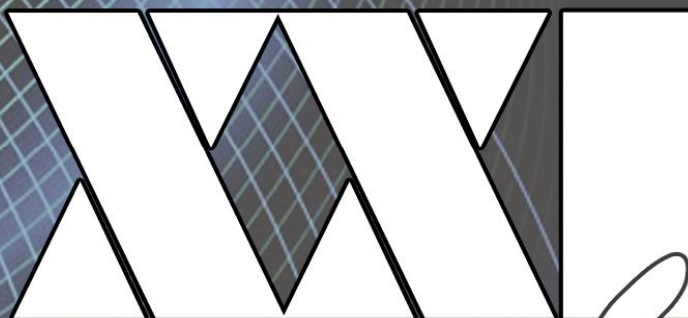


№18
2019

Научное
периодическое
издание

Механики



век

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Братский государственный университет»

Механики XXI веку

*Материалы XVIII Всероссийской
научно-технической конференции
с международным участием*

№ 18 2019 г.

Братск
Издательство Братского государственного университета
2019

Механики XXI века: материалы XVIII Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. – Братск: Изд-во БрГУ, 2019. – 332 с.

ISBN 978-5-8166-0503-8

МЕХАНИКИ XXI ВЕКУ

*XVIII Всероссийская научно-техническая конференция
с международным участием*

MECHANICAL ENGINEERS TO XXI CENTURY
*XVIII Russian national scientific and technical conference
with international participation*

15–17 Мая/May 2019 г.

Научное периодическое издание содержит результаты научно-исследовательской деятельности российских и зарубежных ученых по тематике «Современные технологии и автоматизация в машиностроении», «Материаловедение, динамика и прочность машин и механизмов», «Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств», «Эксплуатация и ремонт машин и оборудования». Публикуются доказательные научные идеи и разработки, развитие и внедрение которых может способствовать техническому прогрессу.

Все статьи авторов включаются в РИНЦ и Science Index.

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Огар П.М., д-р техн. наук, профессор кафедры «Машиноведение, механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск, тел: 8-902-561-97-56 (*председатель совета, председатель конференции*);

Сурьев А.А., канд. техн. наук, доцент кафедры «Машиностроения и транспорта» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск, тел.: 8-902-179-04-55 (*главный редактор, член организационного комитета*);

Федоров В.С., канд. техн. наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск (*зам. главного редактора, член программного комитета, член организационного комитета*);

Рычков Д.А., канд. техн. наук, доцент кафедры «Машиностроения и транспорта» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск (*зам. главного редактора, член организационного комитета*);

Слепенко Е.А., канд. техн. наук, и.о. зав. кафедрой «Машиностроения и транспорта» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск (*член программного комитета*);

Мазур В.В. канд. техн. наук, доцент кафедры «Машиностроения и транспорта» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск (*член программного комитета*).

Издается с 2004 года. Периодичность 1 номер в год.

Журнал зарегистрирован в научной электронной библиотеке Elibrary.ru.

Перепечатка материалов из журнала «Механики XXI века» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

Адрес редакции: 665709, Российская Федерация, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, Механический факультет, кафедра «Машиностроения и транспорта», тел: 8(3953)325397, e-mail: mechanics@brstu.ru Сайт: <http://www.brstu.ru>

Электрогидравлическая система управления объемным гидроприводом механизма поворота одноковшового экскаватора

Федоров В.С.^а, Герасимов С.Н.^б, Яковлев И.Ю.^с

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аfedorov.v.s@yandex.ru, ^бsdm_gerasimov@rambler.ru, ^сyakovlevilya1261@gmail.com

Ключевые слова: Гидропривод, механизм, магистраль, экскаватор, усилитель.

В данной статье рассмотрена и проанализирована работа электрогидравлической системы управления объемным гидроприводом механизма поворота экскаватора. Предложенная схема позволяет достигнуть оптимальных статических и динамических характеристик привода поворота одноковшового экскаватора. Повысить производительность объемного гидропривода за счет поддержания в течение режима разгона (торможения) постоянного максимально допустимого значения давления в напорной магистрали насоса. Это достигается введением в систему пропорционально-интегрального регулятора и использования структуры подчиненного регулирования. Предложенное устройство управления приводом механизма поворота позволяет сократить время поворотных движений экскаватора на 15% для угла поворота 90° и повысить за счет этого производительность экскаватора на 10%.

В последнее время к гидросистемам современных мобильных машин, которые применяются в строительстве, в лесной промышленности, сельском хозяйстве предъявляются все большие требования. В них все большее применение находят гидросистемы с гидравлическим и электрогидравлическим управлением, широко вводятся микропроцессорные и электронные системы управления.

Современные мобильные машины, как правило, имеют гидросистемы высокой степени сложности, в которых реализованы последние научно-технические решения.

Практически все гидросистемы современных мобильных машин – это гидросистемы, чувствительные к нагрузке (load sensing system, LS), с электрогидравлическим пропорциональным управлением. Известны в мире своими достижениями в области гидроприводов мобильных машин фирмы: "Vickers" (США), "Mannesmann Rexroth" (Германия), "Monsun-Tison" (Швеция), "Danfoss" (Дания), "FMG Timbergack", "Loglift" (Финляндия).

Технический уровень объемного гидропривода и элементов, которые являются его составной частью (гидрооборудование) определяют по значениям параметров, которые характеризуют сам гидропривод и гидрооборудование по сравнению с лучшими образцами. Для этих целей используют удельные стоимостные, энергетические показатели и технический ресурс. Кроме того, к важным показателям эксплуатационных свойств гидрооборудования относятся диапазон регулирования и работоспособность в широком интервале изменения температуры, а также возможность дистанционного пропорционального регулирования исполнительных механизмов машин.

К мобильным машинам, как известно, относятся: пневмоколесные одноковшовые и многоковшовые экскаваторы на гусеничном ходу, стреловые самоходные краны, одноковшовые фронтальные погрузчики и лесопогрузчики, автогрейдеры, грейдер-элеваторы, бульдозеры, рыхлители, корчеватели и кусторезы, асфальто- и бетоноукладчики, самоходные катки, снегоочистители, снегопогрузчики, поливочные машины, а также машины для лесозаготовки, добычания торфа, комплект машин для быстрого строительства автомобильных дорог, мелиоративные, бурильные машины.

Практически все современные мобильные машин, как правило, оборудуются гидравлическими системами (гидроприводами) управления рабочими органами и привода перемещения самих машин.

Технический уровень экскаваторов в значительной степени зависит от статических и динамических характеристик их главных приводов, которые определяют производительность и эксплуатационную надежность машин.

Актуальными являются задачи исследования динамических режимов в механизме поворота экскаватора и разработка на базе этих исследований способов снижения динамических нагрузок и повышения производительности экскаватора за счет сокращения времени их поворотных движений. Значительный практический интерес представляет разработка эффективных способов снижения ударных динамических нагрузок в период выбора зазоров в передачах при разгоне и торможении, способов снижения резонансных динамических нагрузок и способов повышения производительности экскаваторов путем формирования оптимальных статических и динамических характеристик привода поворота.

Повышение производительности гидравлических одноковшовых экскаваторов путем усовершенствования систем управления приводом поворота позволит снизить динамические нагрузки. Необходимо рассматривать и анализировать новые методы теории автоматического управления, методы математического моделирования систем.

В предложенной схеме управления сделана попытка повысить производительность объемного гидропривода за счет поддержания в течение режима разгона (торможения) постоянного максимально допустимого значения давления в напорной магистрали насоса. Это достигается введением в систему пропорционально-интегрального регулятора и использования структуры подчиненного регулирования.

На Рис.1 приведена функциональная схема устройства управления объемным гидроприводом. Устройство управления функционирует следующим образом.

На выходе командоаппарата 1 формируется переменное напряжение $U_{ка}$, которое поступает на вход фазочувствительного выпрямителя 2. На выходе фазочувствительного выпрямителя формируется постоянное напряжение U_3 , величина которого пропорциональна заданной подаче насоса Q_3 , то есть заданной скорости гидромотора ω_3 , а полярность этого напряжения зависит от заданного направления вращения гидромотора.

Напряжение U_3 поступает на первый вход усилителя 23, второй вход которого подключен к выходу блока 22.

На вход блока 22 подается напряжение U_{21} от датчика тока 21, которое пропорционально току $I_{ЭМ}$ катушки электромагнита модуля дистанционного пропорционального управления 3

$$U_{21} = K_1 I_{ЭМ} , \quad (1)$$

где K_1 – коэффициент передачи датчика тока 21.

Давление управления $P_{упр}$ на выходе модуля 3 пропорционально току $I_{ЭМ}$ катушки электромагнита

$$P_{упр} = K_2 I_{ЭМ} , \quad (2)$$

где K_2 – коэффициент пропорциональности.

Отсюда следует, что напряжение U_{21} на входе блока 22 пропорционально давлению управления $P_{упр}$

$$U_{21} = K_3 P_{упр} , \quad (3)$$

где $K_3 = \frac{K_1}{K_2}$

Блок 22 моделирует работу гидравлического механизма изменения подачи насоса, а напряжение U_{22} пропорционально текущему значению подачи насоса Q . Напряжение U_{22} подается на второй вход усилителя 23 с полярностью, которая противоположна полярности задающего напряжения U_3 на первом входе этого усилителя.

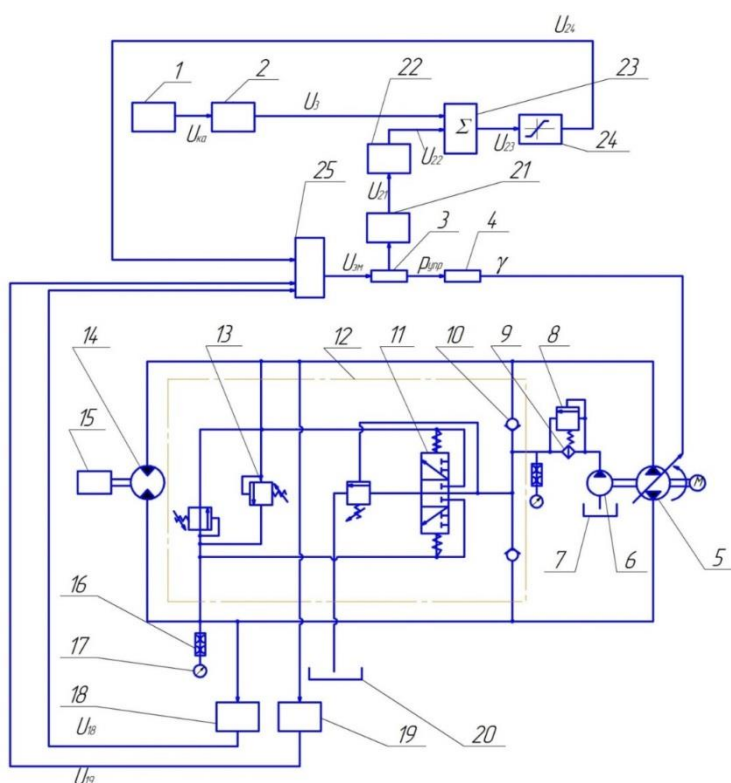


Рис.1 Функциональная схема устройства управления объемным гидроприводом
 1 - командоаппарат; 2 – фазочувствительный выпрямитель; 3 – модуль дистанционного пропорционального управления; 4 – гидравлический механизм изменения подачи насоса; 5 – гидронасос; 6 – вспомогательный гидронасос; 7, 20 – бак; 8 – нерегулируемый клапан; 9 – фильтр; 10 – обратный клапан; 11 – распределитель; 12 – клапанная коробка; 13 – регулируемый клапан; 14 – гидромотор; 15 – редуктор; 16 – дроссель; 17 – манометр; 18,19 – датчик давления; 21 – датчик тока; 22 – блок; 23 – суммирующий усилитель; 24 - элемент; 25 – ПИ-регулятор

В усилителе 23 осуществляется сравнение заданного значения подачи насоса Q_3 с действительным значением этой подачи Q , пропорциональным разнице подач Q_3 и Q

$$\Delta Q = Q_3 - Q \quad (4)$$

В течение всего процесса разгона заданное значение подачи насоса Q_3 значительно больше действительной подачи насоса Q , то есть имеет место неравенство

$$Q_3 \gg Q \quad (5)$$

Поэтому сигнал несогласованности ΔQ настолько большой, что элемент 24 работает на нелинейном участке своей характеристики при постоянном максимальном исходном напряжении U_{24}

$$U_{24} = U_{24,max} = const \quad (6)$$

Величина напряжения $U_{24,max}$ соответствует заданию на максимальную подачу насоса.

Таким образом, в течение всего процесса разгона цепь отрицательной обратной связи по подаче насоса, как выясняется, разомкнута, на выходе элемента 24 имеем постоянное по величине напряжение $U_{24,max}$ (которое не зависит от значения подачи Q). Напряжение $U_{24,max}$ поступает на первый вход ПИ-регулятора 25, оно является сигналом задания на давление P_B

в напорной магистрали, то есть величина напряжения $U_{24,max}$ пропорциональна заданному максимально допустимому стопорному давлению P_{CT} . На второй вход ПИ-регулятора 25 поступает напряжение U_{18} из выхода датчика давления 18 – при одном заданном направлении вращения гидромотора, или напряжение U_{19} , из выхода датчика давления 19 – при противоположном заданном направлении вращения гидромотора. Полярность напряжений U_{18} , U_{19} , противоположна полярности U_{24} . В ПИ-регуляторе давления 25 осуществляется сравнение заданного значения давления P_{max} с действительным значением этого давления и поддерживается действительное значение давления P_B , равным заданному P_{max} . Благодаря этому, обеспечивается максимальное значение ускорения механизма и, соответственно, минимальное время переходных процессов разгона (торможения), то есть максимальная производительность.

В конце процесса разгона, когда значение подачи насоса становится близким к заданной его величине Q_3 , результирующий сигнал на входе усилителя 23, что определяется уравнением (5), уменьшается настолько, что нелинейный элемент 24 перестает влиять на напряжение усилителя 23 и переходит на линейный участок своей характеристики.

На линейном участке характеристики элемента 24 вступает в действие цепь отрицательной обратной связи по подаче насоса Q , то есть по мере роста подачи уменьшается разница ΔQ , это вызывает пропорциональное уменьшение напряжения U_{23} усилителя 23, то есть уменьшение заданного значения давления в напорной магистрали. ПИ-регулятор отслеживает это заданное давление, то есть поддерживается равенство $P_B = P_3$. По мере роста Q , то есть уменьшения ΔQ уменьшается давление P_B , режим разгона прекращается и наступает установленный режим работы с заданной подачей насоса $Q_3 = Q$ и с заданной установленной скоростью гидромотора.

Пропорционально-интегральный регулятор давления 25 имеет передаточную функцию

$$\frac{U_{ЭМ(P)}}{U_{25(P)}} = 1 + \frac{1}{T_P} \quad (7)$$

Наличие в уравнении (8) слагаемого $\frac{1}{T_P}$, которому соответствует интегрирующее звено, свидетельствует, что регулятор давления является астатическим, потому установленное значение ошибки регулирования равно нулю.

В известных технических решениях принят статический регулятор давления, который имеет принципиально неотстраненную ошибку, то есть статизм.

Для данной системы были рассчитаны переходные процессы в режимах разгона и торможения. Графики переходных процессов при значении отсечки $M_{ГМ}^{отс} = 0$ представлены на Рис.2.

В начале режима разгона (торможения) наблюдается резкое увеличение момента гидромотора (давления в напорной магистрали), причем при значениях $T = 0,01$ с и $T = 0,1$ с значения $M_{ГМ}$ превышают максимально допустимый уровень. Потом $M_{ГМ}$ спадает до уровня допустимых нагрузок и в течение разгона (торможения) поддерживается постоянное значение момента гидромотора. При $T = 1$ с начальный выброс момента гидромотора не превышает допустимых норм, однако в течение разгона (торможения) наблюдается медленный спад момента гидромотора. Когда скорость гидромотора достигает заданного значения и вступает в действие цепь отрицательной обратной связи по подаче насоса наблюдается падение момента гидромотора практически к нулю.

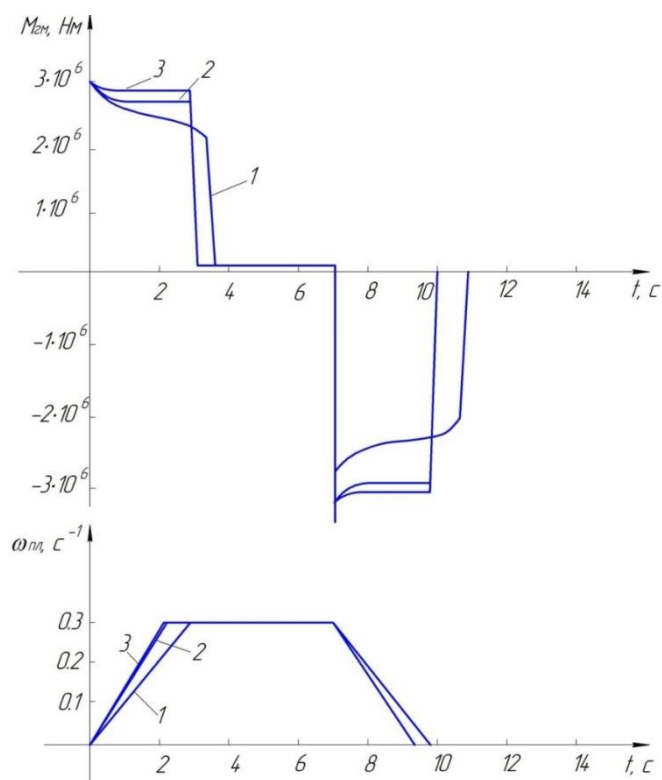


Рис.2 Графики переходных процессов
1 – $T=1$; 2 – $T=0,1$; 3 – $T=0,01$

Данная система позволяет получить практически идеальный режим работы при значениях $T = 0,01$ с. Однако начальный выброс давления приводит к избыточным перегрузкам, которые являются недостатком такой системы. Выбором надлежащих параметров можно достичь уменьшения выброса давления в начальный момент времени. Тем не менее, предложенная система управления позволяет получить характеристики значительно лучше, чем известная система управления механизмом поворота с нелинейной отрицательной обратной связью в гидравлической линии высокого давления.

Вывод: Предложенная система управления приводом механизма поворота одноковшового экскаватора позволяет сократить время поворотных движений экскаватора на 15% для угла поворота 90° и повысить за счет этого производительность экскаватора на 10%.

Литература:

1. Галдин Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод: Учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2009. – 272 с
2. Иванов В.И., Сазанов И.И., Схиртладзе А.Г., Трифонова Г.О. Гидравлика. В 2 т. Т 1: Гидравлические машины и приводы: Учебник для студ. учреждений высш. проф. образования. М.: Академия, 2012. Глазер Р. Очерк основ биомеханики. – М.: Мир, 1988.
3. Селиванов А.М. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17. №3. С. 37-41.
4. Электрогидравлические следящие системы. Колл. Авторов. Под ред. В.А. Хохлова М., Машиностроение 1971.
Меркле Д., Рупп К., Шольц Д. Электрогидроавтоматика. Основной курс. Киев. Изд. ДП «Фесто». 2004. 202 с.

Electro-hydraulic control system volumetric hydraulic drive mechanism rotation shovel

Fedorov V.S.^a, Gerasimov S.N.^b, Yakovlev I.Y.^c

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

^afedorov.v.s@yandex.ru, ^bsdm_gerasimov@rambler.ru, ^cyakovlevilya1261@gmail.com

Key words: Hydraulic, engine, trunk, excavator, service.

This article describes and analyzes the work of the electro-hydraulic control system volumetric hydraulic drive of turning mechanism of the excavator. The proposed scheme allows to achieve optimal static and dynamic characteristics of the drive of rotation of a single-bucket excavator. To increase the capacity of the volumetric hydraulic drive by maintaining a constant maximum permissible pressure value in the pressure line of the pump during the acceleration (braking) mode. This is achieved by introducing a proportional-integral regulator into the system and using the structure of subordinate regulation. The proposed control device for the drive of the rotation mechanism allows to reduce the time of rotary movements of the excavator by 15% for the angle of rotation 90 and increase the productivity of the excavator by 10%.

УДК 622.271

Обзор и анализ международной практики использования систем самоуправляемых карьерных самосвалов

Соболев А.А.

Канд. техн. наук, master of mining engineering, master of engineering management, ст. научн. сотрудник

Институт горного дела ДВО РАН, 680000, Россия, г. Хабаровск, ул. Тургенева, 51,

Тел: +7 (4212) 32 79 27.

alexsoboll@mail.ru

Ключевые слова: горные компании, процесс транспортировки, карьерные самосвалы, автоматизация.

Внедрение современного оборудования и технологий в горном деле предопределяет низкий уровень себестоимости продукции. Модернизация транспортных производственных процессов является одним из ключевых аспектов конкурентоспособности предприятий. Исключение и минимизация человеческого участия в процессах горных работ, в том числе и транспортировке горной массы, является основным трендом модернизации горного производства, а автоматизация и роботизация процесса транспортировки, быстро развивающимся и перспективным направлением. В статье представлены результаты выполненного обзора и анализа мирового опыта применения самоуправляемых карьерных самосвалов. За счет внедрения системы достигается значительное повышение технико-экономических показателей транспортировки горной массы и безопасности горного производства. Выявлен низкий уровень роботизации и автоматизации процесса транспортировки на российских горных предприятиях, обозначены основные направления для его повышения.

Введение. Развитие системы транспортировки в горнодобывающей промышленности России и мира, в последние несколько десятилетий, происходило в основном за счет увеличения размеров и мощности оборудования, с целью повышения производительности и наращивания объемов производства [1,2]. В это время, предприятия других отраслей, таких как логистические и транспортные компании, ведут активную разработку и коммерческое внедрение новой автоматизированной техники в рабочие процессы, продолжая повышать долю участия искусственного интеллекта [3].

В нашей стране, работы по разработке и созданию технологий для автоматизации горного производства достаточно активно ведутся [4-12], однако уровень их коммерциализации и внедрения в производство остается относительно невысоким. В этой связи, остается все еще не решенным ряд производственных задач, таких как: повышение эффективности горного производства, безопасности ведения горных работ; снижение производственных затрат и улучшение условий труда. Создание и внедрение новых технологий, базирующихся на максимальной компьютеризации и исключении человека из производственных процессов и рабочего пространства карьера, является одним из перспективных направлений, которое способно решать данные задачи. В связи с этим, модернизация и автоматизация процесса транспортировки горных пород по наиболее распространенной технологической схеме, с применением автомобильного транспорта, является весьма актуальной научно-производственной задачей.

Современное состояние использования автономных карьерных самосвалов

Обзор мировых практик [13-20] показал, что работы в этом направлении ведутся, начиная с 2008 года (таблица 1). основоположниками к внедрению технологий послужили такие горные компании как RioTinto в Австралии и Codelco в Чили совместно с машиностроительными предприятиями Komatsu (Япония) и Caterpillar (Америка), в последние годы к ним присоединился также и производитель карьерных самосвалов Hitachi.

Таблица 1

Мировой опыт промышленного внедрения систем автономных карьерных самосвалов

Страна	Название компании	Название месторождения	Добываемое полезное ископаемое	Используемая техника и ее грузоподъемность	Год внедрения технологии
Чили	CODELCO's Gabriela Mistral	Gaby	Медь	Komatsu 930E 320 тонн	2010
Мексика	BHP-Billiton	Navajo coal	Уголь	Caterpillar 793F 250 тонн	2012
Австралия	Stanwell	Meandu mine	Уголь	Hitachi EH5000 347 тонн	2014
	Fortescue Metals Group	Solomon mine	Железная руда	Caterpillar 789D 180 тонн (56 единиц)	2013
	Thiess	Christmas Creek	Железная руда	Komatsu 930E and Caterpillar 789D (65 единиц)	2019
	Rio Tinto	West Angelas, Yandicoogina, Hope Downs 4, Nammuldi (район Pilbara)	Железная руда	Komatsu 930E и Caterpillar 789D 180-320 тонн (80 единиц)	2008
США	Barrick Gold Corp	Arturo mine	Золото	Komatsu 930-E 320 тонн (5 единиц)	2018-2019

За 10 лет с момента внедрения системы автономно работающих самосвалов компанией Komatsu, поставлено свыше 100 единиц техники в Австралию, Южную и Северную Америки, а объем перевозок еще на конец 2017 года превысил 1,5 млрд тонн руды и пустых пород [21]

Несмотря на то, что освоение данной технологии на предприятиях осуществляется последние 10 лет большинством крупных горнодобывающих компаний мира, значительное (в несколько раз) увеличение числа внедрений произошло именно за последние 2 года с серьезными планами компаний о продолжении и расширении данного направления модернизации в ближайшем будущем.

Так компания Fortescue Metals Group на железорудном карьере Salomon, в Западной Австралии, приступившая непосредственно к внедрению самоуправляемой транспортной техники еще в 2013 г за последние 2 года значительно интенсифицировала данное направление и внедрила свыше 50 самоуправляемых карьерных самосвалов Caterpillar 789D грузоподъемностью 180 тонн [16].

Компания Thiess, вдохновленная результатами работы от внедрения в компании Fortescue Metals Group упомянутого выше, в текущем году планирует установить автоматизированные системы управления как минимум на 65 единиц Komatsu 930E и Caterpillar 789D на месторождении Рождественский ручей (Christmas Creek) в Австралии.

Постепенно подключаются к этому направлению и другие компании, согласно информации исполнительного директора компании Barrick Nevada, Bill MacNevin, на руднике Arturo в штате Nevada USA, в текущем году планирует модернизировать 5 автомобилей Komatsu 930-E на автоматическое управление. Автомобили пока планируется использовать на вскрышных работах с последующими планами по расширению парка и полным переходом на автоматизированные технологии включая и добычные работы. Примечательно что автоматизированные самосвалы, в данном случае планируется использовать на единых участках совместно с традиционной системой транспортировки с водителями.

Основываясь на изученных материалах, передовым и самым крупным новатором в этом направлении является Австралийская компания Рио Тинто. Разработка данной системы началась в 2008 году в рамках программы «Карьер будущего» (Mine of the Future™) и компания является первым в мире горным предприятием, осуществившим внедрение полностью автоматизированной системы транспортировки (Autonomous haulage systems (AHS)) железосодержащей руды с трех своих карьеров Yandicoogina, Hope Downs 4 и Nammuldi (район Pilbara) на обогатительную фабрику. Управление и контроль за данной системой осуществляется с операционного центра в городе Перт находящегося порядка 1500 км от места проведения работ. К настоящему моменту компания является крупнейшим в мире держателем парка автоматизировано работающих карьерных самосвалов имея в наличии свыше 80 единиц марок Caterpillar и Komatsu и планами, к увеличению более чем до 140 автосамосвалов уже к концу 2019 года. “Что еще недавно было научной фантастикой, на сегодняшний день стало нормой жизни” так характеризует внедрение системы самоуправляемых самосвалов, исполнительный директор компании РиоТинто, Chris Salisbury [15]. Объем перевозок данной системой в компании еще в феврале 2018 года превысил 1 млрд тонн и в настоящее время составляет 20% от общей транспортной производительности.

Такое широкое внедрение технологии свидетельствует о том, что она не только готова к промышленному внедрению, но и доказала свою эффективность и надежность.

Над созданием опытно-промышленных образцов автономных самосвалов и их испытанием работают и многие другие компании, включая, широко используемые в России Белазы. На данный момент, стадия их разработки не позволяет пока массово внедрять их на предприятиях, так как компания Белаз все еще находится на стадии опытных образцов способных двигаться по заданным траекториям и выполнять заданные функции, однако говорить о полном овладении технологиями искусственного интеллекта и автономного

движения, а также их широкому внедрению на предприятиях, по нашему мнению, пока рано. Согласно информации о запланированных первых опытно-промышленных испытаниях беспилотных карьерных самосвалов в России, опубликованной на официальном сайте концерна «Белаз», испытания намечены на конец 2019 года, в компании СУЭК, на угольном разрезе «Абаканский», в республике Хакассия [22].

Реальными потенциальными партнерами для горных предприятий в этом секторе остаются его передовики и основатели компании, Komatsu и Caterpillar. В ближайшем будущем, ожидается выход на данный рынок и компании Hitachi, проводящей в настоящее время успешные промышленные испытания на месторождении каменного угля Meandu mine в штате Queensland, Австралия.

Результаты исследований и их обсуждение

Система транспортировки горной массы с использованием карьерных автономных самосвалов, подтвердила способность обеспечить бесперебойную работу 24 часа 7 дней в неделю [17,18], сопровождающееся значительным увеличением производительности и надежности. За счет снижения числа рабочих находящихся непосредственно в зоне повышенной опасности карьера, повысилась безопасность производства, полностью устранены инциденты, связанные с усталостью водителей, травмы - ушибы, растяжения, а также негативное воздействие шума и пыли. В результате эксплуатации на предприятиях было отмечено повышение коэффициента технического использования самосвала с 80 до 90% на первых годах службы автомобиля, отмечается улучшение таких показателей, как снижение: расхода топлива на 5%, износа шин на 7%, операционных расходов до 30% [23-26].

Академик Трубецкой в описании работы «Интеллектуальный карьер» [27] прогнозирует возможность пересмотра параметров системы разработки и СНИПов, в частности, увеличение максимального угла откоса бортов карьера, снижение ширины автомобильных дорог и увеличение углов их наклона. Данные изменения будут способствовать росту темпа углубления и максимальной глубины карьера, а как следствие, более полной отработке запасов рудных тел месторождений.

Российским компаниям, следует рассмотреть к применению данную модернизацию, чтобы не допустить технико-экономического отставания от мировых горнодобывающих предприятий. Подобного масштаба модернизация будет невозможна без наличия сотрудников соответствующей компетенции в новых областях, что уже на данном этапе, требует радикально нового подхода к кадровому обеспечению горных предприятий. Потребуется переориентация сотрудников технических специальностей, водителей, операторов горных машин и оборудования, в область IT технологий, способных вести обработку больших объемов информации Big Data, программировать, анализировать и осуществлять контроль работы искусственного интеллекта машин и оборудования.

Выводы:

Передовыми, открытыми к радикальным модернизациям производства, новаторами в горном деле, в основном являются крупные мировые компании с капитализацией в десятки миллиардов долларов и опытом работы не первые десятки лет, занимающиеся добычей различных минеральных ресурсов, как золото, медь, железная руда уголь и др.

Исключение человека из производственных процессов и рабочего пространства карьера является основным трендом развития мировой горной индустрии. Автономная работа техники достигается за счет создания и внедрения новых технологий, базирующихся на максимальной компьютеризации, автоматизации и роботизации.

Время создания, испытания, коммерциализации и внедрения новых технологий транспортировки горной массы составило свыше 10 лет, при тесном взаимодействии специалистов различных отраслей: машиностроительных, связи, IT технологий и многих других.

Создание системы самоуправляющихся самосвалов для транспортировки горной массы позволяет значительно повысить эффективность горного производства, его безопасность, снизить производственные затраты и улучшить условия труда рабочих.

Российские горнодобывающие компании, в большинстве случаев, внедряют уже опробованные за рубежом новые технологии и оборудование, в связи с этим, в отечественной горной промышленности, на данном этапе, прослеживается отставание порядка 5-10 лет от мировых трендов в части применения беспилотных карьерных автосамосвалов для транспортировки горной массы на карьерах.

С целью поддержания конкурентоспособности отечественных горных предприятий, техническим отделам горных компаний следует вести постоянный мониторинг мировых инноваций, плотно работать с научными институтами, не только горных направлений, в сторону автоматизации и роботизации производства.

Литература:

1. Ercelebi S.G., Bascetin A. Optimization of shovel-truck system for surface mining //Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy. – 2009. – Т. 109. – №. 7. – С. 433-439.
2. Schexnayder C., Weber S. L., Brooks B. T. Effect of truck payload weight on production //Journal of construction engineering and management. – 1999. – Т. 125. – №. 1. – С. 1-7.
3. E. Uhlemann. Active safety vehicles evolving toward automated driving [Connected Vehicles]. *IEEE Vehicular Technology Magazine*, vol. 10, no. 4, pp. 20-23, Dec. 2015.
4. Чебан А.Ю. Совершенствование выемочно-погрузочного процесса при ведении открытых горных работ // Известия УГГУ. 2017. №3. С. 57-59.
5. Секисов Г.В. Рациональный способ разработки маломощных крутопадающих рудных месторождений. /Секисов Г.В., Соболев А.А.// Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. №11 С. 38-45.
6. Пат. 2375576 Российская федерация, МПК Е 21 С 41/26, В 03 В 7/00. Способ освоения месторождений твердых полезных ископаемых [Текст] / Секисов Г. В., Соболев А. А., Якимов А. А.; заявитель и патентообладатель Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН. – 2008117958/03; заявл. 04.05.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № 34. – 7 с.: ил.
7. Пат. 2375577 Российская Федерация, МПК⁷ Е 21 С 41/26, В 03 В 7/00. Способ освоения месторождений твердых полезных ископаемых [Текст] / Секисов Г. В., Рассказов И. Ю., Авдеев П. Б., Соболев А.А., Якимов А.А.; заявитель и патентообладатель Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН. – № 2008131164/03; заявл. 28.08.08; опубл. 10.12.09, Бюл. № 34.
8. Чебан А.Ю. Совершенствование техники и технологий безвзрывной разработки горных пород: моногр. / А.Ю. Чебан. - Хабаровск: ИГД ДВО РАН, 2017. - 260 с.
9. Секисов Г.В. Состояние и основные пути развития добычи природных строительных материалов в южных субрегионах дальневосточного округа. /Секисов Г.В., Чебан А.Ю., Соболев А.А.// Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 7. С. 71-76.
10. Секисов Г.В. Состояние и перспективы развития добычи и потребления строительных горных пород в дальневосточном регионе. /Секисов Г.В., Чебан А.Ю., Нигай Е.В., Соболев А.А.// Проблемы комплексного освоения георесурсов Материалы IV Всероссийской научной конференции с участием иностранных ученых. 2011. С. 142-149.
11. Чебан А.Ю. Разупрочнение поверхностного слоя уступов при сезонном промерзании породы. /Чебан А.Ю., Соболев А.А.// Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2016. № 4. С. 113-119.
12. Гладырь А.В. Проектирование системы геоакустического мониторинга нового поколения. Гладырь А.В., Мигунов Д.С., Мирошников В.И., Луговой В.А. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № 9. С. 101-108.
13. Bellamy D. Assessing the impact of driverless haul trucks in Australian surface mining / Bellamy D., Pravica L. // Resources Policy. – 2011. – Т. 36. – №. 2. – С. 149-158.
14. Fagnant, D.J., & Kockelman, K. (2015). Preparing a nation for autonomous vehicles: opportunities, barriers and policy recommendations. *Transportation Research Part A: Policy and Practice*, 77, 167-181.

15. Annual report 2017. /RioTinto// Brisbane City QLD 4000. 2018. 258 P.
16. Staff reporters. The West Australian Journal. 8 November 2018 [Электронный ресурс] Режим доступа: thewest.com.au/business/mining/thiess-wins-fortescue-metals-group-work-for-more-autonomous-haulage-system-trucks-ng-b881015764z (Дата обращения: 08.02.2019)
17. Parreira J. An interactive simulation model to compare an autonomous haulage truck system with a manually-operated system: дис. – University of British Columbia, 2013.
18. Carter, Russell A. Location, location, location. Engineering and Mining Journal; Jacksonville Том 209, Изд. 1, (Jan/Feb 2008): P. 44-47.
19. Hitachi dump trucks autonomous haulage solution - AHS. HitachiMachineryChannel. Официальный пресс канал компании Hitachi. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [//youtube.com/watch?v=c9_Os6Ha-Gk](https://youtube.com/watch?v=c9_Os6Ha-Gk) (Дата обращения: 22.02.2019)
20. Komatsu View Magazine. 2010 №3 Special Edition. Published by Komatsu Ltd. Construction & Mining Equipment Marketing Division 2-3-6, Akasaka, Minato-ku, Tokyo 107-8414, Japan
21. Komatsu autonomous haulage system. Komatsu пресс релиз. [Электронный ресурс] Режим доступа: [//www.komatsu.com.au/innovation/autonomous-haulage-system](http://www.komatsu.com.au/innovation/autonomous-haulage-system) (Дата обращения: 08.02.2019)
22. Роботизированные самосвалы. Белаз пресс релиз. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [//belaz.by/uploads/userfiles/files/%D0%91%D0%95%D0%9B%D0%90%D0%97-75131%20Robot.pdf](http://belaz.by/uploads/userfiles/files/%D0%91%D0%95%D0%9B%D0%90%D0%97-75131%20Robot.pdf) (Дата обращения: 22.02.2019)
23. Hodges C. Deep Learning for Driverless Vehicles //Handbook of Deep Learning Applications. – Springer, Cham, 2019. – С. 83-99.
24. Grad, Paul S. Running with robotics. Engineering and Mining Journal; Jacksonville Том 211, Изд. 1, (Jan/Feb 2010): 34-36.
25. Nebot E.M. Surface mining: main research issues for autonomous operations. Nebot E.M. Thrun S., Brooks R., Durrant-Whyte H. Robotics Research. Springer Tracts in Advanced Robotics, vol 28. Springer, Berlin, Heidelberg
26. Redwood N. Autonomous haulage systems financial model assessment. /Redwood N.// Report of Whittle Consulting company for Mining Technical group (Australia). 14 Feb 2018. 28 P.
27. Трубецкой К.Н., et al. «Научно-технические вопросы изменения организации управления открытыми горными работами с применением роботизированной карьерной техникой. "Горная Промышленность 5 (135) (2017) С. 27-30.

Review and analysis of the use of autonomous haulage system in the world

Sobolev A.A.

PhD, master of mining engineering, master of engineering management, senior research fellow, Mining institute, Far Eastern branch Russian Academy of Science 680000 Khabarovsk, 51 Turgenev st., alexsoboll@mail.ru, Phone: +7 (4212) 32 79 27.

The introduction of modern equipment and technologies in mining determines the low cost of production. The modernization of haulage system is one of the key aspects of the competitiveness of mining companies.

The exclusion and minimization of human participation in the processes of mining, including the transportation of rocks, is the main trend of mining industry modernization, transportation automation and robotization is a rapidly developing and high-potential direction.

The article presents review of the world experience in the use of autonomous mining trucks in order to improve the efficiency of transportation process. Due to the introduction of the system, a significant increase in technical and economic indicators and safety of mining production is achieved.

The low level of robotization and automation of the haulage process at the Russian mining is revealed, the main directions for its increase are indicated.

Статический расчет металлоконструкции портала заглаживающей машины

А.Х. Файзов^а, Л.А. Мамаев^б, С.Н. Герасимов^с, В.С. Федоров^д,
А.Н. Дыхавка¹.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аazamat.fayzov@mail.ru, ^бpro_uche@brts.ru, ^сsdm_gerasimov@rambler.ru, ^дFedorov-v-s@yandex.ru, ¹dyhavka@mail.ru.

Ключевые слова: рабочий орган, бетонная смесь, колебания, градиентный слой, вибрация, балка, частота.

При рассмотрении процессов взаимодействия вибрационных рабочих органов (РО) со свежееуложенной бетонной поверхностью по сравнению со статическими РО необходимо сконцентрировать внимание на том обстоятельстве, что на структурно-реологические свойства бетонной смеси существенное влияние оказывают процессы тиксотропных превращений, обуславливающие значительное уменьшение вязкости структуры.

Последнее существенно влияет на качество бетонной поверхности, заглаживаемой свободно лежащими на ней ручными и самоходными машинами. Это влияние выражается в значительном волнообразовании, причиной которого является возможность вибрационного погружения РО. Поэтому существенное значение приобретает решение задач, связанное с выбором геометрических и кинематических параметров вибрационных рабочих органов, обеспечивающих отсутствие рассматриваемого явления.

Обобщение и анализ методов проектирования машин для обработки бетонных поверхностей и интенсификация процессов заглаживания свежееуложенных бетонов показывают, что решены далеко не все задачи, связанные с методологическими основами поиска путей повышения интенсивности и эффективности рабочих процессов рассматриваемых машин; требуют уточнения и дальнейшего совершенствования воззрения на физические основы взаимодействия рабочих органов машин с обрабатываемой средой с использованием перспективных физико-технических эффектов, например, вибрации, а также решения ряда частных задач по проектированию вибрационных заглаживающих машин с учетом динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации с целью обеспечения их надежности и долговечности.

Введение: Исследование процессов, происходящих в бетонной смеси при ее контакте с поверхностью выравнивающих рабочих органов показало, что природа этих процессов сложна и разнообразна. Известно, что бетонная смесь представляет собой дисперсную систему, обладающую упругими, вязкими, тиксотропными, коагуляционными и другими свойствами. Составы бетонных смесей, применяемых в строительстве, разнообразны

Однако промышленность железобетона требует хотя бы приближенных, но верных данных для определения энергозатрат процесса выравнивания при условии удовлетворения необходимых требований к чистоте выравнивания и рельефообразования поверхности изделий. Это естественно, так как без этих данных невозможно правильно спроектировать выравнивающую машину.

В качестве примера рассмотрим расчет портала заглаживающей машины ДЗМ-4. Технические параметры машины: длина портала – 3600 мм; масса портала – 750 кг; масса тележки с установленным на ней рабочим органом – 420 кг; колея тележки – 320 мм, база – 500 мм. Коэффициент динамичности принимается равным $K_{дин} = 1,4$.

Металлоконструкция портала заглаживающей машины коробчатого сечения. Высота сечения $H = 325$ мм, ширина $B = 250$ мм. Момент инерции $J = 1,15 \cdot 10^8$ мм⁴.

Для повышения местной устойчивости стенок внутри коробчатого сечения установлены диафрагмы. Материал - Сталь Ст.3сп с пределом текучести $\sigma_m = 240$ МПа. Предел выносливости с учетом коэффициента асимметрии цикла нагружения $r = 0,4$ и эффективного коэффициента концентрации $k = 1,4$ $\sigma_{tk} = 120$ МПа.[4].

Расчетная схема портала – статически определимая двухопорная балка. Условный чертеж металлоконструкции портала представлен на рис.1. По результатам расчета была получена карта распределения напряжений в металлоконструкции портала, представленная на рис. 1 и рис 2.

Анализ распределения напряжений обнаруживает, что максимальные их значения возникают в местах крепления опорных тележек передвижения портала, что обусловлено высокими значениями концентраторов напряжений в результате технологии сборки. Эквивалентные напряжения равны $\sigma_{\sigma} = 46,05$ МПа.

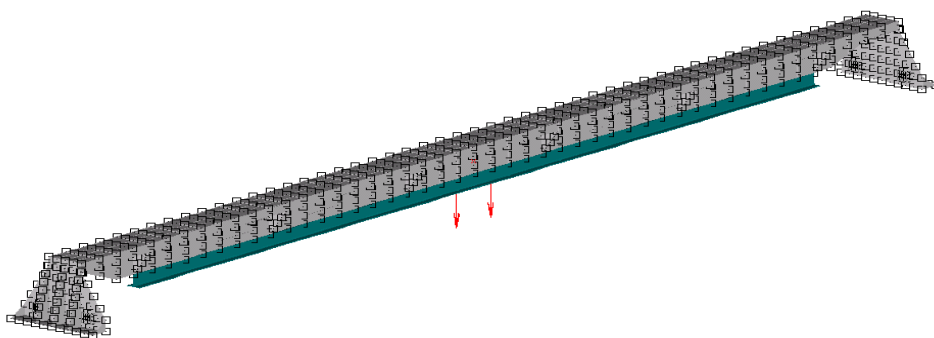


Рис.1 Металлоконструкция портала заглаживающей машины

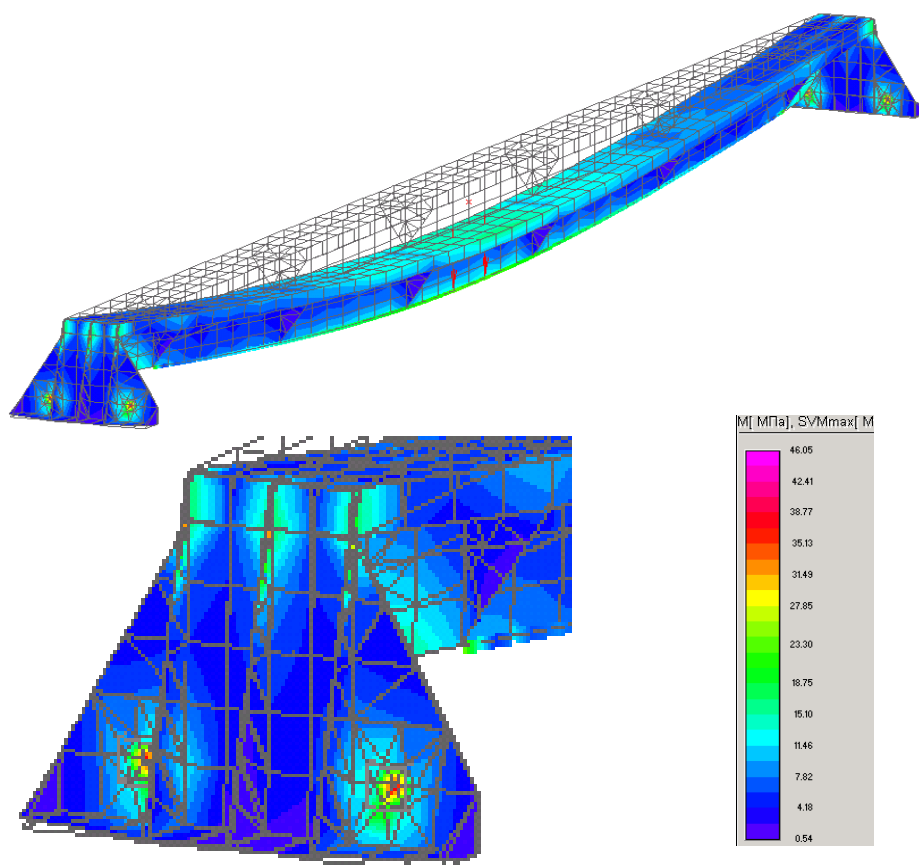


Рис.2 Карта распределения напряжений

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении составил:

$$K = \frac{[\sigma_m]}{\sigma_3} = \frac{120}{46,05} = 2,6.$$

Коэффициент запаса прочности в середине пролетного строения:

$$K = \frac{[\sigma_m]}{\sigma_3} = \frac{120}{23,3} = 5,15.$$

Определение собственной частоты колебаний металлоконструкции портала

Для определения основного (первого) тона колебаний воспользуемся методом Рэлея. Сущность метода Рэлея состоит в том, что заранее задаются формой упругой линии системы при основном (первом) виде колебаний. Затем вычисляются наибольшие значения потенциальной и кинетической энергий, которые приравняются друг к другу. Естественно предположить, что чем точнее задана форма упругой линии, тем точнее значение полученной частоты.

В рассматриваемом случае распределенная масса балки $m(x) = m_0 \cong 210$ кг/м, жесткость портала при изгибе $EJ = 2,4 \cdot 10^7$ Нм², масса тележки с рабочим органом $M_m = 420$ кг, длина портала $l = 3,6$ м. Для определения основной собственной частоты колебаний портала формула Рэлея имеет вид:

$$p^2 = \frac{\int_0^l EJ(U''(x))^2 dx}{\int_0^l m_0 U^2(x) dx + U_i^2 M_m} \quad (1)$$

Зададим форму колебаний в виде $U(x) = A \sin(\pi x / l)$.

Это выражение удовлетворяет граничным условиям: $U(x) = 0, U''(x) = 0$ при $x = 0, x = l$.

Величина "A" остается неопределенной и при решении задачи она сократится.

$$U''(x) = -A \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sin(\pi x / l). \quad (U''(x))^2 = A^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \sin^2(\pi x / l).$$

$$\int_0^l EJ(U''(x))^2 dx = \int_0^l EJA^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \sin^2(\pi x / l) dx = \frac{A^2 \pi^4 EJ}{2l^3} \quad (2)$$

$$\int_0^l m_0 U^2(x) dx = m_0 \int_0^l A^2 \sin^2(\pi x / l) dx = \frac{m_0 A^2 l}{2} \quad (3)$$

$$U_i^2 M_m = M_m A^2 \sin^2(\pi x / l) \quad (4)$$

Подставив выражения (2), (3), (4) в формулу (1) получим формулу для определения основного тона колебаний портала:

$$p = \sqrt{\frac{\pi^4 EJ}{l^3 (m_0 l + 2M_m \sin^2(\pi x / l))}} \quad (5)$$

На рис. 3 представлены результаты расчетов по определению собственной частоты основного тона колебаний портала.

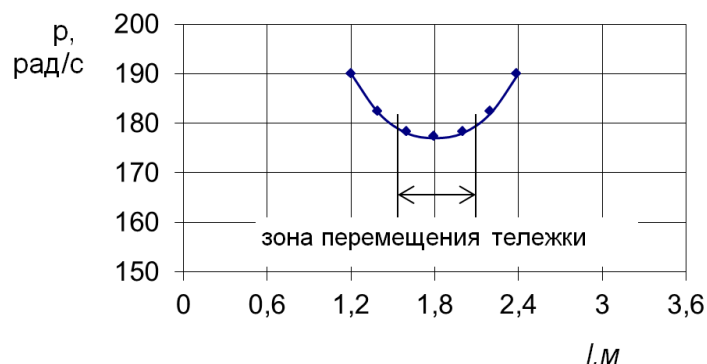


Рис.3 Характер изменения собственной частоты колебаний портала основного тона

Максимальный прогиб в середине пролета портала определяется по известной формуле Мора:

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \int M_P M_Q dx + \frac{1}{EJ} \int M_P M_R dx \quad (6)$$

где M_P , M_Q , M_R – соответственно моменты от единичной силы, распределенного веса портала и сосредоточенного веса тележки с рабочим органом.

Расчетная схема и эпюры моментов представлены на рис. 4.

В соответствии со способом Верещагина для вычисления интеграла Мора (5) имеем

выражение:
$$\Delta = \frac{1}{EJ} \left(\frac{5Ql^4}{384} + \frac{Rl^3}{48} \right)$$

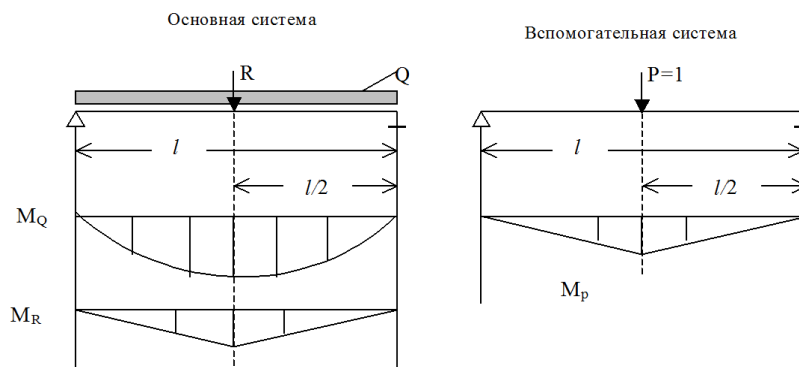


Рис.4. Определение прогиба портала.

Расчет основных параметров заглаживающих машин

Важным этапом проектирования заглаживающих машин является выбор геометрических и кинематических параметров рабочего органа, определения энергии, затрачиваемой на рабочий процесс, обеспечивающих в совокупности получение качественной поверхности бетонного изделия.

При назначении рациональных геометрических и кинематических параметров рассматриваемого класса машин с учетом предыдущих исследований и представленных в настоящей работе следует использовать ниже представленные рекомендации:

- **Валковые рабочие органы** – диаметр рабочего органа от 200 до 450 мм
частота вращения рабочего органа от 1 до 10 рад/с, скорость передвижения заглаживающей машины от 0,025 до 0,1 м/с;
- **Дисковые рабочие органы** – диаметр рабочего органа от 200 до 150 мм
частота вращения рабочего органа от 1 до 7 рад/с, скорость передвижения заглаживающей машины от 0,1 до 0,2 м/с;
- **Брусовые рабочие органы** – ширина бруса от 300 до 450 мм

частота вращения бруса от 2 до 5 рад/с, радиус кругового движения (длина кривошипа) от 30 до 70 мм, скорость передвижения машины от 0,025 до 0,45 м/с.

Общая установленная мощность электродвигателей определяется по формуле:

$$N = N_1 + N_2 \quad (7)$$

где N_1 – мощность, потребляемая на перемещение заглаживающей машины; N_2 – мощность, потребляемая на процесс заглаживания.

Мощность, потребляемая на перемещение машины как тележки, определяется по известной формуле:

$$N_3 = \frac{P_K v_3}{\eta_1}, \quad (8)$$

где η_1 - КПД трансмиссии; P_K - сопротивление качению колес и трения в подшипниках.

$$P_K = \frac{G_M (2\mu + df_2 K_P) K_{II}}{D_K} \quad (9)$$

где G_M - масса машины; μ - коэффициент трения качения (0,03..0,05); d – диаметр подшипника ходового колеса; K_P - коэффициент трения скольжения в ребордах колес (1,45..2,20); f_2 - коэффициент трения в подшипниках (0,015..0,1); D_K - диаметр ходового колеса, м; K_{II} - коэффициент инерции покоя (3,0..4,0).

Мощность, потребляемая в процессе заглаживания можно представить в виде двух составляющих: $N_2 = N_{21} + N_{22}$

где N_{21} – мощность, потребляемая рабочим органом в процессе заглаживания бетонной смеси; N_{22} – мощность, потребляемая на процесс тиксотропного разрушения структуры пограничного слоя бетонной смеси.

Мощность, потребляемая в процессе заглаживания с учетом изменения физических параметров пограничного слоя под действием вибрации, для рассматриваемого класса машин определяется по формулам:

$$\text{Дисковый рабочий орган } N_{21} = 1,5R^2 v_{\partial} \Delta p f_{\partial} (k_{\partial} + k_{\mu}) \frac{1}{\eta};$$

$$\text{Валковый рабочий орган } N_{21} = Dhbv_{\partial} \Delta p f_{\partial} (k_{\partial} + k_{\mu}) \frac{1}{\eta};$$

$$\text{Брусовый рабочий орган } N_{21} = 1,8eznb \Delta p f_{\partial} (k_{\partial} + k_{\mu}) \frac{1}{\eta}.$$

Здесь Δp - давление рабочего органа на бетонную смесь, Па; f_{∂} - коэффициент трения, для стального рабочего органа ; $f_{\partial} = 0,7$; $k_{\partial} = 1,0..1,15$ - коэффициент, учитывающий потери на перемещение волны бетонной смеси; $k_{\mu} = 1,1..1,15$ - коэффициент, учитывающий влияние адгезии; R - радиус диска, м; D - диаметр валка, м; B - ширина бруса, м; b - ширина заглаживаемой полосы, м; $V_{\partial} V_{\partial}$ - соотв. окружная скорость диска и валка, м/с; h - глубина погружения валка в смесь, м; z - величина хода, м.

Средняя мощность, потребляемая на процесс тиксотропного разрушения структуры пограничного слоя бетонной смеси, для систем с сосредоточенными параметрами, к которым относятся рассматриваемые вибрационные рабочие органы заглаживающих машин, в случае изменения вынуждающей силы по синусоидальному закону для системы с одной степенью свободы определяется по формуле:

$$N_{cp} = \frac{F^2 b \omega^2}{2[(c - m\omega^2) + b^2 \omega^2]} \quad (10)$$

где F – вынуждающая сила; b и c – коэффициенты вязкого и упруго сопротивления среды (бетонной смеси); m – приведенная колеблющаяся масса; ω – частота вынужденных колебаний рабочего органа.

При разработке новых вибрационных машин требуется экспериментально определять диссипативные силы сопротивления, что представляет достаточно трудоемкую задачу. Факторы, определяющие рассеивание энергии при вибрации, зачастую изменяются в широких пределах. По этим причинам нередко естественным надежным критерием является максимум средней мощности.

С учетом вышесказанного, мощность, потребляемая процессом тиксотропного разрушения структуры пограничного слоя бетонной смеси, с достаточной степенью точности может быть определена по формуле: $N_{22} = \frac{F^2 \omega}{4(c - m\omega^2)}$.

Заглаживающая способность рабочих органов определяют по методу, разработанному проф. А.В. Болотным. Как отмечалось выше, заглаживающая способность S определяется длиной линии, на протяжении которой рабочий орган воздействует на элементарную площадку обрабатываемой поверхности, и определяется по формулам:

дисковые рабочие органы $S_{\partial} = 1,05 v_{\partial} R \frac{1}{v_3} \geq [S]$,

валковые рабочие органы $S_{\epsilon} = v_{\epsilon} \sqrt{Dh} \frac{1}{v_3} \geq [S]$,

брусковые рабочие органы $S_{\sigma} = 1,8 Bzn \frac{1}{v_3} \geq [S]$,

где R – радиус диска, м; D – диаметр валка, м; B – ширина бруса, м; $v_{\partial}, v_{\epsilon}$ – соответственно окружная скорость диска и валка, м/с; h – глубина погружения валка в смесь, м; z – величина хода, м; v_3 – скорость перемещения машины, м/с; n – число двойных ходов бруса в секунду.

На рис. 5. представлена диаграмма, позволяющая определять необходимую величину заглаживающей способности вибрационных рабочих органов в зависимости от жесткости бетонной смеси и заданной величины шероховатости поверхности, определяемой видом изделия.



Рис.5 Диаграмма для определения допустимой величины заглаживающей способности

В табл.1 представлены данные, устанавливающие связь между классом шероховатости и величиной размаха шероховатости $R_{п}$.

Таблица 1

Класс шероховатости	1Ш	2Ш	3Ш
Размах шероховатости R_p , мм	2,5...5,0	1,2...2,5	0,5...1,2

На базе представленных рекомендаций выбираются рациональные геометрические и кинематические параметры вибрационных рабочих органов заглаживающих машин.

Подставляя геометрические параметры портала и действующей нагрузки, определяем прогиб в середине пролета. Прогиб равен 0,36 мм. Жесткость портала $f/l = 1/10000$.

Таким образом, приведенный пример расчета портала заглаживающей машины ДЗМ-4 показал, что усталостная прочность и жесткость портала обеспечивают эксплуатационную надежность машины и качество обрабатываемой бетонной поверхности до класса 1Ш. При выборе параметров вибрации рабочего органа необходимо соблюдать условие отсутствия резонанса: $1,3 p < \omega < 0,7 p$,

где ω - вынужденная частота колебаний вибровозбудителя.

Выводы: Использование вибрации в конструкциях рабочих органов заглаживающих машин приводит к увеличению заглаживающей способности на 10 – 15% по сравнению со статическими РО, что позволяет повысить их производительность. Рекомендуемые параметры вибрации составляют: амплитуда колебаний для валковых и дисковых рабочих органов - 0,001...0,008 м; частота – 200...500 с-1.

Наибольшей заглаживающей способностью обладают вибрационные сплошные валковые рабочие органы. Значение критерия заглаживающей способности увеличивается в 10...12 раз по сравнению с валковыми и брусковыми РО, что позволяет использовать их в необходимых случаях для получения шероховатости поверхности класса 1-Ш и 2-Ш.

Литература:

1. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей.- Л.:Стройиздат, 1979.- 126с.
2. Батулов А.И. Исследование процесса заглаживания поверхности свежесформованных пространственных конструкций: Дис. канд. техн. наук: 05.05.04: В 2 т. / Ленингр. инженер.-строит. ин-т.-Л., 1971.Т.1.- 113с., 18 л. ил.Т.2.- 35с.
3. Мамаев, Л.А. Исследование процессов рельефной обработки бетонных поверхностей: дис канд. техн. наук / Л.А. Мамаев. – Л.: ЛИСИ, 1979. – 194 с.
- 4.Технология бетонных и железобетонных изделий / Под ред. В.Н. Сизова. - М.: Стройиздат,1984.- 307с.
4. Сулеменко, Л.М. Технология минеральных вяжущих материалов и изделий на их основе: Учебник для вузов / Л.М. Сулеменко. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2000 – 303 с
- 6.А.Х.Файзов, Н.Н.Коголь, Л.А.Мамаев, С.Н. Герасимов// Методы и приборы для измерения шероховатости поверхности бетонных конструкций Инновационные технологии в строительстве, теплогазоснабжении и энергообеспечении: Материалы V Международной научно-практической конференции/Под ред. Ф.К.Абдразакова. – Саратов: 2017. – 223с.
5. А.Х.Файзов, Л.А.Мамаев, С.Н.Герасимов // Моделирование режимов заглаживания, обеспечивающих отсутствие микродефектов бетонной поверхности.- Системы методы технологии №4 (36), 2017-87.

Static calculation of metal structure of the portal of the laying machine

A.H. Fayzov^a, L.A. Mamaev^b, S.N.Gerasimov^c, V.S Fedorov^d, A.H. Dyhavkaⁱ

VPO Bratsk State University, ul. Makarenko 40, Bratsk, Russia

^aazamat.fayzov@mail.ru, ^bpro_uche@brts.ru, ^csdm_gerasimov@rambler.ru, ^dFedorov-v-s@yandex.ru, ⁱdyhavka@mail.ru.

Keywords: working body, concrete mix, vibrations, gradient layer, vibration, beam, frequency.

Abstract: When considering the processes of interaction of vibratory working bodies (RO) with a freshly laid concrete surface compared to static ROs, it is necessary to emphasize that the structural and rheological properties of the concrete mix are significantly affected by the processes of thixotropic transformation, causing a significant decrease in the viscosity of the structure.

The latter significantly affects the quality of the concrete surface, smoothed down by manual and self-propelled machines lying freely on it. This effect is expressed in a significant wave formation, the cause of which is the possibility of vibrating immersion PO. Therefore, the solution of problems associated with the choice of the geometric and kinematic parameters of the vibrating working bodies, which ensure the absence of the phenomenon under consideration, acquires significant significance.

The generalization and analysis of the design methods of machines for processing concrete surfaces and the intensification of smoothing processes of newly laid concrete show that not all the tasks associated with the methodological foundations of finding ways to increase the intensity and efficiency of the working processes of the machines under consideration are solved; require clarification and further improvement of the views on the physical basis of the interaction of the working bodies of machines with the processed medium using promising physico-technical effects, for example, vibrations, as well as solving a number of particular tasks on the design of vibration smoothing machines, taking into account the dynamic loads that occur during operation to ensure their reliability and durability.

УДК 621.271

Выемочный комплекс для разработки крутонаклонных рудных тел ограниченной мощности

Чебан А.Ю.^а

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^аchebanay@mail.ru

Ключевые слова: ходовое оборудование, телескопическая стрела, рабочий орган, пневматическая система, горная масса.

В статье рассматривается конструкция выемочного комплекса для механической разработки маломасштабных месторождений состоящих из крутонаклонных рудных тел ограниченной мощности. Достоинствами многих из таких месторождений является богатое содержание полезных компонентов в руде и небольшая глубина ее залегания. Развитие технических средств, оборудованных фрезерными рабочими органами, позволяет вести эффективную безвзрывную выемку достаточно прочных горных пород. Предлагаемый выемочный комплекс состоит из колесного шасси повышенной проходимости, на котором установлена телескопическая стрела с фрезерным рабочим органом, а также система пневматического транспортирования разрыхленной горной массы из забоя и другое оборудование. Применение выемочного комплекса позволит снизить количество горнодобывающего оборудования и производственного персонала, уменьшить коэффициент вскрыши при ведении добычных работ и повысить безопасность ведения горных работ.

Введение. Преимуществами многих маломасштабных месторождений является богатое содержание полезных компонентов в руде и небольшая глубина ее залегания, при этом совокупные минерально-сырьевые ресурсы таких месторождений довольно значительны, так как по разным оценкам на одно крупное месторождение приходится

несколько десятков маломасштабных [1-3]. К недостаткам можно отнести пространственную удаленность многих маломасштабных месторождений друг от друга и от крупных горнодобывающих предприятий, труднодоступность, что ведет к значительным затратам при освоении данных месторождений.

Состояние вопроса. В настоящее время разрабатываются различные технологические решения и технические средства освоения маломасштабных рудных месторождений [4]. Развитие технических средств позволяет осуществлять безвзрывную выемку все более прочных горных пород как открытым, так и подземным способом [5-8]. В настоящее время различные горные машины, в частности карьерные комбайны, оснащенные фрезерными рабочими органами, позволяют с достаточно высокой производительностью разрабатывать горные породы прочностью на одноосное сжатие до 60-80МПа и более [9-14], известны случаи разработки пород прочностью свыше 150МПа. В горное производство в России и за рубежом внедряются комплексы глубокой разработки пластов, предназначенные, прежде всего для доработки запасов карьерных полей угольных месторождений [15]. Применение известных конструкций комплексов глубокой разработки для освоения крутонаклонных рудных тел не представляется возможным, по причине ограниченного угла подъема горной массы конвейером комплекса. Известны конструкции фрезерных устройств, позволяющие отрывать вертикальные выемки с целью возведения в массиве вертикальных стен [16]. Дисковые фрезы разрабатывают породу, а измельченная горная масса удаляется всасывающей системой пневмотранспортирования. Данные конструкции не позволяют разрабатывать наклонные выемки и прочные горные породы, поскольку фрезы подвешены на канатах и напор на забой осуществляется только за счет собственного веса рабочего органа.

Результаты исследований и их обсуждение

Автором предлагается выемочный комплекс для разработки крутонаклонных рудных тел, состоящий из колесного шасси 1 повышенной проходимости, на которое установлено добычное оборудование (Рис.1).

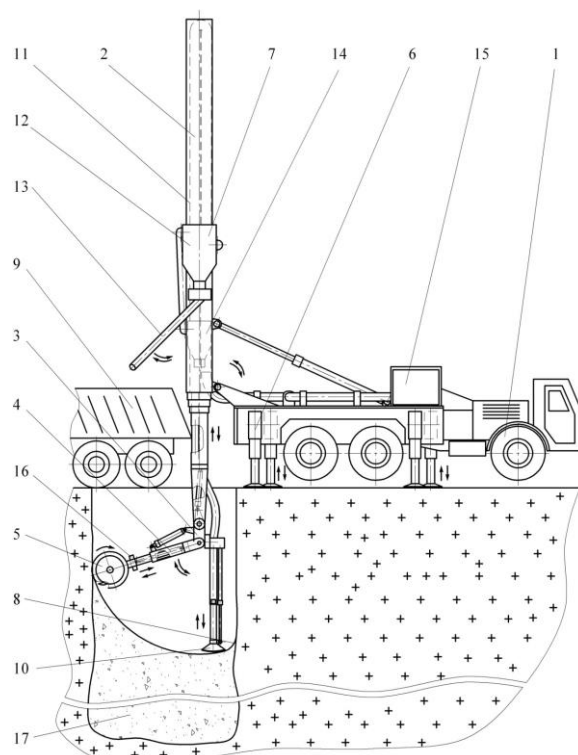


Рис.1 Схема выемочного комплекса при разработке крутонаклонного рудного тела

Добычное оборудование включает телескопическую стрелу 2, промежуточную 3 и телескопическую головную 4 секции с механизмами поворота. Рыхление горной породы

ведется фрезерным рабочим органом 5. Колесное шасси 1 снабжено механизмом позиционирования комплекса с выдвигаемыми опорами 6 и направляющими. Вакуумная система пневмотранспортирования 7 горной массы из забоя 8 в автосамосвал 9 включает телескопическое сопло 10 с механизмом поворота, гибкие шлаги и телескопический трубопровод 11, разгрузатель 12, затвор с разгрузочным желобом 13, фильтр 14 и воздушный насос 15. Комплекс оборудован системой распознавания слоев с датчиками 16 контроля физико-механических характеристик горных пород, связанными с системным блоком управления выемочного комплекса.

Разработка крутонаклонного рудного тела 17 ограниченной мощности с помощью выемочного комплекса осуществляется следующим образом. Позиционирование комплекса производится с учетом направления залегания рудного тела 17. Приведение выемочного комплекса в рабочее исходное состояние осуществляется посредством выдвижения направляющих и выносных опор 6. Осуществляется подъем телескопической стрелы 2 и ее последующее выдвижение до контакта фрезерного рабочего органа 5 с горным массивом, начинается фрезерование рудного тела 17 с формированием забоя 8. Разрыхленная горная масса смещается в нижнюю часть забоя 8, где располагается телескопическое сопло 10, установленное с возможностью поворота в вертикальной плоскости. При включении воздушного насоса 15 осуществляется всасывание горной массы через сопло 10, гибкий шланг и телескопический трубопровод 11. Затем горная масса подается к разгрузателю 12, в нижней части которого имеется затвор, при открывании которого горная масса по разгрузочному желобу 13 поступает в автосамосвал 9. Равномерная загрузка кузова автосамосвала 9 обеспечивается путем перемещения разгрузочного желоба 9. С помощью датчиков 16 системы распознавания слоев перемещение рабочего органа 5 ограничивается контуром рудного тела 17.

После обработки элемента рудного тела 17 на определенную глубину рабочий орган 5 поднимается и выемочный комплекс без переустановки выдвигаемых опор 6 на направляющих смещается вдоль залегания рудного тела. За счет чего, выемочный комплекс с одной установки может отработать забой длиной равной две-три ширины рабочего органа, что значительно сокращает время на маневрирование выемочного комплекса. В транспортное положение рабочий орган 5, промежуточная секция 3, телескопическая головная секция 4 и сопло 10 устанавливаются с помощью гидравлических механизмов поворота.

Выводы. Работа выемочного комплекса в сравнении с применением традиционных способов освоения крутонаклонных рудных тел позволяет снизить количество горнодобывающего оборудования и производственного персонала и повысить безопасность ведения горных работ. Применение выемочного комплекса также обеспечивает минимально возможный коэффициент вскрыши при открытой разработке месторождений с подобной морфологией.

Литература:

1. Глотов В.В. Об инвестиционной привлекательности мелких месторождений полезных ископаемых // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2003. №10. С. 101-104.
2. Секисов Г.В., Соболев А.А. Рациональный способ разработки маломощных крутопадающих рудных месторождений // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. №11. С. 38-45.
3. Чебан А.Ю. Техника для выемки крутопадающих рудных тел и технология данного процесса // Известия Сибирского отделения Секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, разведка и разработка месторождений полезных ископаемых. 2018. Т. 41. №4. С. 89-96.
4. Соболев А.А. Современное состояние освоения маломасштабных золоторудных месторождений Хабаровского края // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. №11. С. 176-183.

5. Чебан А.Ю. Совершенствование техники и технологий безвзрывной разработки горных пород: моногр. / А. Ю. Чебан. - Хабаровск: ИГД ДВО РАН, 2017. - 260 с.
6. Гладырь А.В. Система интеграции микросейсмических и геоакустических данных геомеханического контроля // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 6. С. 220-234.
7. Чебан А.Ю. К вопросу об определении производительности карьерных комбайнов в различных условиях эксплуатации // Системы. Методы. Технологии. – 2014. № 3. С. 145-148.
8. Gladyr A.V., Miroshnikov V.I., Konstantinov A.V. Software and hardware improvement for the streltsov ore field geodynamic testing area // e3s web of conferences electronic resource. 2018. p. 02012.
9. Wirtgen surface mining for selective limestone mining in the North Caucasus / Russia. *Zement-Kalk-Gips Int.* 2014. vol. 67, no. 10, p. 18-19.
10. Чебан А.Ю. Селективная разработка Эльгинского угольного месторождения с применением выемочно-сортировочного комплекса // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2017. № 4. С. 247-254.
11. Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Клигунов Е.С. Повышение эффективности послойно-полосовой технологии открытых горных работ с применением выемочных машин фрезерного типа и скреперов // Горный журнал. 2003. №4-5. С. 48-50.
12. Чебан А.Ю. Способ добычных работ для малых угольных разрезов с применением усовершенствованного карьерного комбайна // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2019. №2. С. 36-42.
13. Решетняк С.П., Аврамова Н.С. Развитие техники и технологии безвзрывной разработки горных пород на карьерах // Горная техника. 2012. №1. С. 2-8.
14. Чебан А.Ю. Экспериментальные исследования процесса разрушения породы резцами фрезерного рабочего органа // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2012. - №1. – С. 125-128.
15. Задавин Г.Д., Лейдерман Л.П. Освоение Элегестского каменноугольного месторождения – основа создания новой сырьевой базы коксующихся углей // Рациональное освоение недр. 2012. №2. С. 38-44.
16. Патент № 2310725, E02F 5/08, E02F 5/20. Фрезерное устройство и способ разработки грунта.

Extraction complex for the development of steeply inclined ore bodies of limited power

Cheban A.Yu.^a

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st.,
Habarovsk, 680000, Russian Federation

^achebanay@mail.ru

Keywords: running equipment, telescopic boom, working body, pneumatic system, mountain mass.

The article discusses the construction of the excavation complex for the mechanical development of small-scale deposits consisting of steeply inclined ore bodies of limited thickness. The advantages of many of these deposits is the rich content of useful components in the ore and the small depth of its occurrence. The development of technical equipment, equipped with milling working bodies, allows effective non-explosive excavation of sufficiently strong rocks. The proposed excavation complex consists of a wheeled chassis with off-road capability, on which a telescopic boom with a milling tool is installed, as well as a system of pneumatic transportation of loosened rock mass from the face and other equipment. The use of excavation complex will reduce the amount of mining equipment and production personnel, reduce the overburden coefficient during mining operations and increase the safety of mining operations.

Экспериментальное определение сопротивлений резанию горных пород одиночным резцом

Чебан А.Ю.^а

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

[аchebanay@mail.ru](mailto:chebanay@mail.ru)

Ключевые слова: резец, гидроцилиндр, тензометрические тяги, тарировка, нагрузки.

Материалы, с которыми взаимодействуют резцы фрезерных рабочих органов, значительно отличаются друг от друга по своим физико-механическим характеристикам. В связи с чем, для обеспечения эффективного процесса фрезерования в конкретных условиях тип применяемых резцов и схема их расстановки на фрезерных рабочих органах могут изменяться. Для обеспечения рациональной расстановки резцов при рыхлении материала необходимо знать геометрические параметры стружки, получаемой при резании конкретной породы резцом, а также сопротивления, которые при этом возникают. Экспериментальное определение сопротивлений резанию горных пород одиночным резцом ведется на стенде, состоящем из рамы, тележки, резца с тензометрической подвеской, гидроцилиндров привода, пульта управления и регистрирующей аппаратуры. Тарировка тензометрической подвески стенда осуществляется внешней нагрузкой, подводимой к наконечнику резца, с применением динамометра и талрепа. Конструкция тензометрической подвески резца стенда позволяет определять как касательную, так и нормальную составляющие сопротивления резания горной породы.

Введение. В настоящее время продолжают исследования процесса резания горных пород рабочими органами машин [1-5]. В горном производстве и строительстве все большее распространение получают машины с фрезерными рабочими органами, такие как карьерные комбайны, горные фрезы, навесное фрезерное оборудование на гидравлические одноковшовые экскаваторы и др. [6-12]. Материалы, с которыми взаимодействуют резцы рабочих органов, значительно отличаются друг от друга по своим физико-механическим характеристикам. В связи с чем, для обеспечения эффективного процесса фрезерования в конкретных условиях тип применяемых резцов и схема их расстановки на фрезерных рабочих органах могут изменяться [13-14]. Для обеспечения рациональной расстановки резцов при рыхлении материала необходимо знать геометрические параметры стружки, получаемой при резании конкретной породы резцом, а также сопротивления, которые при этом возникают.

Экспериментальный стенд по резанию горных пород. В работе [15] представлена конструкция экспериментального стенда для моделирования взаимодействия резцов рабочего органа карьерного комбайна с образцами различных горных пород. Экспериментальный стенд включает раму с направляющими, по которым перемещается тележка с установленным на ней образцом горной породы. Резец устанавливается на тензометрической подвеске, включающей одну пару горизонтальных и две пары вертикальных тензометрических тяг. Тензометрические тяги подвески шарнирно крепятся к кронштейну, имеющему возможность поворота с помощью гидроцилиндра. Угол поворота тензометрической подвески и резца фиксируется датчиком поворота, а расстояние перемещения образца контролируется датчиком линейного перемещения. Регистрирующая аппаратура включает усилитель, аналогово-цифровой преобразователь и персональный компьютер с программным обеспечением.

Тарировка тензометрической подвески. Перед проведением экспериментального реза породы осуществляется тарировка тензометрической подвески внешней нагрузкой F_T , которая создается с помощью талрепа 1 и подводится к наконечнику 2 резца 3 через тягу 4 (Рис.1).

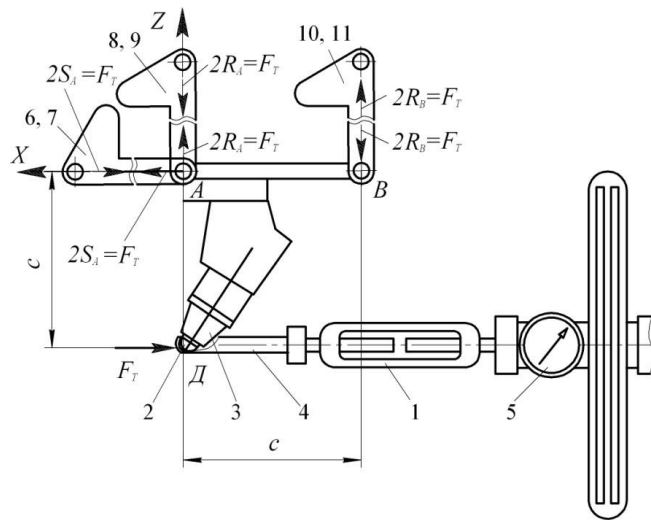


Рис.1 Схема тарировки тензометрических тяг

Величина внешней нагрузки, создаваемой с помощью талрепа, контролируется с помощью динамометра 5. Тарировка подвески проводится четырьмя последовательно возрастающими нагрузками, в результате чего на цифровой осциллограмме, записываемой с помощью электронного регистрирующего оборудования (аналогово-цифровой преобразователь В-480 и персональный компьютер ASER 3003WLS), получается четыре точки для каждой из шести нагружаемых тензометрических тяг 6-11. Характеристика возрастания электрического сигнала, возникающего в тензометрических тягах, линейная, прямо пропорциональная росту внешней нагрузки F_T .

Зная расстояние между точками A , B крепления тензометрических тяг и точкой $Д$ приложения нагрузки, возможно определить величину усилий возникающих в тензометрических тягах при приложении внешней нагрузки к наконечнику резца. В связи с тем, что плечи действия сил равны между собой $AB=AD=c$ из уравнений действия всех сил на оси X и Z , и уравнения моментов всех сил, действующих относительно точки A получим:

$$2S_A = 2R_A = -2R_B = F_T.$$

где $2S_A$, $2R_A$, $2R_B$ - усилия, возникающие соответственно в парах тензометрических тяг 6 и 7, 8 и 9, 10 и 11 (рис. 1).

Определение сопротивления резанию. Наконечник 1 резца 2, вдавливаясь в образец 3, сминает горную породу и образует перед собой уплотненное ядро 4 (рис.2). Напряжения в образце 3 непрерывно нарастают и когда сила, прикладываемая со стороны резца 2, превышает внутренние силы сопротивления образца резанию (скалыванию), порода начинает разрушаться с образованием скола 5.

При резании образца породы на тензометрические тяги подвески действуют сжимающие и растягивающие силы. Запись усилий, возникающих в тензометрических тягах, ведется с помощью регистрирующей аппаратуры и фиксируется в виде графиков, отражающих величину усилия в каждой из тяг, также записывается информация о перемещении резца и образца горной породы поступающая от датчика поворота и датчика линейного перемещения.

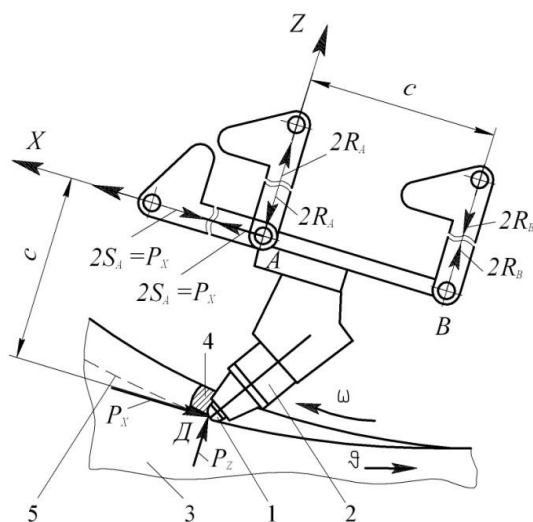


Рис.2 Схема к определению сопротивления резанию образца горной породы

Касательную и нормальную составляющие сопротивления резанию горной породы можно определить из расчетной схемы (Рис.2) с использованием полученных усилий в тензометрических тросах подвески резца. Искомое сопротивление резанию можно разложить на две составляющие P_x и P_z , действующие соответственно вдоль осей X и Z подвески.

Касательную составляющую P_x можно определить, составив уравнение всех сил действующих на подвеску вдоль оси X

$$\sum F_x = 0; \quad 2S_A = P_x.$$

Нормальную составляющую P_z можно определить, составив уравнение всех сил действующих на подвеску вдоль оси Z

$$\sum F_z = 0; \quad 2R_B - 2R_A = P_z.$$

Таким образом, благодаря конструкции подвески резца имеется возможность определять не только касательную составляющую сопротивления резанию, величину которой необходимо знать для определения потребного крутящего момента, прилагаемого к фрезерному рабочему органу выемочной горной машины, но и нормальную составляющую сопротивления резания. Данные по величине нормальной составляющей сопротивления резанию позволят уточнить схему сил, действующих на фрезерный рабочий орган и для последующего тягового расчета выемочной горной машины.

Выводы. Экспериментальное резание горных пород одиночным резцом на стенде позволяет выявлять не только геометрические параметры скола, получаемого при прохождении резца, но и определять касательную и нормальную составляющие сопротивления резанию горной породы. Полученные результаты резания различных горных пород, можно применять для обоснования рациональной расстановки резцов применительно к породам конкретного месторождения, а также определению нагрузок со стороны рабочего органа выемочную горную машину.

Литература:

1. Габов В.В., Задков Д.А., Лыков Ю.В., Кустриков Э.В. Стенды для исследования процесса резания угля и калийной соли одиночным резцом горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. №6. С. 128-134.
2. Вержанский П.М., Маслов М.И. Исследование энергоемкости вибрационного воздействия рабочего органа при разрушении забоя резанием // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. №5. С. 195-201.
3. Чебан А.Ю. Экспериментальные исследования процесса разрушения породы резцами фрезерного рабочего органа // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №1. С. 125-128.

4. Григорьев А.А., Пудов Е.Ю., Хорешок А.А. Об исследовании технико-экономических характеристик шнекового исполнительного органа // Уголь. 2015. №6. С. 28-29.
5. Нескромных В.В., Борисов К.И. Аналитическое исследование процесса резания-скалывания горной породы долотом с резами PDC // Известия Томского политехнического университета. 2013. Т. 323. №1. С. 191-195.
6. Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Комбайны Wirtgen Surfase Miner на открытых горных работах: история развития, масштабы применения и перспективы расширения // Горная промышленность. 2009. №2. С. 54-57.
7. Чебан А.Ю. Совершенствование технологий открытой разработки месторождений с использованием карьерных комбайнов и отвалообразователей // Записки горного института. 2015. Т. 214. С. 23-27.
8. Чебан А.Ю. Способ подготовки прочных горных пород к выемке при ведении строительных и добычных работ // Механизация строительства. 2017. №9. С. 20-23.
9. Маттис А.Р., Васильев Е.И., Зайцев Г.Д. Перспективная техника для безвзрывной выемки пород из массива // Горный журнал. 1998. №1. С. 35-37.
10. Чебан А.Ю. Техника для выемки крутопадающих рудных тел и технология данного процесса // Известия Сибирского отделения Секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, разведка и разработка месторождений полезных ископаемых. 2018. Т. 41. №4. С. 89-96.
11. Чебан А.Ю. Техническое оснащение предприятий по добыче нерудных строительных материалов в Хабаровском крае // Механизация строительства. 2017. №2. С. 23-26.
12. Чебан А.Ю. Совершенствование циклично-поточных технологий ведения горных работ с применением карьерных комбайнов // Маркшейдерия и недропользование. 2019. №1. С. 20-22.
13. Vibratory Bucket butts through hard rock // World Construction. 1987. V. 102.
14. Ицков Я.Ю., Юдин С.В., Леоненко А.Н., Майнагашев А.С., Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Применение карьерного комбайна Wirtgen 2200 SM при разработке Восточно-Бейского каменноугольного месторождения // Горная промышленность. 2002. №2. С. 43-45.
15. Чебан А.Ю. Совершенствование техники и технологий безвзрывной разработки горных пород: моногр. / А. Ю. Чебан. - Хабаровск: ИГД ДВО РАН, 2017. - 260 с.

Experimental determination of resistance to cutting rocks by a single cutter

Cheban A.Yu.^a

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

achebanay@mail.ru

Keywords: cutter, hydraulic cylinder, strain gauge thrust, calibration, load.

The materials with which the cutters of milling working bodies interact, significantly differ from each other in their physical and mechanical characteristics. In this connection, in order to ensure an effective milling process in specific conditions, the type of cutters used and the layout of them on milling tools can be changed. To ensure a rational arrangement of the incisors when loosening the material, it is necessary to know the geometrical parameters of the chips produced when cutting a particular rock with a chisel, as well as the resistances that arise. Experimental determination of resistance to cutting rocks by a single cutter is carried out on a stand consisting of a frame, a cart, a cutter with a strain gauge suspension, drive hydraulic cylinders, a control panel and recording equipment. Calibration of the strain gauge of the stand is carried out by the external load applied to the tip of the cutter, using a dynamometer and turnbuckle. The design of the strain gauge suspension of the stand cutter allows to determine both the tangent and the normal component of the cutting resistance of the rock.

Расчет гидравлического привода вспомогательного оборудования колесного скрепера

Абрамец В.С.^{1,a}, Хрунина Н.П.^{2,b}

¹Дальневосточный государственный университет путей сообщения, ул. Серышева 47, Хабаровск, Россия

²Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^aumu_spo@festu.khv.ru, ^bnpetx@mail.ru

Ключевые слова: удлиненный ковш, направляющие, грунт, коэффициент наполнения, гидравлический привод.

Ковш скрепера заполняется грунтом за счет усилия, развиваемого тягачом, повысить коэффициент заполнения ковша скрепера грунтом позволяют вспомогательное оборудование различных конструкций. Колесные скреперы со скребковыми элеваторами эффективно применяются на сыпучих грунтах. Возможность работы со связными грунтами, а также грунтами, содержащими отдельные крупнокаменистые включения, обеспечивает вспомогательное оборудование, содержащее гребной отвал, применение которого позволяет заполнять грунтом с высоким коэффициентом наполнения даже удлиненные скреперные ковши. Сопротивление перемещению гребного отвала складывается из сопротивления трения грунта по грунту, боковым стенкам ковша и лобовой поверхности, составляющих веса перемещаемого грунта и оборудования, а также силы инерции. В статье представлена система уравнений и результаты ее расчета для гидравлического привода вспомогательного оборудования применительно к отечественным колесным скреперам.

Введение. Колесные скреперы применяются в строительстве и горном деле для выемки и перемещения мягких и рыхлых грунтов, а также предварительно разрыхленных прочных горных пород [1-7]. Ковш скрепера заполняется грунтом за счет усилия, развиваемого тягачом. Для увеличения толщины срезаемой стружки и улучшения заполнения ковша колесные скреперы могут работать совместно с трактором-толкачом, однако введение дополнительной машины усложняет производственный процесс выемочно-транспортных работ и увеличивает их себестоимость. Повысить коэффициент заполнения ковша скрепера грунтом позволяют вспомогательное оборудование различных конструкций [8-14]. Серийно выпускаются колесные скреперы со скребковыми элеваторами, изготавливаемые некоторыми зарубежными производителями [2, 9]. Данные скреперы эффективно применяются на сыпучих грунтах, однако работа подобных машин на связных грунтах и грунтах, содержащих отдельные крупнокаменистые включения, затруднена по причине залипания и заклинивания элеваторов. Возможность работы со связными грунтами, а также грунтами, содержащими отдельные крупнокаменистые включения, обеспечивает вспомогательное оборудование, содержащее гребной отвал, применение которого позволяет заполнять грунтом с высоким коэффициентом наполнения даже удлиненные скреперные ковши [7], что значительно увеличивает эффективность работы колесного скрепера.

Ковш скрепера со вспомогательным оборудованием. Вспомогательное оборудование колесного скрепера состоит из гребного отвала 1, установленного на каретках 2, перемещающихся в направляющих 3, посредством тяг 4, рычагов 5 и гидроцилиндров 6. Направляющие 3 установлены на наружных бортах удлиненного ковша 7. Для заполнения ковша 7 гидроцилиндры подъема-опускания 8 ковша выдвигаются, передняя заслонка 9 поднимается и стружка грунта, срезанная ножами 10, продвигается внутрь ковша 7 (Рис.1).

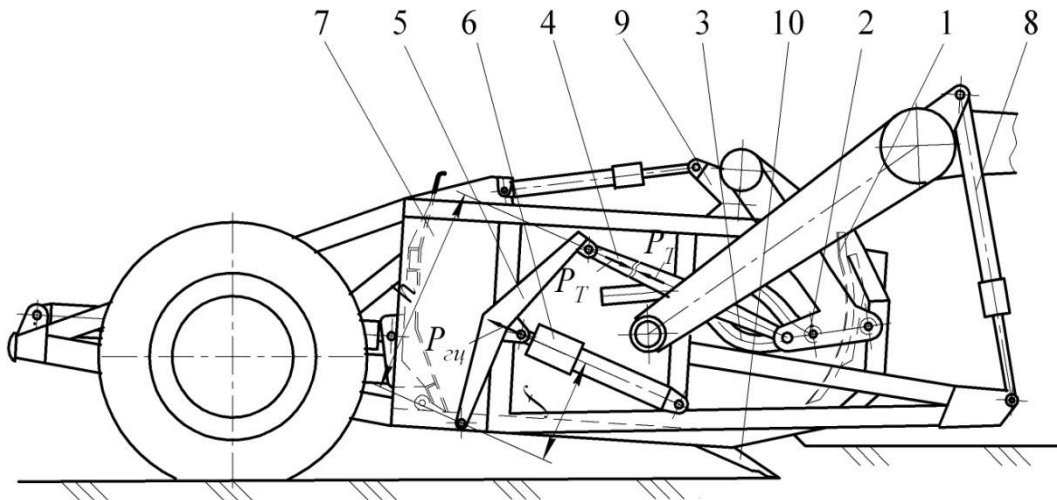


Рис.1 Ковш скрепера, оснащенный вспомогательным оборудованием

После заполнения передней части удлиненного ковша 7 в работу включается гребной отвал 1, который посредством кареток 2 и гидроцилиндров 6 перемещается по нижним ветвям направляющих 3, и продвигает грунт в заднюю часть удлиненного ковша 7, освободившаяся передняя часть которого вновь заполняется грунтом за счет силы тяги скрепера.

Результаты исследований. Сопротивление перемещению гребного отвала при движении кареток по нижним ветвям криволинейных направляющих складывается из сопротивления трения перемещаемого гребным отвалом грунта по грунту, боковым стенкам ковша и лобовой поверхности самого гребного отвала, составляющих веса перемещаемого грунта и гребного отвала, а также силы инерции. Методика определения составляющих P_x' и P_z' общего сопротивления P (Рис.2) перемещению гребного отвала представлена в работе [14]. Расчетным случаем является положение при продвижении кареток с гребным отвалом на 40...45% длины криволинейных направляющих, когда общее сопротивление P продвижению максимально (продвижение вверх и назад максимального объема грунта перед гребным отвалом). С учетом данного расчетного случая выбирается место установки подгребающей стенки на расстоянии равном $a/2$ вдоль оси x' от точки приложения сопротивления P до осей роликов каретки.

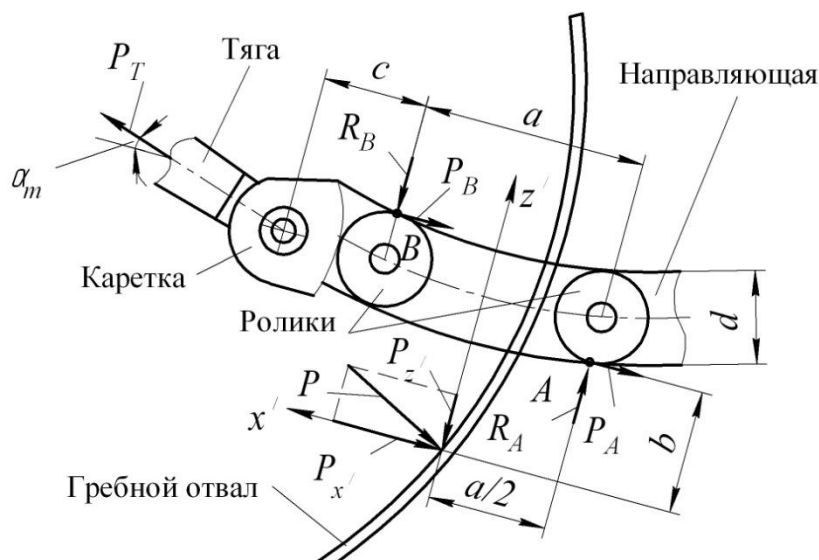


Рис.2 Схема к определению усилия перемещения гребного отвала

Усилие в гидроцилиндре привода гребного отвала определяется по зависимости

$$P_{гц} = \frac{P_T h}{f \eta_p}, \quad (1)$$

где P_T - усилие в тяге; h и f – плечи действия сил (рис.1); η_p – коэффициент полезного действия рычажной системы.

Для определения усилия в тягах P_T привода гребного отвала запишем уравнения действия сил вдоль осей x' и z' (рис. 2), а также уравнения моментов сил относительно точек A и B , при этом для упрощения расчетов примем, что сопротивления P_A и P_B качению роликов в направляющих равны между собой и направлены вдоль оси x' , а нормальные реакции R_A , R_B в роликах направлены вдоль оси z' :

$$\sum F_{x'} = 0; \quad P_A + P_B + \frac{P_{x'}}{n} - P_T \cdot \cos \alpha_m = 0; \quad (2)$$

$$\sum F_{z'} = 0; \quad R_A - R_B - \frac{P_{z'}}{n} + P_T \cdot \sin \alpha_m = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_A = 0; \quad \frac{P_{x'}}{n} b + \frac{P_{z'}}{n} \cdot \frac{a}{2} - P_B d + R_B a - P_T (a + c) \cdot \sin \alpha_m = 0; \quad (4)$$

$$\sum M_B = 0; \quad \frac{P_{x'}}{n} (b + d) - \frac{P_{z'}}{n} \cdot \frac{a}{2} + P_A d + R_A a - P_T c \cdot \sin \alpha_m = 0, \quad (5)$$

где $n=2$ – число тяг привода гребного отвала; α_m - угол между направлением движения гребного отвала и тягой привода; a , c – геометрические размеры каретки; b – расстояние от точки приложения общего сопротивления P до направляющих вдоль оси z' ; d – высота направляющих.

Решая систему из четырех уравнений (2-5) определяем усилие в тягах P_T привода вспомогательного оборудования. Результаты расчетов вспомогательного оборудования для удлиненных ковшей модернизированных скреперов ДЗ-87-1, ДЗ-11, ДЗ-13 с геометрической вместимостью соответственно 7,1; 12,0 и 20,5 м³ при копании суглинка представлены в таблице.

Таблица 1

Результаты расчетов привода вспомогательного оборудования

Параметры	Марка скрепера		
	ДЗ-87-1	ДЗ-11	ДЗ-13
Общее сопротивление продвижению гребного отвала P , кН	78,2	154,4	236,3
Максимальное усилие в тягах привода гребного отвала P_T , кН	43,7	85,7	132,3
Максимальное усилие в гидроцилиндрах привода $P_{гц}$, кН	68,4	135,0	207,0

Полученные расчетные усилия в гидроцилиндрах привода вспомогательного оборудования возможно обеспечить с применением штатных гидросистем колесных скреперов.

Выводы. Применение вспомогательного оборудования в виде гребного отвала, расположенного внутри удлиненного ковша, позволяет производить набор с высоким коэффициентом наполнения ковша на различных типах грунтов, в том числе и связных, за счет принудительного перемещения грунта в заднюю часть удлиненного ковша скрепера, что позволит повысить эффективность использования колесных скреперов при ведении выемочно-транспортных работ.

Литература:

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. М.: Транспорт, 1993. 383с
2. Caterpillar Inc. 1998. Making the most of scraper potential. Peoria, IL: Caterpillar. 72 p.

3. Чебан А.Ю., Секисов Г.В., Хрунина Н.П. Структурный анализ технических средств, задействованных при добыче строительных горных пород на юге Дальневосточного региона // Горная промышленность 2013. №4. С. 26-29.
4. Шпанский О.В., Буянов Ю.Д. Технология и комплексная механизация добычи нерудного сырья для производства строительных материалов. — М.: Недра, 1996. 462 с
5. Чебан А.Ю., Хрунина Н.П. Использование горного оборудования для механического разрушения скальных и полускальных пород // Горная промышленность. 2014. №2. С. 104-107.
6. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю., Щадов М.И. Справочник по открытым горным работам. – М.: НТЦ «Горное дело», 2010. 700 с.
7. Чебан А.Ю., Шемякин С.А. Сопротивление разгрузке удлиненных ковшей скреперов // Строительные и дорожные машины. 2008. №6. С. 45-48.
8. Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Клигунов Е.С. Повышение эффективности послойно-полосовой технологии открытых горных работ с применением выемочных машин фрезерного типа и скреперов // Горный журнал. 2003. №4-5. С. 48-50.
9. Демиденко А.И. Повышение эффективности скреперных агрегатов: Учебное пособие.- Омск: Издательство СибАДИ, 2005. 282 с.
10. Чебан А.Ю. Скрепер с комбинированной интенсификацией загрузки ковша // Механизация строительства. 2015. №4. С. 4-6.
11. Нилов В.А., Федоров Е.В. Испытания скрепера с комбинированной ножевой системой // Механизация строительства. 2015. №3. С. 26-29.
12. Чебан А.Ю. Совершенствование техники и технологий безвзрывной разработки горных пород: моногр. / А. Ю. Чебан. - Хабаровск: ИГД ДВО РАН, 2017. - 260 с.
13. Янсон Р.А., Агапов А.Б., Авцинов Р.В. Эффективность скреперных агрегатов с различным способом загрузки // Механизация строительства 2011. №8. С. 24-27.
14. Чебан А.Ю., Шемякин С.А. Параметры скреперов для внедрения послойно-полосовые технологии открытых горных работ // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2007. Т. 10. №12. С. 285-294.

Calculation of the hydraulic drive auxiliary equipment wheel scraper

Abramets V.S.^{1,a}, Khrunina N.P.^{2,b}

Far Eastern State Transport University, 47 Serysheva st., Khabarovsk, 680021, Russian Federation

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^a umu_spo@festu.khv.ru, ^b npetx@mail.ru

Key words: extended bucket, guides, soil, filling ratio, hydraulic drive.

The scraper bucket is filled with soil due to the effort developed by the tractor; auxiliary equipment of various designs can be used to increase the fill factor of the scraper bucket with soil. Wheel scrapers with scraper elevators are effectively used on loose soils. Возможность работы со связными грунтами, а также грунтами, содержащими отдельные крупнокаменистые включения, обеспечивает вспомогательное оборудование, содержащее гребной отвал, применение которого позволяет заполнять грунтом с высоким коэффициентом наполнения даже удлиненные скреперные ковши. The resistance to movement of the propeller blade consists of the resistance of friction of the soil over the ground, the side walls of the bucket and the frontal surface, which constitute the weight of the soil and equipment being moved, as well as the inertia force. The article presents the system of equations and the results of its calculation for the hydraulic drive of auxiliary equipment in relation to domestic wheeled scrapers.

Технологии применения машин послойного фрезерования на открытых горных работах

Абрамец В.С.^{1,a}, Хрунина Н.П.^{2,b}

¹Дальневосточный государственный университет путей сообщения, ул. Серышева 47, Хабаровск, Россия

²Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^aumu_spo@festu.khv.ru, ^bnpetx@mail.ru

Ключевые слова: карьерные комбайны, фрезерные машины, горная масса, селективная выемка, классификация.

Расширение сферы применения технологии послойного фрезерования при ведении открытых горных работ происходит как по экономическим соображениям, так и в связи с ужесточением экологических норм и требований безопасности ведения работ. Фрезерные машины и карьерные комбайны, являясь машинами непрерывного действия, обеспечивают высокую производительность добычных работ и равномерный фракционный состав разрыхленной горной массы, что обеспечивает возможность внедрения эффективных циклично-поточных и поточных технологий при безвзрывной разработке полускальных и скальных массивов. В статье проводится классификация технологических схем применения машин послойного фрезерования, выделяются такие параметры как эффективность применения, поточность, траектория маневрирования, направление фрезерования и некоторые другие. С учетом развития конструкций и технологических возможностей машин послойного фрезерования предложенная классификация будет дополняться.

Введение. В настоящее время технологии открытых горных работ с применением машин послойного фрезерования находят все большее применение [1-3]. Переход от традиционных технологий горного производства с применением буровзрывных работ на технологии с выемкой относительно прочных горных пород механическими способами происходит как по экономическим соображениям, так и в связи с ужесточением экологических норм и требований безопасности ведения работ [4-6].

Механическая выемка. Механическая выемка горных пород обеспечивает повышение качества добываемого полезного ископаемого на сложноструктурных месторождениях, а также рост коэффициента извлечения полезного ископаемого. Плотные, полускальные и скальные породы с прочностью на одноосное сжатие до 60-70 МПа достаточно успешно разрабатываются механическими способами с применением горных машин циклического и непрерывного действия [7-11]. Недостатками машин циклического действия, к которым относятся трактора с рыхлителями, одноковшовые экскаваторы со сменным оборудованием в виде рыхлителей, гидромолотов, являются невысокая производительность, выход большого количества крупных отдельностей и негабаритов при разборе массива, невозможность применения конвейерного транспорта без предварительного дробления вынудой горной массы. Фрезерные машины и карьерные комбайны, являясь машинами непрерывного действия, не имеют вышеперечисленных недостатков и позволяют применить эффективные циклично-поточные и поточные технологии при безвзрывной разработке полускальных и скальных массивов [12-14].

Результаты исследований. Проведенный анализ технологических схем применения машин послойного фрезерования на открытых горных работах позволил провести классификацию с выделением ряда позиций.

Соответствие фактических эксплуатационных показателей работы машин послойного фрезерования их номинальным техническим характеристикам в интервалах прочности разрабатываемых пород [15], позволяет характеризовать работу выемочного оборудования как весьма эффективную, эффективную и неэффективную. При работе в весьма эффективной области (интервале) производительность выемочной машины равна или близка к номинальной [16], что достигается при разработке горных пород меньшей прочности из рекомендуемого для машины диапазона (мел, мергель, уголь малой и средней прочности и др.). В эффективной области работы (более прочные породы – известняки, доломиты, крепкие угли и др.) производительность машины послойного фрезерования значительно меньше номинальной, но с экономической точки зрения по сравнению с технологиями, включающими буровзрывные работы - фрезерование более предпочтительно. В неэффективной области (прочность пород выходит за пределы рекомендуемого для разработки диапазона) разработка пород технически возможна, но производительность машины незначительна, и с экономической точки зрения ее работа неэффективна.

По формированию комплекта оборудования для разработки массива могут использоваться комплексы, включающие только машины послойного фрезерования или комплексы с их комбинацией с другим выемочным оборудованием. Комбинированные схемы применяются при разработке пород значительно отличающихся друг от друга по прочности. Так, выемка пласта угля может вестись роторным экскаватором, а разработка твердых породных прослоев осуществляется машиной послойного фрезерования [2].

По селективности выемки горных пород месторождения могут быть выделены валовая и селективная технологии. Селективная выемка в основном осуществляется на маломощных сложноструктурных залежах с горизонтальным залеганием, а также наклонных и крутонаклонных залежах с отработкой по простиранию и вкрест протиранию [2].

Также по технологии отработки месторождений машинами послойного фрезерования можно выделить послойную и уступную технологии [15, 17]. При послойной технологии отработки выемочная машина перемещается вдоль забоя с достаточно высокой скоростью. Уступная технология, подразумевающая фрезерование массива с образованием уступов обеспечивает упрощение включения в технологическую схему горных работ конвейерного транспорта и подключение фрезерной машины к внешнему источнику электроэнергии.

В зависимости от прочности горного массива и характеристик машин послойного фрезерования разработка может вестись без предварительной подготовки пород к выемке и с предварительной подготовкой. Предварительная подготовка горных пород к выемке осуществляется путем разупрочнения массива за счет применения поверхностно-активных веществ или взрывания «на встряхивание», это ведет к увеличению производительности машин послойного фрезерования и позволяет расширить область их применения [18].

При разработке месторождений сложенных породами разной крепости возможны технологические схемы работы со сменой рабочего оборудования или режущего инструмента при переходе к отработке породы с другими физико-механическими характеристиками с целью обеспечения наиболее эффективного процесса резания и без смены рабочего оборудования. Так при разработке угольных пластов машины послойного фрезерования оснащаются рабочими органами, с резами, имеющими увеличенный вылет и редкую схему расстановки, для обеспечения большего выхода крупных фракций [13, 19].

По способу осуществления производственного процесса добычных работ можно выделить циклично-поточные и поточные схемы работы карьера с выемкой горной массы машинами послойно фрезерования [15]. В первом случае выемочная машина непрерывного действия, работает с машинами циклического действия – автосамосвалами, бульдозерами, погрузчиками и др. Во втором случае в технологический комплект входят машины только непрерывного действия – перегружатели, сборочные и магистральные конвейеры и др.

Важным технологическим аспектом работы машин послойного фрезерования является способ перемещения разрыхленной горной массы в транспортное средство. Можно выделить следующие способы перемещения. Во-первых, подача горной массы напрямую в

транспортное средство, при этом отсутствует необходимость в переэкскавации горной массы и организации перегрузочных пунктов, однако возникают простои выемочной машины при замене и ожидании автосамосвалов. Во-вторых, загрузка транспортного средства с помощью перегружателя непрерывного или циклического действия. При использовании перегружателей непрерывного действия и мобильных конвейерных модулей создаются условия для формирования технологических схем с полной конвейеризацией транспорта [2], перегружатели циклического действия обеспечивают сокращение простоев автосамосвалов под нагрузкой и исключают простои выемочных машин при замене автосамосвалов по погрузке [3]. В-третьих, размещение отфрезерованной горной массы на рабочей площадке (в штабеле или в траншее) с последующей ее перегрузкой в транспортное средство, что обеспечивает непрерывность работы выемочной машины без применения громоздких перегрузочных устройств [2].

В зависимости от траектории маневрирования машины послойного фрезерования на рабочей площадке (технологической схемы отработки слоя) можно выделить циклические и поточные схемы фрезерования [2]. Циклические схемы подразделяются на челночные (с холостым задним ходом и петлевые - с разворотом в конце заходки). При поточных схемах с непрерывной выемкой обеспечивается безостановочное движение машины послойного фрезерования по петле с витками постоянного размера.

Отработка фрезеруемой полосы может вестись горизонтальными или наклонными слоями. Отработка наклонными слоями позволяет обрабатывать мощные пласты горных пород без формирования уступов.

По технологической возможности машин послойного фрезерования осуществлять первичную переработку горной массы различают схемы с сортировкой и без сортировки горной массы. Большинство машин послойного фрезерования подает горную массу на транспортирование без первичной обработки. Некоторые машины оснащаются транспортно-сортировочными агрегатами и другими устройствами, обеспечивающими первичную переработку горной массы с выделением различных фракций по крупности [20-21].

Выводы. Машин послойного фрезерования являются эффективным горным оборудованием, привнесшим в горное производство большое количество прогрессивных и инновационных технологических решений по открытой отработке месторождений твердых полезных ископаемых. Область эффективного применения машин данного класса постепенно расширяется, охватывая все новые типы полезных ископаемых. Продолжается совершенствование и развитие конструкций и технологических параметров машин послойного фрезерования, в связи, с чем предлагаемая классификация технологических схем их применения со временем может быть уточнена и дополнена.

Литература:

1. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю., Щадов М.И. Справочник по открытым горным работам. – М.: НТЦ «Горное дело», 2010. 700 с.
2. Маттис А.Р. и др. Безвзрывные технологии открытой добычи твердых полезных ископаемых / отв. ред. В.Н. Опарин; Рос. Акад. Наук, Сиб. отд-ние, Ин-т горного дела, Ин-т горного дела Севера; Урал. отд-ние, Ин-т горного дела. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2007. – 337с
3. Cheban A.Yu., Sekisov G.V., Khrunina N.P., Shemyakin S.A. Upgrading continuous and cyclic excavation and transportation during open-pit mining // Eurasian mining. 2014. №1. P. 22-24.
4. Буткевич Г.Р. Взрывные и безвзрывные способы разрушения скальных пород на карьерах // Строительные материалы. 2011. № 2. С. 33-34.
5. Чебан А.Ю. Добычный комплекс для открытой разработки месторождений твердых полезных ископаемых // Горное оборудование и электромеханика. 2017. №3. С. 8-11.
6. Анистратов К.Ю. Безвзрывная выемка полускальных пород на карьерах строительных гидравлическими экскаваторами фирмы Liebherr // Горная промышленность. 1998. №2. С. 41-45.
7. Чебан А.Ю. Способ подготовки прочных горных пород к выемке при ведении строительных и добычных работ // Механизация строительства. 2017. №9. С. 20-23.

8. Панкевич Ю.Б. Применение мощных гидромолотов фирмы Kupp на безвзрывной разработке месторождений полезных ископаемых решает вопросы экологии и качества продукции // Горная промышленность. 1997. №2. С. 45-48.
9. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю. Поточная технология горных работ на карьерах // Горная промышленность. 1995. №2. С. 30-37.
10. Чебан А.Ю. Совершенствование циклично-поточных технологий ведения горных работ с применением карьерных комбайнов // Маркшейдерия и недропользование. 2019. №1. С. 20-22.
11. Герике Б.Л., Кунце Г., Нис Г. Совершенствование добывающей техники для открытых горных работ // Открытые горные работы. 2000. №1. С. 53-55.
12. Чебан А.Ю. Совершенствование технологий открытой разработки месторождений с использованием карьерных комбайнов и отвалообразователей // Записки горного института. 2015. Т. 214. С. 23-27.
13. Ицков Я.Ю., Юдин С.В., Леоненко А.Н., Майнагашев А.С., Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Применение карьерного комбайна Wirtgen 2200SM при разработке Восточно-Бейского каменноугольного месторождения // Горная промышленность. 2002. №2. С. 43-45.
14. Чебан А.Ю. Способ доработки глубокого карьера с применением фрезерных машин // Маркшейдерия и недропользование. 2017. №4. С. 23-29.
15. Швабенланд Е.Е. О потенциале фрезерных комбайнов непрерывного действия при разработке месторождений открытым способом // Рациональное освоение недр. 2014. №1. С. 54-60.
16. Чебан А.Ю. К вопросу об определении производительности карьерных комбайнов в различных условиях эксплуатации // Системы. Методы. Технологии. 2014. №3. С. 145-148.
17. Демченко И.И., Плотников И.С. Классификация горнодобывающих и перерабатывающих машин // Известия вузов. Горный журнал. 2013. №5. С. 80-85.
18. Анистратов Ю.И., Штейнцга Р.М., Воронков Г.Я., Кузнецов А.Г., Хаспекоев П.Р. Перспективы расширения сферы применения безвзрывных технологий в открытой угледобыче // Горная промышленность. 1998. №2. С. 14-19.
19. Чебан А.Ю. Классификация конструкций карьерных комбайнов // Недропользование XXI век. 2015. №5 (55). С. 64-69.
20. Чебан А.Ю. Способ добычных работ для малых угольных разрезов с применением усовершенствованного карьерного комбайна // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2019. №2. С. 36-42.
21. Чебан А.Ю. Селективная разработка Эльгинского угольного месторождения с применением выемочно-сортировочного комплекса // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2017. №4. С. 247-254.

Technology application of stratified milling machines in open pit mining

Abramets V.S.^{1,a}, Khrunina N.P.^{2,b}

Far Eastern State Transport University, 47 Serysheva st., Khabarovsk, 680021, Russian Federation

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^a umu_spo@festu.khv.ru, ^b npetx@mail.ru

Key words: mining harvesters, milling machines, mining mass, selective excavation, classification.

Expansion of the scope of application of layered milling technology in the conduct of open cast mining occurs both for economic reasons and in connection with the tightening of environmental standards and safety requirements for conducting operations. Milling machines and combine harvesters, being machines of continuous action, provide high productivity of mining operations and a uniform fractional composition of loosened rock mass, which makes it possible to implement effective cyclical flow and flow technologies for the non-explosive development of semi-rock and rock masses. The article classifies technological schemes for the use of stratified milling

machines, highlights such parameters as application efficiency, threading, maneuvering trajectory, milling direction and some others. Taking into account the development of structures and technological capabilities of stratified milling machines, the proposed classification will be supplemented.

УДК 620.193

К вопросу о защите машин и оборудования от коррозии в процессе эксплуатации

Гиннэ С.В.

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнёва, пр. им. газеты Красноярский рабочий 31, Красноярск, 660037, Россия
svetlanaginneh@rambler.ru

Ключевые слова: коррозия металлов, методы защиты машин и оборудования от коррозии

В статье на основе анализа теоретических и экспериментальных данных представлено описание перспективных научно-технических решений в области защиты машин и оборудования от коррозии в процессе эксплуатации. В зависимости от характера воздействия на фактор, который определяет протекание коррозионного процесса, автором статьи выделены три группы методов защиты от коррозии машин и оборудования: методы противокоррозионного воздействия на металлический материал, методы противокоррозионного воздействия на рабочую среду, методы противокоррозионного воздействия на конструктивные элементы (факторы). Во второй части статьи содержится детальная характеристика методов противокоррозионного воздействия на металлический материал, показавших наибольшую эффективность в процессе эксплуатации машин и оборудования: коррозионностойкое легирование, термообработка, применение защитных покрытий, смазок, ингибиторов и электрохимической защиты.

В настоящее время во всех промышленно развитых странах отмечается обострение проблемы повышения экономической эффективности промышленного производства посредством снижения темпа роста коррозионных производственных потерь. По данным зарубежных источников установлено, что общие годовые расходы на борьбу с последствиями коррозии составляют от 1,5 до 2% валового национального продукта [1]. Как утверждают многие специалисты, обозначенные экономические потери складываются из отдельных затрат, удельный вес каждой из которых ежегодно возрастает в связи с постоянно увеличивающимся вводом машин и оборудования в эксплуатацию. При этом подчёркивается, что стоимость безвозвратно разрушенного металлического материала машин и оборудования составляет лишь незначительную часть в числе этих затрат [1–5]. По мнению ряда исследователей, не смотря на то, что невозможно полностью исключить все коррозионные разрушения, тем не менее, можно значительно сократить коррозионные потери за счёт лучшего использования на практике накопленных знаний о коррозионных процессах и методов защиты от коррозии, которыми антикоррозионные службы располагают на данный момент [1].

В этой связи защита машин и оборудования от коррозии в процессе эксплуатации выходит на передний план в разработке и реализации комплекса мероприятий, направленных на повышение экономически выгодного использования производственных ресурсов и материальных средств, а также эксплуатационно-технической надёжности и долговечности

технических объектов промышленного производства. Таким образом, можно говорить об актуальности проблемы поиска и внедрения в практику эффективных методов защиты машин и оборудования от коррозии в процессе их эксплуатации. Целью настоящей статьи является выявление и описание перспективных научно-технических решений в области противокоррозионной защиты машин и оборудования в процессе их эксплуатации на основе изучения теоретических и практических аспектов применения различных техник и технологий защиты технических объектов от коррозии. Необходимость ответа на поставленные вопросы предопределила логику изложения материала нашей работы. В качестве первого шага мы уточнили дефиниции терминов «коррозия металлов» и «методы защиты металлов от коррозии». Вторым шагом, мы попытались сделать обобщённую классификацию методов защиты машин и оборудования от коррозии. В качестве третьего шага нами была представлена детальная характеристика наиболее продуктивных методов противокоррозионного воздействия на металлический материал машин и оборудования в процессе их эксплуатации.

В своей предыдущей работе, основываясь на интерпретации научных сведений о коррозии металлов и методах их защиты от коррозии, мы определили сущность понятий «коррозия металлов» и «методы защиты металлов от коррозии» [2]. Под коррозией металлов понимаем самопроизвольный процесс разрушения металлов вследствие физико-химического воздействия внешней среды, в результате которого металлы окисляются и теряют присущие им свойства. Методы защиты металлов от коррозии определяем как комплекс мероприятий, направленных на обнаружение и устранение коррозионных процессов, с целью сохранения и поддержания работоспособности машин и оборудования в процессе их создания, эксплуатации, технического обслуживания и ремонта. При этом, хотелось бы подчеркнуть, что все методы защиты металлов от коррозии основаны на целенаправленном воздействии на машины и оборудование с целью исключения или уменьшения негативного влияния факторов, способствующих развитию коррозионных процессов.

Следуя логике научного анализа в соответствии с заявленной целью исследования, предлагаем остановиться на описании основных групп методов защиты машин и оборудования от коррозии в процессе их эксплуатации. Многие исследователи в качестве ключевых направлений решения данной проблемы выделяют три основных фактора, в совокупности определяющих протекание коррозионных процессов: тип металлического материала, используемого для изготовления технического объекта; коррозионную среду, в которой эксплуатируется технический объект; особенности конструкции технического объекта [5–10]. Перечисленные факторы были приняты нами в качестве основания обобщённой классификации методов, препятствующих возникновению и развитию коррозионных процессов в машинах и оборудовании в ходе их эксплуатации (рис. 1).

В первую группу методов включаем антикоррозионные меры, способствующие повышению коррозионной стойкости того металлического материала, из которого сделаны машины и оборудование, посредством оказания соответствующего противокоррозионного воздействия на данный материал. Ко второй группе методов относим специальные меры, понижающие агрессивность коррозионной среды, в которой находятся машины и оборудование в течение всего срока их эксплуатации. В третьей группе методов объединяем способы учёта различных конструктивных особенностей (факторов) машин и оборудования, повышающие степень их защищённости от быстрого коррозионного разрушения. Другими словами, третья группа методов содержит требования к конструированию машин и оборудования, обеспечивающие создание технических объектов, которые в наименьшей степени подвержены опасности развития коррозии в процессе их эксплуатации.

Для определения перспективных научно-технических решений в области защиты машин и оборудования от коррозии при эксплуатации, необходимо обратиться к выявлению антикоррозионных методов, приёмов и средств, показавших наилучшую результативность в реальных производственных условиях. Согласно обозначенной в начале статьи траектории исследования, предлагаем остановиться на детальном описании максимальной

продуктивных методов противокоррозионного воздействия на металлический материал машин и оборудования, к которым современные учёные и практикующие работники относят коррозионностойкое легирование, термообработку, использование средств защиты от коррозии – противокоррозионных покрытий, применение ингибиторов и специальных защитных смазок, осуществление электрохимической защиты [1,2,5–14].

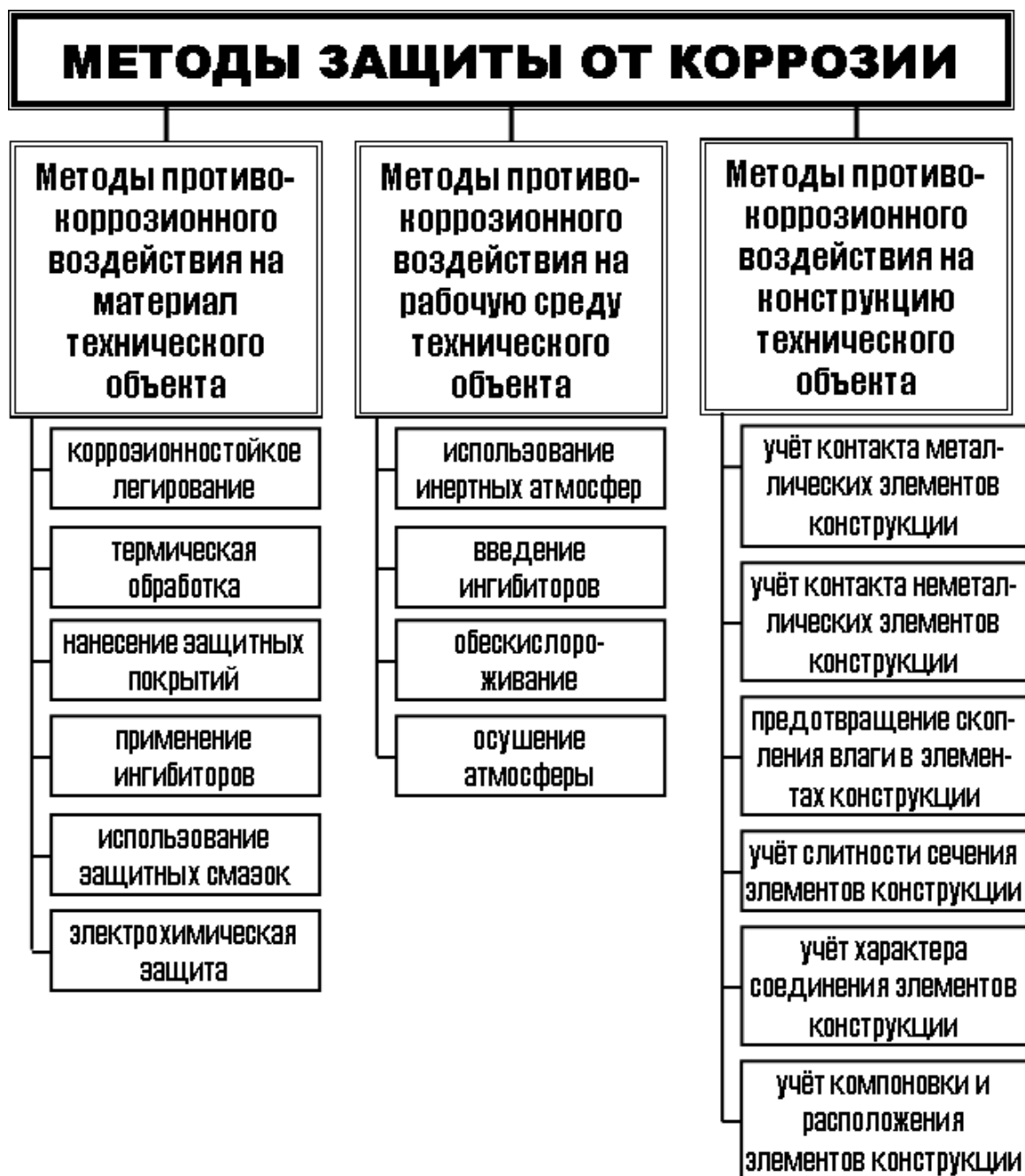


Рис.1 Обобщённая классификация методов защиты машин и оборудования от коррозии

Под коррозионностойким легированием понимается введение в состав металлического материала легирующих компонентов, повышающих его коррозионную стойкость. Исследование научно-технической литературы, посвященной описанию различных аспектов коррозионностойкого легирования, позволяет нам утверждать, что химически стойкие (коррозионностойкие) сплавы являются одним из наиболее эффективных средств противодействия коррозионному разрушению металлического материала машин и оборудования. Термообработка, повышающая коррозионную стойкость металлического материала машин и оборудования, представляет собой тепловое воздействие на сплав

(нагрев, выдержка и охлаждение), способствующее предотвращению выпадения карбидов хрома по границам зёрен нержавеющей стали аустенитного класса, гомогенизации структуры металла, а также снятию внутренних напряжений и другим эффектам. Экспертами рекомендуется осуществлять коррозионностойкое легирование и термообработку в том случае, когда металлический материал, употребляемый для изготовления машин и оборудования, не позволяет применять другие меры противокоррозионной защиты [6,8,9].

Использование средств защиты от коррозии предполагает нанесение на поверхность деталей, узлов и элементов машин и оборудования специальных защитных (противокоррозионных) покрытий – металлических и неметаллических. Изучение технико-технологических материалов показало, что в промышленном производстве наибольшее практическое применение имеют следующие способы нанесения металлических покрытий: электроосаждение, термодиффузионное насыщение, диффузионный способ, плакирование, металлизация, напыление, вакуумную конденсацию [9–12].

Электроосаждение (гальванический способ) предполагает насыщение поверхностного слоя металлического материала коррозионностойким элементов посредством осаждения взвешенных в газе твёрдых и жидких частиц металлического покрытия под действием электрического тока. Осуществление данного способа производства металлических покрытий требует использования специальных ванн с электролитом. Обозначенным способом чаще всего получают покрытия такими металлами, как цинк, медь, кадмий, никель, хром, серебро, олово. Научно-технические специалисты в качестве одного из ключевых достоинств электроосаждения указывают лёгкость регулирования толщины слоя защитного покрытия без нагрева изделия.

Термодиффузионное насыщение (горячий способ) представляет собой насыщение поверхностного слоя металлического материала элементом за счёт его диффузии в атомарном состоянии при погружении деталей, узлов и элементов машин и оборудования в горячий металл. Технология горячего способ получения металлических покрытий предполагает погружение изделия в ванну с расплавленным металлом, который смачивает поверхность защищаемого изделия. После извлечения данного изделия из ванны его поверхность остаётся покрытой слоем металла. В практике защиты металлов от коррозии наиболее широкое использование получили горячие покрытия цинком (цинкование), оловом (лужение), свинцом (свинцевание). Экспертами отмечается высокая эффективность данного способа изготовления металлических покрытий для стальных деталей, узлов и элементов машин и оборудования.

Диффузионный способ получения металлических покрытий, является разновидностью химико-термической обработки и заключается в насыщении поверхностного слоя деталей, узлов и элементов машин и оборудования металлом, путём его диффузии в атомарном состоянии при нагреве до определённых температур. Эмпирические данные свидетельствуют о том, что в отличие от термодиффузионного насыщения при диффузионном способе изготовления металлических покрытий осуществляется посредством нагрева защищаемого изделия в соответствующей газовой среде. Исследователями рекомендуется этим способом получать защитные покрытия хромом, алюминием и кремнием.

Плакирование (термомеханическое покрытие) предусматривает нанесение на поверхность металлических листов, плит, проволоки, труб тонкого слоя другого металла или сплава термомеханическим способом [13]. Обращение к этимологии названия данного способа приводит нас к французскому «plaquer», обозначающему накладывать, покрывать.

Металлизация состоит в нанесении расплавленного металла на поверхность защищаемых деталей, узлов и элементов машин и оборудования. Технология данного способа получения металлических покрытий предполагает следующий процесс: в специальном аппарате (пистолете) соответствующая металлическая проволока сначала расплавляется газовым пламенем или электрической дугой, а затем распыляется сильным потоком воздуха. В результате мельчайшие частички металла, вылетающие из пистолета, наносятся тончайшим слоем на поверхность защищаемого изделия, образуя

соответствующее металлическое покрытие. Установлено, что наибольшую продуктивность способ металлизации показал при получении покрытий из железа, стали, алюминия, меди, цинка, свинца, латуни.

Напыление представляет собой нанесение слоя тонких плёнок вещества в дисперсном состоянии на поверхность деталей, узлов и элементов машин и оборудования для сообщения им специальных защитных (антикоррозионных) свойств. Научными экспериментами доказано, что металлическое покрытие, полученное способом напыления, удерживается на поверхности защищаемого изделия силами адгезии (от лат. *adhaesio* – прилипание), т.е. силами сцепления поверхностей разнородных твёрдых и/или жидких тел.

Метод вакуумной конденсации или вакуумное напыление (англ. *physical vapour deposition, PVD*) заключается в напылении металлических покрытий (тонких плёнок) в вакууме. Технология данного способа получения металлических покрытий реализуется посредством прямой конденсации наносимого металла из паровой (газовой) фазы.

Переходя к описанию защитных (противокоррозионных) неметаллических покрытий, считаем необходимым отметить, что данные покрытия разделяются на органические (лаки, краски) и неорганические (цементные покрытия, эмали и другие). Выявлено, что такие органические защитные покрытия, как лаки и краски обладают высокой стойкостью к коррозионному воздействию воздуха, масел и щелочей. Также предлагается их использовать для изоляции металлической поверхности деталей, узлов и элементов машин и оборудования от влаги и других корродирующих факторов. В результате чего значительно увеличивается долговечность машин и оборудования при их эксплуатации в атмосферных условиях.

Такие неорганические защитные покрытия как эмали по своим физическим свойствам и химическому составу представляют собой нерастворимые силикаты типа стекла. В ходе лабораторных и практических исследований обнаружено, что этим защитным покрытиям свойственна высокая химическая стойкость против атмосферной коррозии, воздействия воды, минеральных и органических кислот, растворов солей. Однако их широкое использование в промышленном производстве ограничивается одним существенным недостатком – высокой хрупкостью. Как правило, эмалевые покрытия применяют для защиты от коррозии машин и оборудования из железа и чугуна, а также изделий в пищевой промышленности и некоторой химической аппаратуры, работающих под статическими или невысокими динамическими нагрузками.

В работах различных учёных отмечается, что применение ингибиторов и специальных защитных смазок показало высокую антикоррозионную эффективность не только в процессе эксплуатации машин и оборудования, но и при их хранении (кратковременном или длительном) и транспортировке [5–8,13]. Ингибиторы (от лат. *inhibere* – задерживать) называют специальные вещества и соединения, которые способны эффективно подавлять или замедлять процесс коррозии металлического материала, а защитные смазки – это смеси минеральных масел (машинное, трансформаторное, веретенное и другие), которые в случае необходимости легко удаляются и возобновляются. В этом, как полагают специалисты, заключается их существенное отличие от различного вида защитных покрытий, обладающих крепким сцеплением с поверхностью защищаемых поверхностей машин и оборудования.

Электрохимическая защита, по мнению экспертов, продемонстрировала хорошую результативность при антикоррозионной защите машин и оборудования, эксплуатирующихся в разных электропроводящих средах (морской воде, почве и других) [4–7,14]. Анализ научно-технической литературы позволяет утверждать, что наиболее широкое применение в промышленном производстве получили два способа электрохимической защиты: внешняя анодная или катодная поляризация и протекторная защита.

В трудах многих исследователей обозначено, что причины возникновения и механизмы протекания анодной и катодной поляризации аналогичны. Предлагаем рассмотреть характеристику сущности данных способов электрохимической защиты на примере катодной поляризации. Концентрационная катодная поляризация направлена на снижение электродного потенциала катода (предохраняемой металлической поверхности),

чаще всего связанное с недостатком в приэлектродном пространстве того вещества, которое должно восстанавливаться [14]. В том случае, когда восстанавливаемые вещества являются катионами, и процесс диффузии, в результате которого эти катионы оказываются в приэлектродном пространстве, менее эффективен, чем разряд данных катионов на электроде, они не успевают подойти из глубины раствора к катоду в необходимом количестве. В результате этого некоторые из уже разрядившихся катионов возвращаются обратно, туда, где их мало, унося с металла свой положительный заряд, тем самым, уменьшая его положительный потенциал. Вследствие чего достигается снижение потенциала катода, приводящее к замедлению электрохимической коррозии машин и оборудования.

Протекторная защита подразумевает присоединение к защищаемой металлической поверхности машин и оборудования специального протектора, так называемого металлзащитника. В качестве протектора используется металл с более электроотрицательными характеристиками по сравнению с металлом, из которого сделана защищаемая металлическая поверхность. Таким образом, протектор является анодом по отношению к тому металлу, из которого изготовлена деталь (например, цинк в железных изделиях). Поскольку прикреплённый металл является анодом, то под действием соответствующей коррозионной среды происходит растворение (разрушение) данного протектора, а защищаемая металлическая поверхность остаётся целой [4,7,14].

Результаты опытов показали, что метод протекторной защиты от коррозии машин и оборудования является продуктивным лишь в пределах какого-либо конкретного расстояния, для определения размера которого используется понятие радиуса антикоррозионного действия протектора, под которым понимается наибольшее удаление протектора от предохраняемого технического объекта. Описываемый метод рекомендуется использовать для защиты от коррозии металлической поверхностей машин и оборудования, соприкасающихся с морской водой. Кроме того, применение данного метода антикоррозионной защиты оптимально в случае невозможности или экономической нецелесообразности возведения специальных электрических линий для организации эффективной катодной защиты машин и оборудования от электрохимической коррозии.

Целенаправленное изучение теоретического и практического материала, представленного в статье позволило, нам сформулировать некоторые общие и частные выводы. Во-первых, при выборе методов защиты машин и оборудования от коррозии в процессе эксплуатации необходимо учитывать не только тип металлического материала, из которого изготовлены эти технические объекты, а также рабочие условия и особенности их эксплуатации, так как на возникновение и протекание коррозионных процессов влияет большое количество разнообразных факторов. Во-вторых, эффективное противодействие коррозии машин и оборудования возможно только при сочетании нескольких антикоррозионных методов, поскольку не имеется одновременно простого и универсального метода, используя который можно на 100% защитить от коррозии машины и оборудование в процессе их эксплуатации. В-третьих, применение многих методов противокоррозионной защиты машин и оборудования от коррозии ограничивается их недостаточной безопасностью для здоровья людей и окружающей среды, а также отсутствием стабильным и продолжительным феноменом последствия. Выше представленные выводы позволяют, говорить о необходимости продолжения работы по совершенствованию существующих и разработке новых технологий борьбы с коррозией машин и оборудования в процессе их эксплуатации.

Литература:

1. Косачев В.Б. Коррозия металлов / В.Б. Косачев, А.П. Гулидов, НПК «Вектор» // Новости теплоснабжения. – М., 2002. – № 1 (17). – С. 34–39.
2. Кулак В.В. К вопросу о защите металлов от коррозии / В.В. Кулак, В.Д. Слабышева, С.В. Гиннэ // Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения: труды Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2016. – Вып. 20. – Ч.

IV. Технические науки. – С. 19–22.

3. Древаль О.Ю. Экономическая оценка экологически обусловленных коррозионных потерь: дис. канд. эконом. наук: 08.08.01 – Экономика природопользования и охраны окружающей среды / О.Ю. Древаль. – Сумы, 2005. – 174 с.

4. Каблов Е.Н. Коррозия или жизнь / Е.Н. Каблов // Наука или жизнь. – М., 2012. – № 11. – С. 16–21.

5. Жарский М.И. Коррозия и защита металлических конструкций и оборудования : учеб. пособие / М.И. Жарский [и др.]. – Минск : Выш.шк., 2012. – 303 с.

6. Улиг Г.Г. Коррозия и борьба с ней: пер. с англ. / Г.Г. Улиг, Р.У. Ревин. – Л. : Химия, 1989. – 356 с.

7. Тапаева А.П. Методы защиты коррозии / А.П. Тапаева, Г.Т. Кожажельдиева // Молодой ученый. – 2014. – № 12. – С. 5–7.

8. Козлов В.Г. Методы борьбы с коррозией металлов / В.Г. Козлов, И.В. Титова, А.Н. Коноплин, Н.Н. Булыгин // Фундаментальные исследования. – 2017. – № 6. – С.53–57.

9. Husband P.S. Asset deterioration and discoloration in water distribution systems / P.S. Husband, J.V. Voха // Journal of Water Research. – 2011. – Vol. 45. – Issue 1. – P. 113–124.

10. Бырьлов, И.Ф. Способ контроля коррозионных процессов на магистральных трубопроводах и разработка защитных электролитических покрытий на основе цинка: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.17.03 – Технология электрохимических процессов и защита от коррозии. – Новочеркасск, 2013. – 17 с.

11. Осадчая А.А. Методы борьбы с коррозией. Плазменное электролитическое окисление как способ формирования антикоррозионных покрытий / А.А. Осадчая, У.А. Ползун // Молодой ученый. – 2017. – № 2. – С. 18–21.

12. Архипов В.Е. Газодинамическое напыление: Структура и свойства покрытий / В.Е. Архипов [и др.]. – М. : Красанд, 2017. – 240 с.

13. Цыганкова Л.Е. Исследование ингибиторной защиты стали в сероводородно-углекислотных средах рядом электрохимических методов / Л.Е. Цыганкова, Е.Г. Кузнецова, Д.О. Чугунов // Актуальные инновационные исследования: наука и практика. – Тамбов, 2011. – № 3. – С. 13–26.

14. Энциклопедический словарь по металлургии [в 2 т.] / гл. ред Н. П. Лякишев. – М.: Интермет Инжиниринг, 2000. – 2 т. – 408 с.

To the question about protection of machines and equipment from corrosion during the operation process

Ginne S.V.

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, the ave. of the newspaper the Krasnoyarsk worker 31, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation
svetlanaginneh@rambler.ru

Keywords: corrosion of metals, methods of protection of machines and equipment from corrosion

The description of perspective scientific and technical decisions in the field of protection of machines and equipment from corrosion during the operation process, which are based on the analysis of theoretical and experimental data, is presented in the article. The author of the article identified three groups of methods of protection of machines and equipment from corrosion during the operation process depending on the nature of impact on the factor, which determining the course of the corrosion process: methods of anticorrosive impact on metal material, methods of anticorrosive impact on a working environment, methods of anticorrosive impact on structural elements (factors). A detailed characteristic of the methods of anticorrosive impact on metal material, which showed the greatest efficiency during the operation process of machines and equipment: corrosion-resistant alloying, heat treatment, the use of special protective coatings, lubricants, inhibitors and electrochemical protection, is provided in the second part of the article.

Обзор способов разогрева рабочей жидкости гидрофицированных машин

Абдукундузов А.В.^{1, a}, Фёдоров В.С.^{2, b}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^akahor0301@gmail.com, ^bfedorov.v.s@yandex.ru

Ключевые слова: замерзание, рабочая жидкость, гидрофицированные машины, вязкость, разогрев.

На сегодняшний день гидравлический привод стал основным приводом, им оснащено до 90% самоходных и стационарных машин различного технологического назначения. Но, гидравлический привод в условиях низких температур является наиболее тяжело нагруженным и самым уязвимым узлом машин. Особенно нежелательное явление на работоспособность гидропривода оказывают низкие температуры в период пуска машин после длительной остановки. Низкие температуры значительно снижают ресурс гидрооборудования, и при этом увеличивается вязкость рабочей жидкости.

В статье рассматриваются способы, позволяющие решить проблему замерзания рабочей жидкости в гидросистеме гидрофицированных машин, с помощью наиболее распространенных технических средств предпускового разогрева рабочей жидкости.

Введение. При низких температурах резко снижаются полезные усилия на рабочих органах гидрофицированных машин, что сказывается на их грузоподъёмности и производительности. Главной причиной этого является потери давления в гидрооборудовании, трубопроводах и всасывающей гидролинии насосов. Эти потери вызываются трением жидкости о стенки трубопроводов и каналов гидрооборудования; деформацией потока жидкости, вызываемой завихрениями в местных сопротивлениях, изменением скорости и направления потока; инерцией вязкой жидкости.

Как известно, рабочие жидкости передают энергию от насоса по трубопроводам к гидравлическим двигателям, обеспечивают смазку поверхностей трения, защиту деталей от коррозии. Отвод тепла и удаление продуктов износа из зон трения. Таким образом, за счет рабочей жидкости осуществляется функционирование гидрооборудования, поэтому состояние жидкости во многом определяет эффективность гидравлического привода [2].

Основная часть. Как отмечалось выше, при понижении температуры увеличивается вязкости рабочей жидкости, вплоть до ее замерзания. Проблема замерзания рабочей жидкости можно решить с помощью средств предпускового разогрева рабочей жидкости. Предпусковой разогрев рабочей жидкости может быть осуществлен различными способами:

1. отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания;
2. уменьшением теплоотдачи за счет снижения вместимости гидробака;
3. дросселированием рабочей жидкости;
4. электронагревом рабочей жидкости;

Первый способ, в нем использована система разогрева рабочей жидкости отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания, представлен на рис.1. (а. с. СССР №361971) содержит выхлопную трубу 1 двигателя внутреннего сгорания 10, содержащую поворотную заслонку 2 и заслонку-отражатель 3, под вогнутой стороной которой расположено отверстие, соединенное трубой 4 с теплообменником 5 гидробака 6. Насос 7 и распределитель 8 соединены между собой и гидробаком 6 трубопроводами 9. Для разогрева рабочей жидкости используется тепловая энергия отработавших газов рабочей машины. С этой закрывается подвижная заслонка 2, и отработавшие газы по выхлопной трубе 4

подводятся к теплообменнику 5 гидробака 6 и отдают тепло рабочей жидкости. Интенсивность теплового обмена регулируется положением заслонки 2 [1].

Охлаждение жидкости в гидробаке 6 происходит за счет кинетической энергии отработавших газов. В этом случае подвижная заслонка 2 полностью открыта и отработавшие газы, проходя над специальной неподвижной заслонкой 3, увеличивают скорость истечения, и под заслонкой создается зона разрежения. Окружающий воздух по теплообменнику 5 гидробака 6 устремляется в выхлопную трубу 1, при этом охлаждение рабочей жидкости [1].

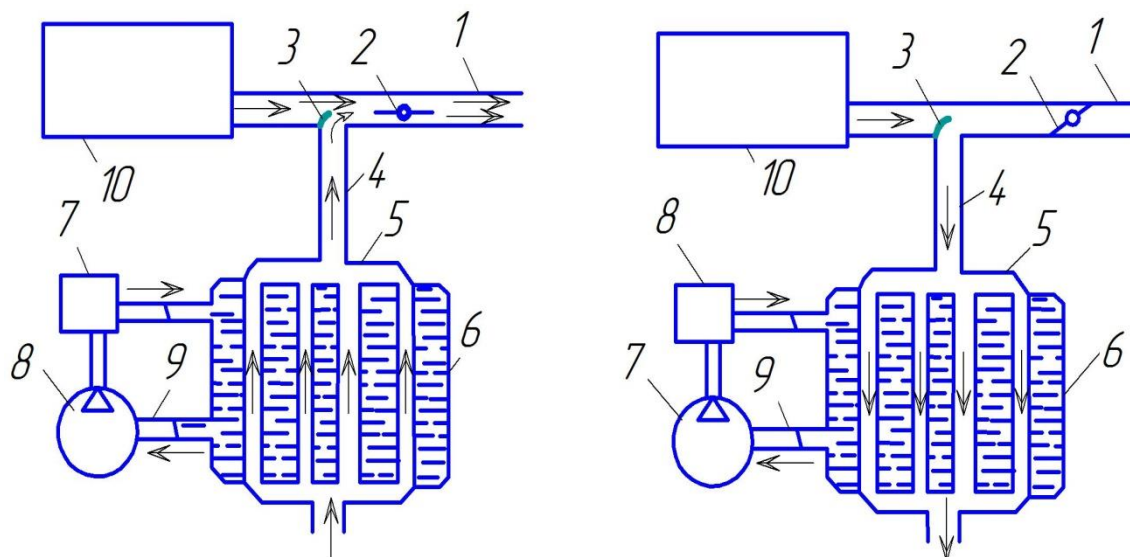


Рис.1 Система регулирования температуры рабочей жидкости отработавшими газами двигателя внутреннего сгорания: а-летом; б-зимой

Второй способ, использование устройства разогрева рабочей жидкости за счет уменьшения вместимости гидробака и площади теплоотдачи, принципиальная схема данного устройства представлена на рис.2. Здесь система регулирования рабочей жидкости включает малый 1 и большой 2 гидробаки, распределитель 3 с магнитным управлением, термодатчик 4, насос 5, основной распределитель 6, гидродвигатель 7.

Принцип действия заключается в следующем: при низкой температуре насос 5 подает поток жидкости из малого бака 1 в основной распределитель 6 к гидродвигателю 7. Из сливной линии поток жидкости через распределителя 3 снова возвращается в малый бак 1. Наличие небольшого объема жидкости, циркулирующей в гидросистеме, обеспечивает ее интенсивный разогрев и быстрый выход гидропривода на оптимальный тепловой режим. При достижении верхнего допустимого предела температуры рабочей жидкости термодатчик 4 включит электромагнитный распределитель, который передвинет золотник, направит поток жидкости из сливной линии в большой бак 2, а из большого бака жидкость по трубопроводу поступает в малый бак 1. В гидросистеме будет циркулировать максимальный объем жидкости при максимальной площади теплоотдачи [1].

Недостатком этой системы является то, что после достижения оптимальной температуры в период работы на малом баке при подключении большого бака температура рабочей жидкости резко понижается и становится значительно ниже оптимальной, так как масса холодного масла значительно больше массы горячего масла. При этом возможен режим автоколебаний. Этот недостаток исключен (по а.с. СССР №800442) за счет постепенного нагрева рабочей жидкости в большом баке. Система состоит из малого 1 и большого 2 баков (Рис.3), сильфонного термодатчика расширения 3, теплообменника 4, распределителя 5, имеющего каналы 6,7 и 8 [1].

При низкой температуре рабочей жидкости сильфонный термодатчик 3 находится в сжатом положении и жидкость из сливной линии по каналу 6 поступает в малый бак 1. При

повышении температуры и в зависимости от ее величины, термодатчик 3 распределителем 5 направляет поток жидкости по каналу 7 в теплообменник 4. При этом жидкость, находящаяся в баке, постепенно подогревается. При дальнейшем повышении температуры вся жидкость поступает в большой бак 2, а из него малый бак 1. В распределителе 5 предусмотрена возможность и одновременного прохождения потока жидкости по каналам 6 и 7, а также 7 и 8 [1].

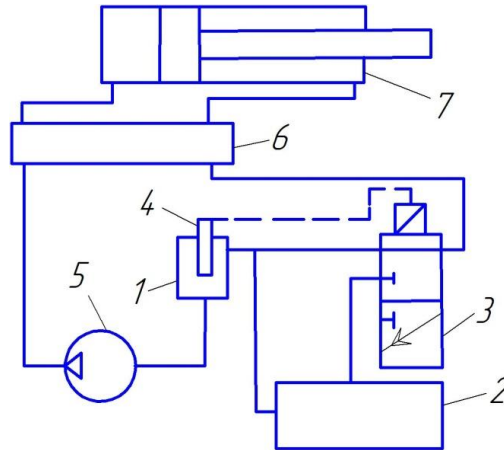


Рис.2 Система разогрева и регулирования температуры с двумя гидробаками и электромагнитным управлением потоком

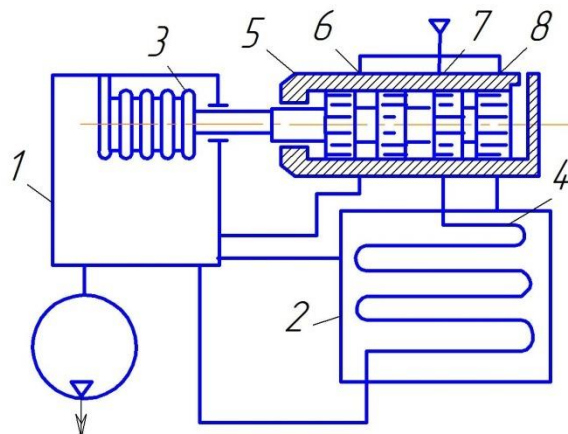


Рис.3 Система разогрева и регулирования температуры с двумя гидробаками и теплообменником

Третий способ, разогрев рабочей жидкости дросселированием, принципиальная схема представлена на Рис.4. Система основана на том, что при однократном прохождении жидкости через дроссель с перепадом давлений 10 МПа (при отсутствии теплообмена) она нагревается на 5,8°С [3]. Разогрев рабочей жидкости в результате дросселирования происходит при прохождении жидкости через гидравлическое сопротивление (дроссель) за счет потери давления в процессе мятия масла и превращения механической энергии в тепловую. [2]

Гидросистема с устройством разогрева и регулирования температуры рабочей жидкости (рис.4), выполненная по а.с. СССР №1008515, содержит гидробак 1, насос 2, основной распределитель 3, гидродвигатель 4, сливной трубопровод 5, гидравлическое сопротивление 6, каналы 7,8 и 9, дроссель 10, золотник 11, распределитель непрерывного действия 12, трубопроводы 13 и 14. [1]

Принцип действия гидросистемы заключается в следующем: из гидробака 1 насосом 2 рабочая жидкость подается в основной гидрораспределитель 3, который управляет гидродвигателем 4. По сливному трубопроводу 5 через гидравлическое сопротивление 6,

дроссель 10, распределитель 12, и по трубопроводу 14 жидкость возвращается в гидробак 1 [1].

При низкой температуре жидкости на гидравлическом сопротивлении возникает значительный перепад давления, который передается по каналу 7 в торцевую полость золотника 11 и перемещает его в сторону пружины, закрывая щель дросселя 10. Полному закрытию дросселя 10 препятствует выступ на золотнике 11 [1].

За счет дросселирования жидкости происходит ее интенсивный разогрев. При повышении температуры перепад давления на гидравлическом сопротивлении 6 уменьшается, и пружина, передвинув золотник 11, больше откроет щель дросселя 10. Таким образом, открытие щели дросселя 10, а следовательно, и интенсивность разогрева за счет дросселирования жидкости происходит пропорционально перепаду давления на гидравлическом сопротивлении 6, т.е. пропорционально температуре (вязкости) рабочей жидкости. При оптимальной температуре жидкости пружина полностью откроет дроссель 10 и разогрев жидкости происходить не будет [1].

Для повышения работоспособности гидропровода при низких температурах предусмотрен распределитель непрерывного действия, который направляет поток жидкости из сливной линии 5 непосредственно во всасывающую линию насоса. При этом в гидросистеме циркулирует минимальный объем рабочей жидкости, что обеспечивает ее интенсивный разогрев.

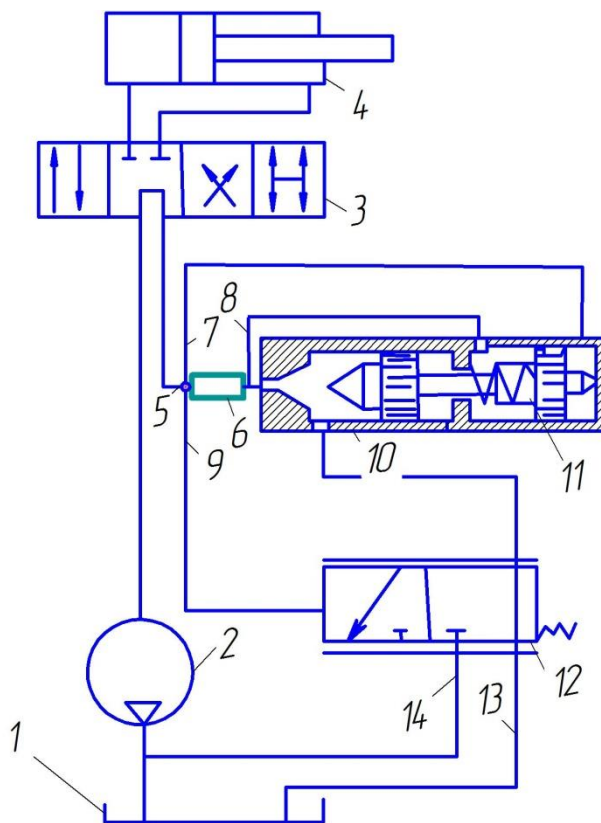


Рис.4 Гидросистема с дроссельным разогревом рабочей жидкости

Четвертый способ, нагрев рабочей жидкости электронагревательными элементами (Рис.5). Рассматриваемая система содержит гидробак 1, насос 2, гидродистрибутор 3 и электронагревательные элементы 4. Из гидробака 1 насосом 2 рабочая жидкость подается в гидродистрибутор, который управляет гидродвигателем. По сливному трубопроводу жидкость возвращается в гидробак 1. Электронагревательные элементы 4 нагревают жидкость. Предельные значения температуры регулируется через термодатчики (термопары) терморегулятором [1].

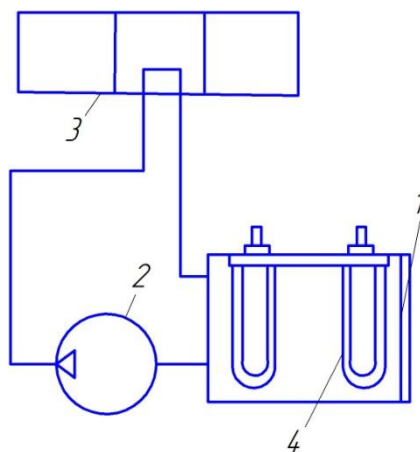


Рис.5 Схема разогрева рабочей жидкости электронагревательными элементами: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – распределитель; 4 – ТЭНы

Заключение. Анализ всех четырех способов разогрева гидравлической рабочей жидкости машин, показывает, что наиболее эффективным способом является использование системы разогрева рабочей жидкости отработавшими газами двигателей, что подтверждается большим количеством проведенных экспериментов в работах ученых [1, 2, 3, 4] Каверзина С.В., Лебедева В.П., Сорокина Е.А., Мельникова В.Г.

Литература:

1. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах. – Красноярск: 1997. – 240 с.
2. Каверзин С.В. Создание самоходных гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях холодного климата. Диссертация. Красноярск 2004. Том 1. 123 с.
3. Каверзин С.В. Разработка методов и средств повышенной работоспособности и эффективности гидроприводов самоходных машин, эксплуатируемых в условиях низких температур. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Красноярск. 1989. 284 с.
4. Мельников В.Г., Каверзин С.В. Устройство для регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе // Строительные и дорожные машины. 1970. №10. С. 9-10.

An overview of the ways of heating the working fluid, the hydraulic machines

Abdukunduzov. A.V.^{1, a}, Fedorov V.S.^{2, b}

¹Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^akahor0301@gmail.com, ^bfedorov.v.s@yandex.ru

Keywords: freezing, the working fluid, gidratirovana machine, viscosity, heating.

To date, the hydraulic drive has become the main drive, it is equipped with up to 90% of self-propelled and stationary machines for various technological purposes. But, hydraulic drive at low temperatures is the most heavily loaded and the most vulnerable node machines. Especially undesirable phenomenon on the performance of the hydraulic drive have low temperatures during the start of the machine after a long stop. Low temperatures significantly reduce the life of hydraulic equipment, and thus increases the viscosity of the working fluid. The article discusses ways to solve the problem of freezing the working fluid in the hydraulic system of hydraulic machines, using the most common technical means of preheating the working fluid.

Оптимизация конструкции бетоносмесителя с использованием вибрационных и магнитных активаторов

А.В. Хричков^{1,а}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аeclips51@mail.ru.

Ключевые слова: магнитная активация, магниты, магнитные поля, перемешивание, бетонная смесь.

В статье рассматривается метод перемешивания бетонной смеси с помощью новых конструкций бетоносмесителей. Конструкции должны оснащаться комплексно вибрационным, а также магнитным устройством содержащее постоянные магниты, которые должны располагаться на смесителе таким образом, чтобы омагничивание при использовании устройства пересекало перемешиваемое вещество под прямым углом, что позволяет повысить эффективность магнитной активации смеси за счет использования минимального количества магнитов и неоднократного пересечения перемешиваемым веществом плоскости, расположенной в области магнитного поля с максимальным градиентом направления магнитного поля. Именно такое применение конструктивной особенности бетонных смесителей позволит изменить реологические свойства приготавливаемой смеси, что приведёт к энергосбережению и ресурсосбережению, тем самым снизив себестоимость производства, повысив качественные показатели готовой продукции.

На заводах современной мировой промышленности бетона, существует необходимость следить за развитием своих предприятий, чтобы не отставать по производству продукта от других лидеров отрасли. Для этого нужно оснастить производство новейшим оборудованием, которое будет производить качественную продукцию. Ежегодно увеличивается количество разработок и исследований в совершенствовании изготовлении бетонов в направлении повышения строительно-технических свойств: особо плотных, морозостойких, коррозионностойких, кислотостойких, полимерных, мелкозернистых, быстротвердеющих, высокопрочных и т.д.

Анализ многих источников позволяет выявить многообразие существующих промышленных бетоносмесительных машин, выполненных на основе механической обработки с целью получения качественных бетонных смесей.

Существует два эффективных способа активации при приготовлении смесей с вяжущими компонентами – вибрационный и обработка постоянными магнитными полями. Эти способы известны по трудам А.Е. Десова, И.П. Керова, Б.С. Баталина, Н.П. Горленко, В.С. Федорова, [1-4, 10].

При воздействии вибрации на бетонную смесь происходит часто повторяющееся вынужденное колебание частиц смеси, которое фактически является периодическим встряхиванием системы. В результате нарушается связь между частицами, снижается вязкость двухфазной системы, бетонная смесь возвращается во временно текучее состояние. Такая способность некоторых дисперсных систем восстанавливать при механических воздействиях исходную структуру называется тиксотропией. Бетонная смесь является тиксотропной системой, при воздействии вибрации она разжижается, начинает подчиняться законам гидростатики. В практике тиксотропность бетонной смеси широко используется, начиная от применения вибраторов при заливке бетонным раствором простейших

фундаментов и дорожек и завершая вибропрессами для производства бетонных изделий сложной конфигурации [27].

Использование вибрации на практике широко применимо, в то время как магнитную активацию бетонной смеси используют довольно редко.

Существует множество гипотез о взаимодействии магнитного поля на воду и водные растворы, их можно разделить на две группы.

Одни мнения полагают, что причина действия магнитного поля заключается в структурных остаточных изменениях в воде и растворах, вызванных магнитным полем. [5, 6].

Другие считают, что сущность намагничивания состоит во влиянии магнитного поля на коллоидные частицы, которые являются центрами кристаллизации [7].

По мнению Н.К. Лопырева, полярные молекулы воды за счёт их способности образовывать водородные связи соединяются между собой, давая двойные, тройные, четвертные и т.д. агрегаты. При воздействии переменного поля разрушаются сложные агрегаты и создаются условия для образования более прочных парных нейтральных молекул [18].

В.Г. Левич [9] считает, что влияние магнитного поля на воду количественно характеризуется значением ее магнитной восприимчивости.

Мнения и практические опыты исследователей [10, 11, 12, 13, 14] доказывают, что воздействие магнитных полей на воду, так же влияет на увеличение количества центров кристаллизации и уменьшению размеров кристаллов в гидратирующемся цементе, следовательно, и на прочность бетонной смеси в целом.

Величина константы диссоциации зависит от величины диэлектрической проницаемости. Величина диэлектрической проницаемости зависит от величины дипольного момента молекул. Следовательно, при прохождении молекул через магнитное поле, под действием сил поля происходит изменение их дипольного момента. Молекулы ориентируются в поле определенным образом (Рис.1).

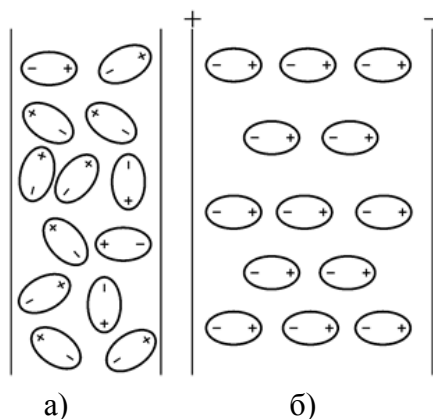


Рис.1 Схема ориентации молекул воды в магнитном поле
а) до воздействия магнитного поля б) после магнитной активации

Таким образом, влияние на воду магнитным полем, происходит воздействие на кристаллический стержень, что обеспечивает прочностные характеристики бетонной смеси в целом.

Для оптимизации конструкций бетоносмесителей, с целью эффективного перемешивания и достаточной активации, необходимо расположить магнитный активатор таким образом, чтобы перемешиваемая бетонная смесь находилась перпендикулярно магнитным полям активатора. Таким образом, при оптимальном расположении магнитного активатора в камере смешивания, позволит повысить эффективность магнитной обработки за счет минимального количества магнитов и неоднократного пересечения обрабатываемым

веществом плоскости, расположенной в области магнитного поля с максимальным градиентом направления магнитного поля.

Существует множество программ, где можно построить модель смесителя и посмотреть, как в пространстве располагаются магнитные поля. Примером такой программы, с помощью которой рассмотрим различное размещение магнитов, является VIZIMAG (программа моделирования магнитных полей).

За основу принята экспериментальная установка, разработанная на кафедре СДМ, Братского Государственного Университета (Рис.2). Согласно исследованию [10], заданы следующие параметры магнитных активаторов: магнитная индукция каждого магнита равна 1 Тл; магнитная проницаемость углеродистой стали смесителя установлена $\mu = 100$.

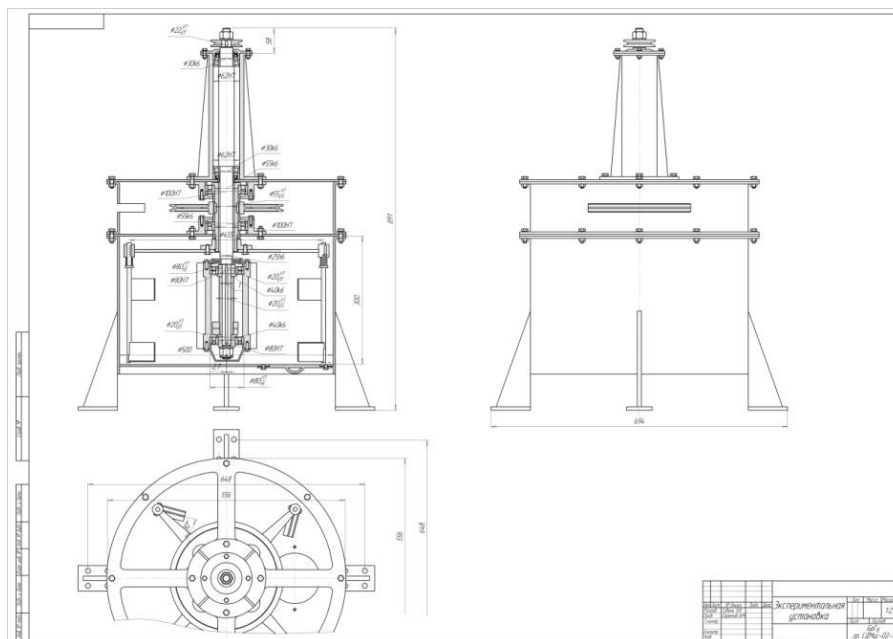


Рис. 2 Экспериментальная установка, разработанная на кафедре СДМ, Братского государственного университета

На Рис.3 представлена схема расположения магнитов на лопастях и на корпусе. На расположении магнитов Рис.3а и 3в, наглядно видно, как проходит поляризация в пространстве. Магнитные поля охватывают не полное пространство.

Добавление магнитов на корпус смесителя Рис. 3б и 3г, и изменение положения магнитов на корпусе в вертикальное, полярность магнитов, закрепленных на корпусе становится перпендикулярной, полярностям магнитов, закрепленных на лопастях, при этом наблюдается изменение в охвате большего пространства магнитным полем, однако попадают места беспорядочного направления полей.

Изменение полярности магнитов, находящихся на корпусе, наблюдается при установке их параллельно полярностям магнитов на лопастях Рис.4д. Рассматривается изменение в охвате пространства магнитным полем, а также направление полей находятся в более порядочном направлении. При добавлении дополнительных магнитов Рис 4е в пространстве образуется ещё больше магнитных полей, отслеживается, и взаимодействие между собой полей магнитов на лопастях и на корпусе.

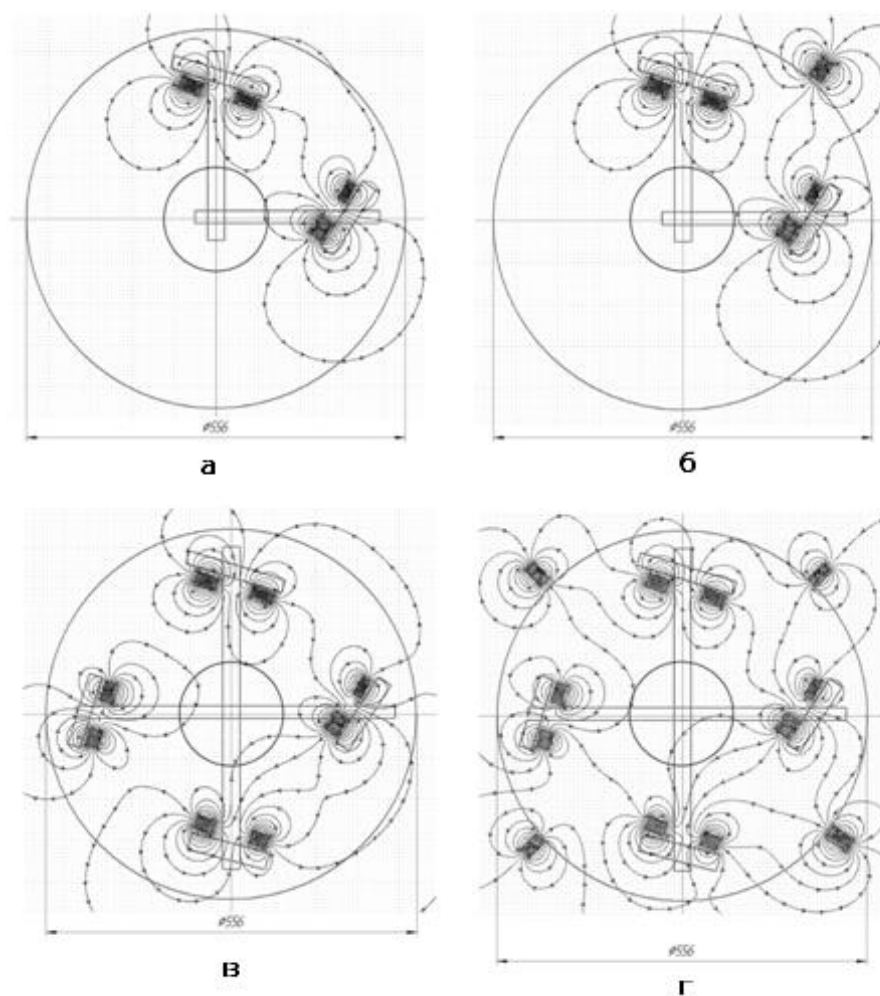


Рис. 3 Схема расположения магнитов на смесителе:
 а – расположение магнитов на лопастях не полного отображения ротора, б - расположение магнитов на лопастях не полного отображения ротора и на корпусе, в - расположение магнитов на лопастях полное отображение ротора, г - расположение магнитов на лопастях полное отображение ротора и на корпусе

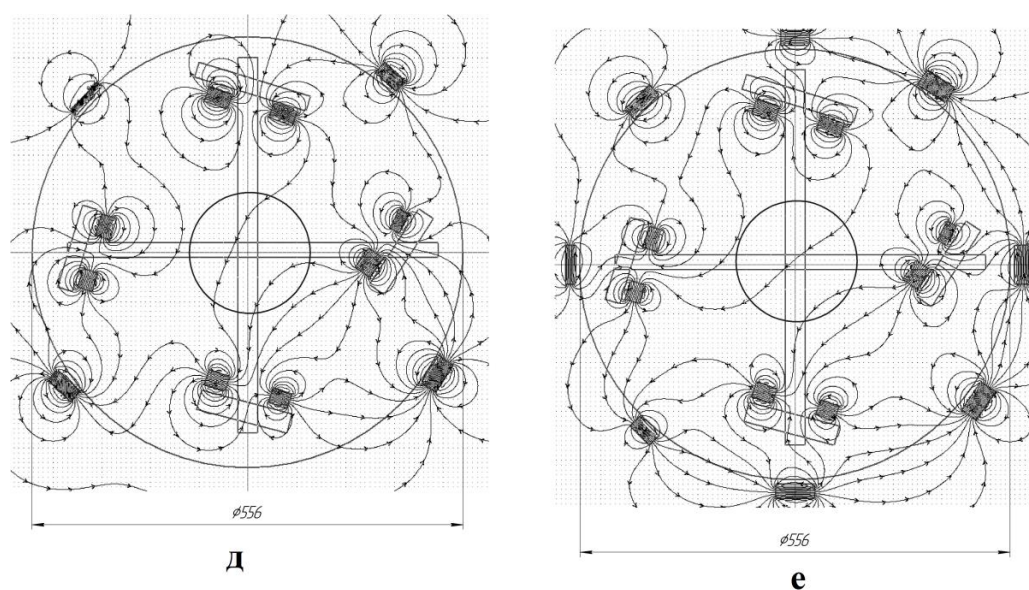


Рис. 4 Схема расположения магнитов на смесителе:
 д - расположение магнитов на лопастях полное отображение ротора, е - расположение магнитов на лопастях полное отображение ротора и на корпусе

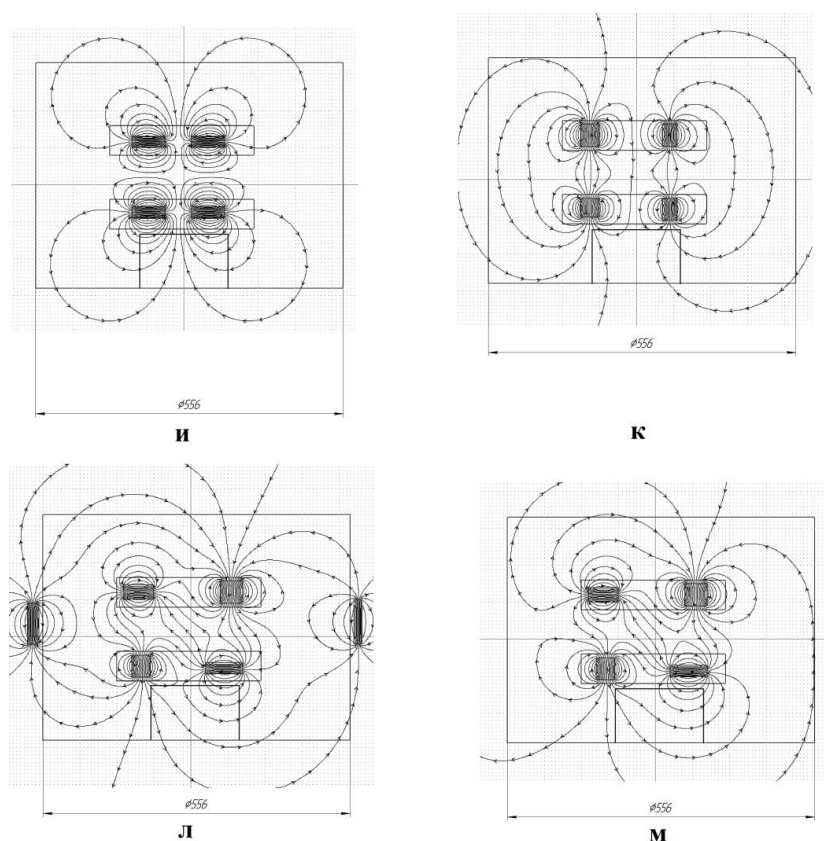


Рис. 5 Схема расположения магнитов на смесителе
и - расположение магнитов на лопастях горизонтально, к - расположение магнитов на лопастях вертикально, л - расположение магнитов на лопастях и на корпусе, м - расположение магнитов на лопастях

Расположение магнитов на лопастях видом с боку рассматривается на Рис.5и, магниты располагаются горизонтально. Рис.5к, размещение вертикальное, Рис.5м два магнита размещены вертикально и два горизонтально. Рис 5л похож на Рис.5м, только расположили магниты на корпус. Наиболее предпочтительное расположение магнитов на Рис.5м, где поля разнонаправлены, что может способствовать лучшей активации бетонной смеси.

Внедрение в производство и использование смесителя конструкции, в которой есть как вибрационная, так и магнитная активация, позволит изменить реологические свойства приготавливаемой смеси, следовательно, превзойти существующие смесительные агрегаты для приготовления бетонных смесей, а именно достичь: повышения производительности в 1,5 – 2 раза; снижения потребляемой мощности в 1,5 - 2 раза; снижения затрат на изготовление смесей до 20%; увеличения прочности готовых изделий на 10 – 15%; сокращения сроков твердения на 6 – 7 суток; возможности перемешивания как жестких, так и мелкодисперсных материалов [1].

Литература:

1. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Исследование процесса перемешивания в роторно-вибрационном смесителе // Механизация строительства. 2012. № 7. С. 40-43.
2. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н., Комаров И.В. Патентно-аналитический обзор и расширенная классификация бетоносмесительных машин в аспекте исследования вибрационных технологий перемешивания бетонных смесей // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 38-45.
3. Лобанов Д.В., Ефремов И.М. Экспериментальные исследования процессов вибрационного перемешивания // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 3 (15). С. 49-52.

4. Федоров В.С. Совершенствование процесса и агрегата финишной обработки незатвердевших бетонных поверхностей: дис. канд. техн. наук: 05.02.13. Братск, 2011. 167 с.
5. Миненко В.И. О кристаллическом методе контроля магнитной обработки воды. Теплоэнергетика, 1963, № 9. С.15-23.
6. Саркисов Ю.С., Горленко Н.П. Информационные взаимодействия в системе «цемент-вода» / Техника и технология силикатов. – 2004. - №1. С.21 – 25.
7. Новожилов Ю.Л. Реагентно-магнитная обработка воды для затворения цементных растворов и бетонов. Автореферат кандидатской диссертации, Свердловск, 1967. – 22с.
8. Лопырев Н.К. О физических методах водоподготовки. Ленинградский дом научно-технической пропаганды, Л.1959.-89 с.
9. Левич В.Г. Об одном сенсационном эффекте. Успехи физ. Наук, 1966, № 10.
10. Горленко Н.П. Низкоэнергетическая активация цементных и оксидных вяжущих систем электрическими и магнитными полями: дис. Д-ра техн. Наук : 05.17.11 / Томск. политех. Ун-т. – Томск, 2007. – 403 с.
11. Горленко Н.П., Лаптев Б.И., Сидоренко Г.Н., Дунаевский Е.Г. Информационные взаимодействия в неживой и живой природе / Томск гос. Ун-т. – Томск: Изд-во ТГУ, 1999. – 128 с.
12. Королев К.М. Производство бетонной смеси и раствора. – М.: Высш. Шк. 1973. – 343с.
13. Баталин Б.С. Влияние магнитной обработки бетонной смеси на процессы структурообразования в твердеющем бетоне: дис. Канн. Техн. Наук: 05.48.04 / Пермский политех. Ин-т. – Пермь, 1969. – 232 с.
14. Классен В.И. Омагничивание водных систем. М.: Химия. – 1973. – 239.
15. Ефремов И.М., Федоров В.С., Банщиков А.С., Банщикова Е.С. Усовершенствование конструкции вибрационного смесителя. Братск. – 6с.
16. Бетонный завод. Режим доступа [<https://zzbo.ru/poleznoe/statiy/411-vliyaniye-vibratsii-na-betonnyuyu-smes/>]

Optimization of concrete mixer designs using vibration and magnetic activators

Hrichkov A.V.^{1a}

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

Key words: magnetic activation, magnets, magnetic fields, mixing, concrete mix.

The article discusses the method of mixing concrete mix with the help of new designs of concrete mixers. Structures must be equipped with a complex vibration, as well as a magnetic device containing permanent magnets, which must be placed on the mixer so that the magnetization crosses the mixed substance at a right angle when using the device, which allows to increase the efficiency of magnetic activation of the mixture by using a minimum number of magnets and repeated intersection a stirred substance of a plane located in the region of a magnetic field with a maximum gradient of magnetic field. It is this application of the design features of concrete mixers that will allow to change the rheological properties of the prepared mix, which will lead to energy saving and resource saving, thereby reducing production costs, increasing the quality indicators of the finished product.

Application of anti-fixing liquid to improve the efficiency of machine work under negative temperatures

Zenkov S.A^a, Balahonov N.A.

Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^amf@brstu.ru

Keywords: adhesion, proportionality coefficient, MAXFLIGHT 04, regression equation.

In this paper, the object of study is a construction road machine that develops the cohesive ground. The article analyzes the use of the MAXFLIGHT 04 anti-icing fluid as a material to eliminate the adhesion of the “soil-to-metal” system, which is used in the operation of construction road machines in the development of wet cohesive soils at negative temperatures. The main objective of this study is to achieve higher productivity and more efficient operation of construction road machines when working with wet cohesive soil at negative temperatures by reducing the adhesion of wet cohesive soil in contact with the working body of the earthmoving machine.

Introduction. One of the main reasons resulting in the productivity decrease of technological machines is adhesion and friction an increase during the development of wet cohesive soils under negative ambient temperatures.

There are four methods to control sticking and freezing of the soil to the working bodies of technological machines. The first method is the formation of an intermediate layer the the “soil-to-metal” interface. The second group includes methods function is to reduce soil-to-metal adhesiveness by external action. The third group includes technological and mechanical methods to control adhesion. The fourth group combines two or more approaches to reduce the soil adhesion and friction described above [1-19].

One of the most common and promising method is prophylactic [9,13,18,19], which involves the creation of an intermediate layer under interface between the surface of the working organ and the moist soil. The intermediate layer serves as a protective shield for intermolecular interaction, providing free movement of phase surfaces. The intermediate layer is divided into liquid, solid and gaseous.

Formulation of the problem. The task is to improve the efficiency of machine work under negative temperatures.

Results and Discussion. Prophylactic agent "MAXFLIGHT 04" and "OCTAFLO EG" are propylene glycol anti-icing fluids and are intended for ground anti-icing aircraft treating. The liquids have a very good anti-icing performance when heated up to +70°C without any operational restrictions. The anti-icing liquid must be kept on the wings (Holdvertime) for a period of 3 minutes to 12 hours. It has the lowest limits of viscosity of all SAE Type IV fluids, in some cases even lower than those of the SAE type II [13] liquids.

During the experimental studies, soil was used of category IV - loam, as the most common in the northern areas of the Irkutsk region. The soil moisture was 7.5, 12.5 and 17.5%, the time of “soil-to-metal” system contact metal surface was 3, 5 and 7 minutes. This corresponds to the operating parameters of technological machines. The plan and the results of the experiment are shown in table 1.

Table 1

The plan and results of the experiment				
The experimental plan in natural values				
Ambient temperature $T_{at}, ^\circ C$	Soil moisture $W, \%$	The contact time of the soil-to-metal system $t, \text{min.}$	Without impact	With impact MAXFLIGHT 04
-35	7.5	3	92.73	30.4
	7.5	7	174.2	62.74
	12,5	5	186.54	78.91
	17,5	3	218.54	134.2
	17,5	7	400	159.89
-15	7,5	5	63.74	38.25
	12,5	3	78.45	50.01
	12,5	5	144.2	56.88
	12,5	7	240.3	58.84
	17,5	5	228.5	94.14
5	7.5	3	11.6	4.2
	7.5	7	15.2	5.1
	12,5	5	17.9	8.3
	17,5	3	24.3	14.8
	17,5	7	31.7	17.4

Mathematical processing of the obtained results was carried out by using the MODEL program for multifactor according to dependencies the latest square method. As a result of experimental data the processing of resulted in obtaining regression equations without the effect of the lubricant and the anti-icing fluid "MAXFLIGHT 04" applying.

Without impact:

$$\tau_{BB} = 134.3 + 1.026 \cdot T_{cp} - 4.3 \cdot W - 46.08 \cdot t - 0.1 \cdot T_{cp}^2 + 0.1074 \cdot W^2 + 3.985 \cdot t^2 - 0.4 \cdot T_{cp} \cdot W - 0.8 \cdot T_{cp} \cdot t + 1.3 \cdot W \cdot t \quad (1)$$

With impact «MAXFLIGHT 04»:

$$\tau_{Maxflight} = 41.22 + 0.66 \cdot T_{cp} - 8.14 \cdot W + 4.4 \cdot t - 0.03 \cdot T_{cp}^2 + 0.43 \cdot W^2 - 0.27 \cdot t^2 - 0.22 \cdot T_{cp} \cdot W - 0.17 \cdot T_{cp} \cdot t - 0.062 \cdot W \cdot t \quad (2)$$

Calculation of the proportionality coefficient. The resistance (voltage) to the displacement of the soil over the metal surface consists of the deformation (fP) and adhesive (f, ρ_n, S) components and depends on the pressure and area of contact, the properties of the shear surfaces, the speed of movement of the sample [15].

The proportionality coefficient is determined by the expression [15]:

$$f = \frac{rS}{P} = f + f_1 \cdot \rho_n \frac{S}{P} \quad (3)$$

The proportionality coefficient or the given friction coefficient f takes into account the shear characteristic when determining the force of the soil-to-metal surface friction, and its value includes the deformation and adhesive values and depends on the same parameters as the shear resistance,

namely: time t and contact pressure P , moisture W and dispersity D of the soil, temperature in the shear plane T , the metal surface state.

That formula is considered (3) to determine the resistance to shear under the soil freezing to the sliding surface also. And the proportionality coefficient f will reflect the effect of adhesion under negative temperature and be determined by equating the analytical dependence (3) and dependences experimentally obtained on the special shear stand (1.2), where $\tau = f(D, F, P, W, T, t)$. The shear stress τ , area S and contact pressure P are measurable, this fact allow to determine experimentally the friction coefficient f under the soil-to-metal surface freezing of the working body.

Without the effects of intensifiers, taking into account the dependence (1):

$$f = (134.3 + 1.026 \cdot T_{cp} - 4.3 \cdot W - 46.08 \cdot t - 0.1 \cdot T_{cp}^2 + 0.1074 \cdot W^2 + 3.985 \cdot t^2 - 0.4 \cdot T_{cp} \cdot W - 0.8 \cdot T_{cp} \cdot t + 1.3 \cdot W \cdot t) \cdot \frac{S}{P} \quad (4)$$

When using a liquid intermediate layer, taking into account the dependence (2):

$$f = (41.22 + 0.66 \cdot T_{cp} - 8.14 \cdot W + 4.4 \cdot t - 0.03 \cdot T_{cp}^2 + 0.43 \cdot W^2 - 0.27 \cdot t^2 - 0.22 \cdot T_{cp} \cdot W - 0.17 \cdot T_{cp} \cdot t - 0.062 \cdot W \cdot t) \cdot \frac{S}{P} \quad (5)$$

The results of the calculation of the proportionality coefficient dependence on the temperature are presented in tables 2.

Table 2

Controlled values of the proportionality coefficient f depending on the temperature in the shear plane					
Ambient temperature T_{at} , °C	+5	-5	-15	-25	-35
Without impact	0,39	1,1	1,7	2,16	2,5
«MAXFLIGHT 04»	0,11	0,38	0,61	0,81	0,97

Conclusions. Analysis of the obtained values of the proportionality coefficient f allows to conclude that if the temperature of the contacting surfaces decreases in the range of +5°C ...-35°C, the coefficient of proportionality f increases if used anti-icing fluid brand "MAXFLIGHT 04", but its value is 2...3.5 times lower proportionality values without using prophylactic agents to reduce the adhesion the soil.

Reference:

1. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высшая школа, 1981. - 335 с.
2. Заднепровский Р.П. Теория трения скольжения. Волгоград: Офсет, 2005. 51с.
3. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 1999, no. 36, pp. 39-49.
4. Wang X L., Ito N., Kito K. Study on reducing soil adhesion to machines by vibration. In: Proceedings of the 12th International Conference of ISTVS, 7-10 October, 1996 (Yu Q; Qiu L, eds), pp 539-545. China Machine Press, Beijing, China.
5. Azadegan B., Massah J. Effect of temperature on adgesion of clay soil to steel. // Cercetări Agronomice în Moldova Vol. XLV, No. 2 (150) / 2012. P. 21-27.
6. Ignatyev K.A., Filonov A.S., Zarubin D.A. Application of piezoceramic radiators for combating adhesion or soils to excavating part of an earthmoving machine Science and Education:materials of the II international research and practice conference, Vol. I, Munich, December 18th-19th , 2012 / publishing

office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich- Germany, 2012. P. 251-256.

7. Chen B., Liu D., Ning S., Cong Q. Research on the reducing adhesion and scouring of soil of lugs by using unsmoothed surface electro-osmosis method. // Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, №11(3), 1995. P. 29-33.

8. Ignatyev K.A., Filonov A.S., Lkhanag D., Battseren I. Definitions of time from the surface soil breakout body work in a high impact. // Scientific transactions № 3/139, Ulaanbaatar, Mongolia, MUST, 2013. – P. 144-146.

9. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Применение полимерных противоналипающих листов для снижения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2010. № 9. С.112-114.

10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Мунц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.

11. Zenkov S.A., Kobzov D.Y., Balahonov N.A. Modelling of dredging process with vibrating digging bucket under subzero temperatures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 10. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016" 2017. С. 012100.

12. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2009. № 4-2(89). С. 90-94.

13. Зеньков С.А., Плеханов Г.Н., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Вестник Таджикского технического университета. 2014. Т. 2. № 26. С. 28-32.

14. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 44-49.

15. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. № 2 (17). С. 191-195.

16. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В. Теоретические предпосылки повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Механики XXI века. 2006. № 5. С. 79-81.

17. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.

18. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

19. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 152-156.

Применение противообледенительной жидкости для повышения эффективности работы машин при отрицательных температурах

Зеньков С.А.^a, Балахонов Н.А.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

amf@brstu.ru

Ключевые слова: адгезия, коэффициент пропорциональности, MAXFLIGHT 04, уравнение регрессии.

В данной статье объектом исследования является строительно-дорожная машина,

взаимодействующая со связным грунтом. В статье анализируется использование противообледенительной жидкости «MAXFLIGHT 04» в качестве материала для устранения адгезии системы «грунт-металл», которая возникает в работе строительного дорожных машин при разработке влажных связных грунтов в условиях отрицательных температур. Основная цель данного исследования – повышение производительности и более эффективной работы строительного дорожных машин при работе с влажным связным грунтом в условиях отрицательных температур посредством уменьшения адгезии влажного связного грунта, контактирующего с рабочим органом строительного дорожной машины.

УДК 621.879.3

Рабочее оборудование для очистки ковша экскаватора

Зеньков С.А.^a, Минеев Д.А.^b

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

mf@brstu.ru, [mineev_67@mail.ru](mailto:mineeved@mail.ru)

Ключевые слова: адгезия, экскаватор, ковш, очистка, производительность, гидроцилиндр.

В данной статье рассматривается вопрос использования одного из методов борьбы с адгезией грунта на ковш экскаватора – механического. Опыт эксплуатации землеройных машин показывает, что при разработке влажных грунтов (особенно при отрицательной температуре) намерзание и налипание грунта на рабочие органы существенно снижает производительность машин. Анализ и обобщение отечественной и зарубежной практики ведения массовых земляных работ и открытых горных разработок показали, что применяемые в настоящее время и предлагаемые средства для борьбы с прилипанием и примерзанием грунтов к ковшам землеройных машин по характеру и принципу действия можно разделить на профилактические средства (предотвращение адгезии) и средства очистки ковша (восстановление эвакуирующей способности грунта). Проведен анализ рабочих органов, предназначенных для механической очистки ковша экскаватора, также выбрана наиболее эффективная конструкция оборудования гидравлического экскаватора, позволяющая исключить недостатки других моделей. Также по техническому заданию был спроектирован рабочий орган в Компасе-3D, рассчитаны углы, скорости перемещения гидроцилиндра относительно рукояти экскаватора и усилие на режущей кромке ковша.

Значительную часть работ при строительстве занимают земляные работы, выполняемые землеройными машинами. Земляные работы в мерзлых грунтах являются наиболее трудоемкими и дорогостоящими.

Основной по популярности машиной, используемой на строительных площадках для производства земляных работ, перегрузки сыпучих и кусковых материалов и выполнения других работ, в зависимости от установленного дополнительного оборудования, вне всякого сомнения, является экскаватор. Простота, надежность и впечатляющая универсальность позволяют ему играть главенствующую роль практически на любой стройке.

Опыт эксплуатации землеройных машин показывает, что при разработке влажных грунтов (особенно при отрицательной температуре) намерзание и налипание грунта на рабочие органы существенно снижает производительность машин. При этом снижение производительности происходит из-за уменьшения полезной вместимости ковша за счет неполной выгрузки, из-за роста как лобового сопротивления при резании (копанию) в

результате прилипания влажного грунта к рабочему органу, так и сопротивления входа в ковш, а также увеличения простоев машин вследствие необходимости очистки рабочих органов. Кроме того, растут энергетические потери из-за увеличения сил трения, и снижается качество выполняемых работ. Сила трения при копании и планировке составляет 30...70% от общего сопротивления копанью, а производительность снижается в 1,2...2,0 раза и более [1-7].

По данным наблюдений установлено, что залипанию наиболее подвержены внутренние поверхности передней и задней стенок ковша, особенно место перехода между ними. Боковые стенки залипают в меньшей мере. Периодическим вытряхиванием ковша экскаваторщики производят очистку через каждые 7...10 циклов работы. При этом объем налипшего грунта в ковше к моменту его очистки составляет 5...8% его вместимости, а вызванные этим простои машины – 7% общего времени работы. Периодическое встряхивание грунта отрицательно сказывается на работе металлоконструкций и гидрооборудования экскаватора и приводит к потере его производительности при разработке глинистых и суглинистых грунтов на 13...15%. Рейш А.К. на основании обобщения опыта использования экскаваторов в строительстве отмечает, что при работе их в летнее время на влажных связных грунтах уже через 45 мин работы объем налипшего грунта уменьшает объем ковша на 10...11%. При работе зимой процесс налипания грунта более интенсивен и зависит от температуры, а объем налипшего грунта сокращает вместимость ковша на 25...30%. Толщина налипшего грунта в некоторых местах ковша достигает 18 см, а наибольшую концентрацию его наблюдают в закрытых ковшах (обратная лопата, драглайн).

Анализ и обобщение отечественной и зарубежной практики ведения массовых земляных работ и открытых горных разработок показали, что применяемые в настоящее время и предлагаемые средства для борьбы с прилипанием и примерзанием грунтов к ковшам землеройных машин по характеру и принципу действия можно разделить на профилактические средства (предотвращение адгезии) и средства очистки ковша (восстановление эвакуирующей способности грунта).

Одним из методов борьбы с адгезией грунтов является механический способ. В настоящее время известен ряд полезных моделей, изобретений, предназначенных для очистки ковша экскаватора от налипшего и намерзшего грунта.

Так, например, известно рабочее устройство [8]. Преимуществом является увеличение производительности экскаватора путем уменьшения потерь грунта, сопровождающихся частичной разгрузкой ковша от грунта при его разработке. Однако недостатком такого устройства можно считать сложность конструкции и ограниченность технологического применения в связи с невозможностью поворота всего ковша относительно рукояти.

Известно изобретение рабочего оборудования одноковшового экскаватора «обратная лопата» [9]. Достоинством является повышение производительности экскаватора путем уменьшения потери грунта, сопровождающейся частичной разгрузкой ковша от грунта при его разработке, а также сокращение энергозатрат и повышение надежности оборудования за счет уменьшения трения в подвижных сопряжениях устройства. Недостатком устройства является сложность кинематики шарнирного многозвенника – привода задней подвижной стенки, что усложняет конструкцию.

Известно рабочее устройство [10]. Достоинством является повышение эффективности очистки ковша. Недостатком является то, что указанный ковш не производит очистку от грунта режущих кромок ковша, в результате на режущих кромках ковша остается грунт, который в процессе копания нарастает и уплотняется, что ухудшает резание и увеличивает сопротивление при наполнении ковша.

В процессе патентного поиска и последующего анализа рабочих органов, предназначенных для очистки ковша экскаватора, была найдена конструкция (рис. 1) оборудования гидравлического экскаватора [11], позволяющая исключить недостатки предыдущих моделей.

Ковш экскаватора состоит из боковых стенок 1 и 2 днища 3, выполненного по радиусу поворота ковша и режущей части 4. Внутри ковша размещено устройство для принудительной выгрузки и очистки, которое состоит из хвостовика, 5 и очистной рамки с боковыми частями 6 и 7, прилегающими к стенкам 1 и 2, и поперечной частью 8, прилегающей к днищу 3 и с помощью осей 9 и 10 шарнирно соединенной с боковыми частями 6 и 7. Поперечная часть 8 имеет возможность поворачиваться относительно боковых ножей 6 и 7 до упоров 11 и 12, жестко прикрепленных к боковым частям 6 и 7. От поворота в противоположную сторону поперечная часть 8 ограничивается торцовыми кромками боковых частей 6 и 7.

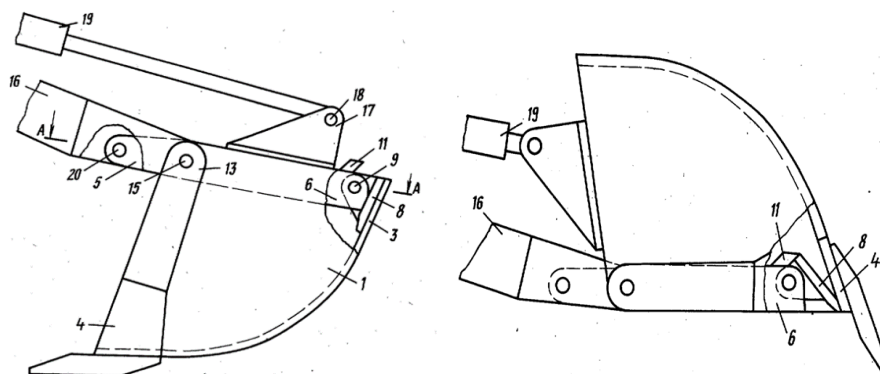


Рис.1. Рабочий орган ковша экскаватора

Ковш при помощи проушин 13 и 14 пальцем 15 шарнирно соединяется с рукоятью 16, а при помощи кронштейна 17 пальцем 18 соединяется с силовым цилиндром 19. Очистная рамка при помощи хвостовика 5 пальцами 15 и 20 жестко соединена с рукоятью 16.

При выдвижении штока силового цилиндра 19 ковш поворачивается относительно рукояти 16 и неподвижно закрепленной на ней очистной рамки для выгрузки и очистки. При этом происходит резание и заполнение ковша.

При втягивании штока силового цилиндра 19 ковш также поворачивается относительно рукояти 16 и очистной рамки для принудительной выгрузки и очистки. При этом боковые части 6 и 7 и поперечная часть 8 срезают грунт со стенок 1 и 2 и днища 3..

При повороте ковша в зоне режущей части 4, радиус которой больше радиуса днища 3, поперечная часть 8 под действием сил сопротивления грунта, действующих на боковую поверхность, поворачивается относительно боковых частей 6 и 7 на величину увеличения радиуса поворота режущей части 4. При этом происходит срез грунта с кромок режущей части 4 и срезанный грунт вываливается из ковша. Таким образом, происходит принудительная выгрузка и очистка всей внутренней поверхности ковша.

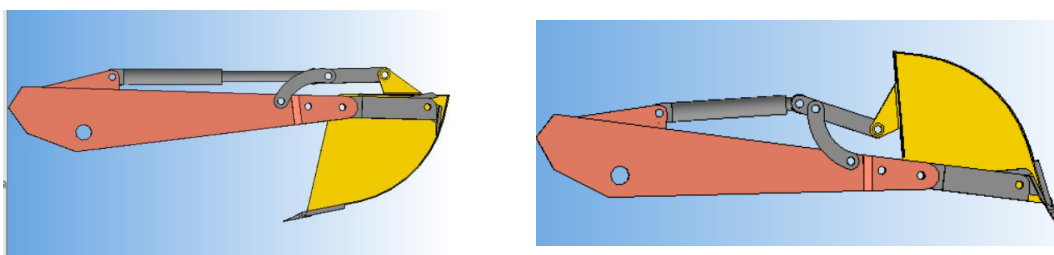


Рис.2. Рабочий орган экскаватора в Компасе-3D

Использование изобретения позволяет уменьшить сопротивление резанию и сопротивление наполнению ковша, так как при очищенной, от грунта режущей части ковша уменьшается коэффициент трения.

По техническому заданию было спроектировано рабочее оборудование в среде Компас-3D (рис.2). Также рассчитаны углы, скорости перемещения гидроцилиндра относительно рукояти экскаватора и усилие на режущей кромке ковша согласно схеме, изображенной на рис.3 по методике [12].

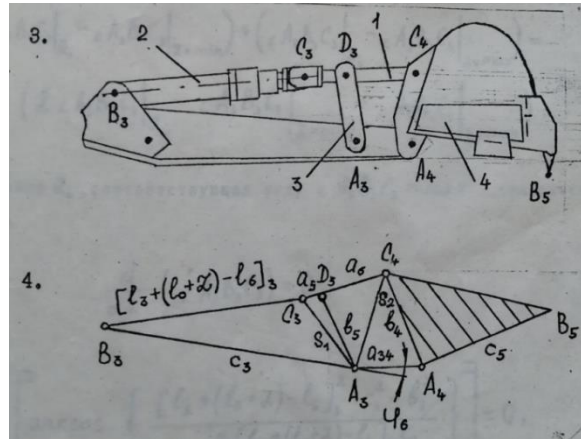


Рис.3. Схема привода ковша

Изначально следует задаваться $\angle A_3A_4C_4$, представив взаимосвязь переменных параметров $[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3$ и S_1 (рис.1.4), например формулой:

$$S_1 = \sqrt{a_5^2 + b_5^2 + \frac{a_5^2}{a_6} [a_6^2 + b_5^2 - a_{34}^2 - b_4^2 + 2a_{34}b_4 \cos(\angle A_3A_4C_4)]} \quad (1)$$

Полученного из совместного рассмотрения треугольников $\Delta A_3A_4C_4$, $\Delta A_3D_3C_4$ и $\Delta A_3D_3C_3$ при прямолинейном звене $C_3D_3C_4$.

Угол $\angle B_3A_3C_3$ определен из треугольников $\Delta A_3A_4C_4$, $\Delta D_3A_3C_4$, $\Delta C_3A_3D_3$ и $\Delta B_3A_3C_3$

$$\angle B_3A_3C_3 = (\pi - \varphi_6 - \angle A_4A_3D_3) - \arccos\left(\frac{S_1^2 + b_5^2 - a_5^2}{2S_1b_5}\right) \quad (2)$$

Входящий в последнее выражение угол $\angle A_4A_3D_3$ поворота рычага 3 (Рис.3.3) относительно т. A_3 находится по формуле:

$$\angle A_4A_3D_3 = \arccos\left(\frac{S_2^2 + a_{34}^2 - b_4^2}{2S_2a_{34}}\right) + \arccos\left(\frac{S_2^2 + b_5^2 - a_6^2}{2S_2b_5}\right) \quad (3)$$

Где геометрическая характеристика S_2 (рис.3) составляет:

$$S_2 = \sqrt{a_{34}^2 + b_4^2 - 2a_{34}b_4 \cos(\angle A_3A_4C_4)} \quad (4)$$

На рисунке 4 показано изменение угла $\angle A_3A_4C_4$ и $\angle A_4A_3D_3$ при движении штока гидроцилиндра.

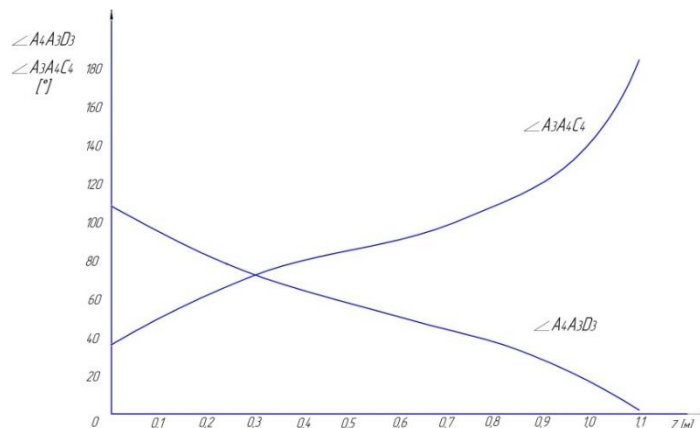


Рис.4 График изменения угла $\angle A_3A_4C_4$ и $\angle A_4A_3D_3$ при движении штока гидроцилиндра

Получив, таким образом, необходимые взаимосвязи, опишем окончательно кинематику исследуемого привода.

$\angle A_3B_3C_3$ и $\angle A_3C_3B_3$ трения в опорах корпуса и штока гидроцилиндра определяется соответственно из выражений:

$$\angle A_3B_3C_3 = \arccos \left\{ \frac{[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3^2 - S_4^2 + C_3^2}{2c_3[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3} \right\}; \quad (5)$$

$$\angle A_3C_3B_3 = \arccos \left\{ \frac{S_1^2 + [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3^2 - C_3^2}{2S_1[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3} \right\}; \quad (6)$$

Угол трения $\angle B_3A_3C_3$ в упрощенном виде в дополнение к выражению (2) может находиться по формуле

$$\angle B_3A_3C_3 = \arccos \left\{ \frac{S_1^2 + C_3^2 - [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3^2}{2S_1C_3} \right\} = \pi - \angle A_3B_3C_3 - \angle A_3C_3B_3 \quad (7)$$

Скорости поворота гидроцилиндра относительно опор его крепления находятся для мгновенной $Z = \text{Const}$ из равенств :

$$\frac{d}{dt} (\angle A_3B_3C_3) = -Z \frac{S_1}{C_3[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3} \cdot \frac{\cos(\angle A_3C_3B_3)}{\sin(\angle A_3B_3C_3)} \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} (\angle A_3C_3B_3 + \angle A_3C_3D_3) = \frac{d}{dt} (\angle A_3C_3B_3) + \frac{d}{dt} (\angle A_3C_3D_3) = -Z \frac{C_3}{[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3} \cdot \frac{\cos(\angle A_3B_3C_3)}{\sin(\angle A_3C_3B_3)} - Z \{ [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3 - C_3 \cos(\angle A_3B_3C_3) - S_1 \cos(\angle A_3C_3B_3) \} \times \frac{1}{\sin(\angle A_3C_3D_3)} \quad (9)$$

Скорости трения в т. A_3 и т. D_3 могут описываться следующим образом:

$$\frac{d}{dt} (\angle B_3A_3D_3) = \frac{d}{dt} (\angle B_3A_3C_3 + \angle C_3A_3D_3) = \frac{d}{dt} (\angle B_3A_3C_3) + \frac{d}{dt} (\angle C_3A_3D_3) = Z \frac{[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3}{S_1 C_1 \sin(\angle B_3A_3C_3)} - Z \{ [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3 - C_3 \cos(\angle A_3B_3C_3) - S_1 \cos(\angle A_3C_3B_3) \} \times \frac{[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3^2 + C_3^2 - 2C_3[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3 \cos(\angle A_3B_3C_3) + a_5^2 + b_5^2}{2b_5 \{ [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3^2 + C_3^2 - 2C_3[I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3 \cos(\angle A_3B_3C_3) \}^{3/2} \sin(\angle C_3A_3D_3)} \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} (\angle A_3D_3C_3) = Z \frac{\{ [I_3 + (I_0 + Z) - I_6]_3 - C_3 \cos(\angle A_3B_3C_3) - S_1 \cos(\angle A_3C_3B_3) \}}{a_5 b_5 \sin(\angle A_3D_3C_3)} \quad (11)$$

Входящие в уравнения (9), (10) и (11) недостающие углы расписываются следующим образом:

$$\angle A_3C_3D_3 = \arccos \left\{ \frac{S_1^2 + a_5^2 - b_5^2}{2S_1 a_5} \right\}; \quad (12)$$

$$\angle A_3D_3C_3 = \arccos \left\{ \frac{a_5^2 + b_5^2 - S_1^2}{2a_5 b_5} \right\}; \quad (13)$$

$$\angle C_3A_3D_3 = \arccos \left\{ \frac{S_1^2 + b_5^2 - a_5^2}{2S_1 b_5} \right\}; \quad (14)$$

Окончательно скорость поворота ковша нетрадиционного привода целесообразно записывать в виде:

$$\frac{d}{dt} (\angle A_3A_4C_4 + \angle A_3C_3D_3) = \frac{d}{dt} (\angle B_3A_3D_3) \times \left\{ b_5 \sin(\pi - (\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)) - \arccos \left[\frac{a_6^2 - b_4^2 + a_{34}^2 + b_5^2 + 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}{2a_6 \sqrt{a_{34}^2 + b_5^2 + 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}} \right] - \arctg \left[\frac{-b_5 \sin(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}{b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)} \right] \right\} \times \left\{ b_4 \sin \left(\arccos \left[\frac{a_6^2 - b_4^2 - a_{34}^2 - b_5^2 - 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}{2b_4 \sqrt{a_{34}^2 + b_5^2 + 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}} \right] \right) - \arccos \left[\frac{a_6^2 - b_4^2 + a_{34}^2 + b_5^2 + 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}{2a_6 \sqrt{a_{34}^2 + b_5^2 + 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3A_3D_3 + \angle B_3A_3C_3)}} \right] \right\} - 1. \quad (15)$$

На рисунке 5 показана скорость перемещения гидроцилиндра относительно рукояти экскаватора, на что необходимо обращать внимание при определении динамических нагрузок.

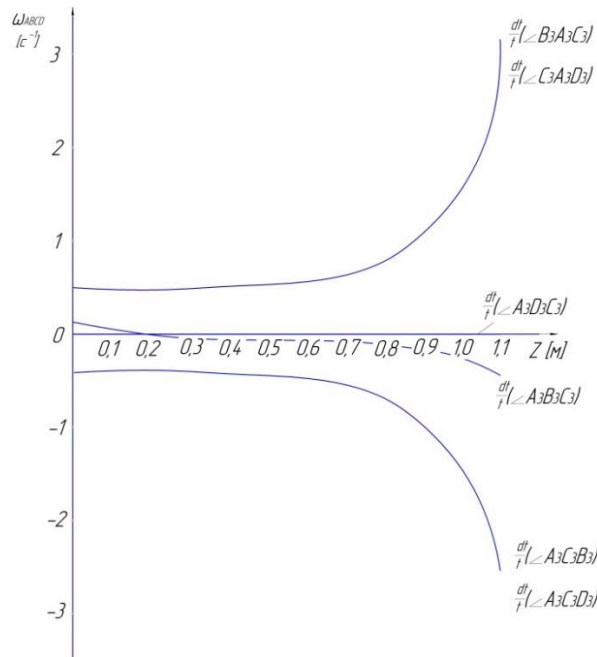


Рис.5 График скорости перемещения гидроцилиндра относительно рукояти экскаватора

$$P_3 = -\frac{\pi}{4} [D_1^2 p_1 - (D_1^2 - D_2^2) p_2] K_K \times \frac{b_4}{C_5} \cos(\angle B_3 C_3 D_3) \sin(\angle A_4 C_4 D_3) \quad (16)$$

где: D_1, D_2 – соответственно диаметр поршня и штока гидроцилиндра; p_1, p_2 – соответственно давление рабочей жидкости в его поршневой и штоковой полостях; K_K – механический к.п.д. гидроцилиндра.

Входящее в равенство (16) углы определяются следующим образом:

$$\angle B_3 C_3 D_3 = \angle A_3 C_3 B_3 + \angle A_3 C_3 D_3; \quad (17)$$

$$\angle A_4 C_4 D_3 = \arccos \left[\frac{a_6^2 + b_4^2 - a_{34}^2 - b_5^2 - 2a_{34}b_5 \cos(\varphi_6 + \angle C_3 A_3 D_3 + \angle B_3 A_3 C_3)}{2a_6 b_4} \right] \quad (18)$$

На рисунке 6 показан график усилия на рабочей кромке ковша, на рисунке 7 показан график изменения угла трения в опоре штока и корпуса гидроцилиндра.

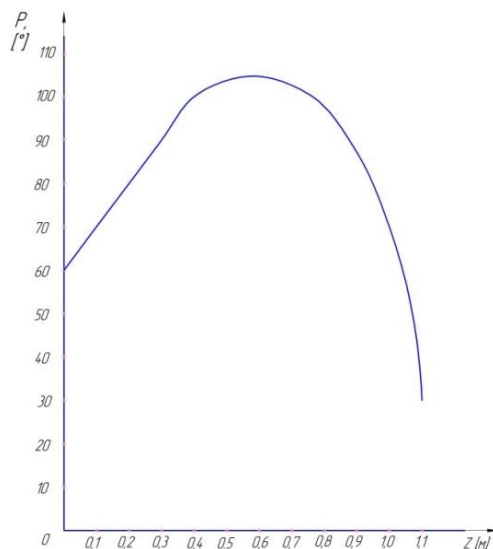


Рис.6 График усилия на рабочей кромке ковша

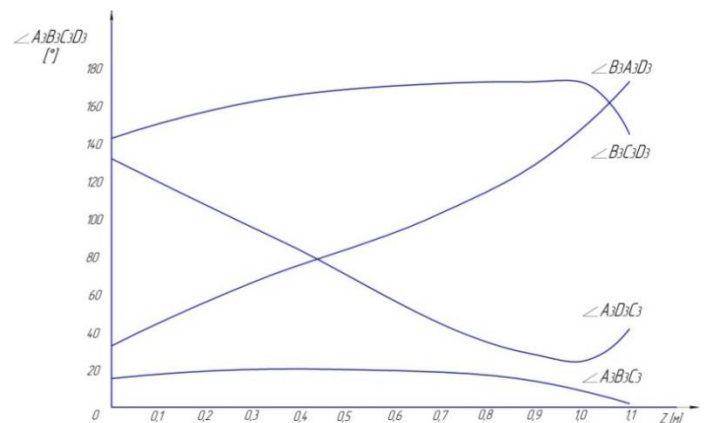


Рис.7 Угол трения в опоре штока и корпуса гидроцилиндра

Литература:

1. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и

оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.

2. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 36 (1999) P. 39-49.

3. Зеньков С.А., Батура А.А., Булаев К.В. Теоретические предпосылки повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Механики XXI века. 2006. №5. С. 79-81.

4. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. №2 (17). С. 191-195.

5. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Муниц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.

6. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батура А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. №4. С. 44-49.

7. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Применение полимерных противоналипающих листов для снижения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2010. №9. С.112-114.

8. Патент РФ на полезную модель RU 12150 U1, МПК E02F 3/40 (1995.01), Ковш землеройной машины / Харац Е.А., Климшин А.В.– заявл. 22.06.1999; опубл. 16.12.1999.

9. Патент РФ на изобретение RU 2121041 C1, МПК E02F 3/40 (1995.01), Рабочее оборудование одноковшового экскаватора/ Харац Е.А., Яцков А.Н. – заявл. 21.05.1997; опубл. 27.10.1998.

10. Патент РФ на изобретение SU 604915 A1, МПК E02F 3/40 (2000.01), Ковш экскаватора/ Мухортов Ю.Н.– заявл. 22.10.1974; опубл. 30.04.1978.

11. Патент РФ на изобретение SU 823505 A2, МПК E02F 3/40 (2000.01), Ковш экскаватора/ Спиркин М. М. – заявл. 28.05.1979; опубл. 23.04.1981.

12. Кобзов Д.Ю., Тимошенко А.А. Об эксцентричном нагружении гидроцилиндра в опорах. Деп.БРИИ МАШМиР 1.12.92 № 48-сд 92. 23 с.

Work equipment designed to clean the excavator bucket

ZenkovS.A.^a, MineevD.A.^b

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

mf@brstu.ru, mineev_67@mail.ru

Key words: adhesion, backhoe, bucket, cleaning, performance, hydraulic cylinder.

Abstract. This article discusses the use of one of the methods to combat the adhesion of the soil to the excavator bucket - mechanical. Experience in the operation of earthmoving machines shows that when developing wet soils (especially at low temperatures), freezing and sticking of the soil to the working bodies significantly reduces the productivity of the machines. Analysis and synthesis of domestic and foreign practice of mass excavation and open-cast mining showed that the currently used and proposed means to combat sticking and freezing of soils to earthmoving machines can be divided into preventive agents (prevention of adhesion) and means of cleaning the bucket (restoration evacuating capacity of the soil). The analysis of the working bodies intended for the mechanical cleaning of the excavator bucket was carried out, the most efficient design of the hydraulic excavator equipment was also selected, which allows to eliminate the drawbacks of other models. Also, according to the specification, a working body was designed in Compass-3D, the angles, the speeds of movement of the hydraulic cylinder relative to the excavator arm and the force on the cutting edge of the bucket were calculated.

Дискофрезерный рабочий орган бульдозера для разработки мерзлых грунтов

Кухарчук С.А.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия

carina400@mail.ru

Ключевые слова: дискофрезерный рабочий орган, грунт, бульдозер, отвал.

Для послойного рыхления мерзлого грунта при производстве планировочных работ и устройстве дорожных выемок в зимнее время различными организациями создан и применяется ряд землеройно-фрезерных машин, у которых разработка мерзлого грунта осуществляется при вращении рабочего органа и передвижении машин по строительной площадке. В статье рассмотрена конструкция с дискофрезерным рабочим органом, на примере бульдозерного оборудования. Результатами изобретения являются расширение технологических возможностей, увеличение производительности, снижение энергоемкости.

В Российской Федерации более 70% территории составляют вечномерзлые и сезонномерзлые грунты. Ежегодно разрабатывается более 1 млрд м³ мерзлых грунтов, прочность которых в несколько раз больше прочности талых грунтов. К вечномерзлым грунтам относятся грунты, находящиеся в мерзлом состоянии постоянно в течение трех и более лет и оттаивающие летом на небольшую глубину (примерно на 1-3 м), а глубже (до 50-1000 м) находясь постоянно (веками) в мерзлом состоянии. К сезонномерзлым грунтам относятся грунты, находящиеся в мерзлом состоянии периодически в течение холодного сезона [1. 6-9].

Послойное рыхление мерзлых грунтов используется при производстве широкого круга земляных работ. Применяемые для этих целей машины агрегируются, как правило, на тракторах промышленного назначения и представляют собой бульдозерное, рыхлительное и фрезерное навесное оборудование к ним.

Промышленность у нас в стране и за рубежом выпускает бульдозеры широкого спектра действия. Для повышения эффективности разработки грунта бульдозеры оборудуются дополнительными устройствами, облегчающими внедрение рабочего органа в грунт или приводящими мерзлый грунт в талое состояние. Наиболее распространены устройства, включающие ступенчатую режущую кромку или рыхлительные зубья. Значительно увеличивают процесс разрушения мерзлых грунтов бульдозеры, в конструкции которых применены различные типы фрез, однако таких конструктивных решений мало. В работе рассмотрим бульдозер с дискофрезерным рабочим органом [2.10-13].

Известен бульдозер (патент SU 1730366 A1), включающий на базовой машине отвал, крестообразную раму, на концах которой расположены фрезы с приводом их вращения [3].

Однако такой бульдозер обладает следующими недостатками: сложность конструкции и ремонта, отсутствие возможности перемещения грунта вперед, так как разгрузка срезаемого грунта идет в боковые отвалы.

Из большинства технических решений наиболее близким по функциональным возможностям к рассматриваемому объекту является бульдозер (патент SU 1217998 A1), включающий отвал с установленными в его нижней части поворотными режущими элементами. Режущие элементы выполнены в виде дисков, смонтированных с возможностью фиксированного изменения угла их установки по отношению к продольной оси машины.

Однако такой бульдозер обладает рядом недостатков. Отсутствие привода на дисках и возникающая при перемещении бульдозера сила давления призмы грунта на диски,

препятствующая их вращению, не позволяют достаточно хорошо прорезать грунт. Диски, установленные под углом и вращающиеся за счет возникновения касательной составляющей силы резания, являются источником дополнительных сопротивлений. Также существует необходимость изменения угла установки дисков в зависимости от вида грунта. Отсутствует возможность эффективной разработки плотных и мерзлых грунтов [4].

Наиболее целесообразным техническим решением является отвал бульдозера по патенту с номером 2 270 299. Изобретение относится к строительно-дорожным машинам, а именно к землеройным машинам типа бульдозеров, и предназначено для разработки плотных и мерзлых грунтов. Задачей изобретения является расширение технологических возможностей [5].

Указанный технический результат достигается тем, что бульдозер включает базовый трактор, шарнирно связанный с толкающими брусьями и отвалом, и дополнительный рабочий орган, который изготовлен из двух жестко закрепленных на толкающих брусьях поддерживающих брусьев, к которым прикреплен вал с дисковыми фрезами, которые вращаются по направлению движения бульдозера, и гидропривод для вращения фрез.

Изобретение поясняется прилагаемыми чертежами, где на рис. 1 приведен бульдозер, вид сбоку, на рис. 2 приведен бульдозер, вид сверху. На рис. 3 приведена схема сил, действующих на бульдозер.

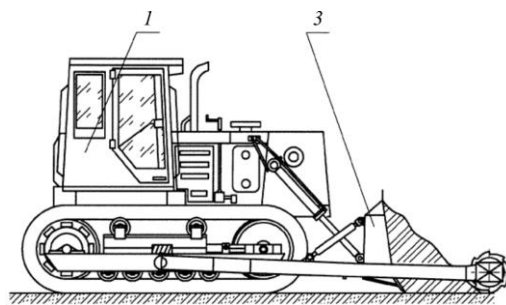


Рис.1 Бульдозер - вид сбоку

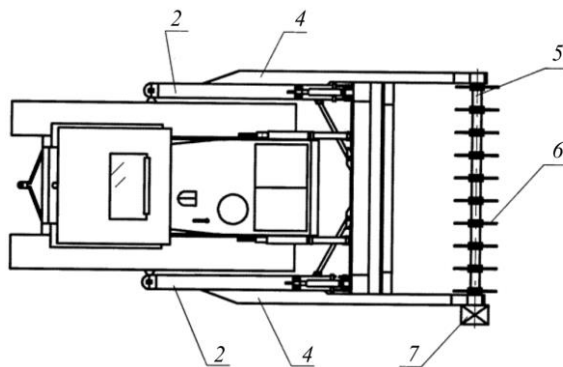


Рис.2 Бульдозер - вид сверху

Бульдозер включает в себя базовый трактор 1, толкающие брусья 2, отвал 3 и дополнительный рабочий орган. Он состоит из жестко соединенных с толкающими брусьями 2 поддерживающих брусьев 4. На них закреплен вал 5 с дисковыми фрезами 6. На поддерживающих брусьях 4 установлен гидромотор 7, связанный с валом 5.

Бульдозер работает следующим образом:

Базовая машина 1 подъезжает к месту работы. Затем включают гидромотор 7, который вращает вал 5 с закрепленными на нем дисковыми фрезами 6. С помощью гидроцилиндров опускают отвал 3, а вместе с ним и поддерживающие брусья 4. Вращающиеся фрезы 6 разрыхляют грунт перед отвалом 3, тем самым уменьшая сопротивление резанию W_p , вследствие появления свободного резания грунта отвалом 3 при двух открытых стенках реза. Поскольку фрезы совершают вращение по направлению движения бульдозера и режут грунт «сверху-вниз», то возникающая горизонтальная

составляющая силы сопротивления резанию R_x направлена вперед по ходу рабочего движения бульдозера и как бы «подталкивает» бульдозер, компенсируя часть затрат мощности на преодоление сопротивления перемещению бульдозера W_f .

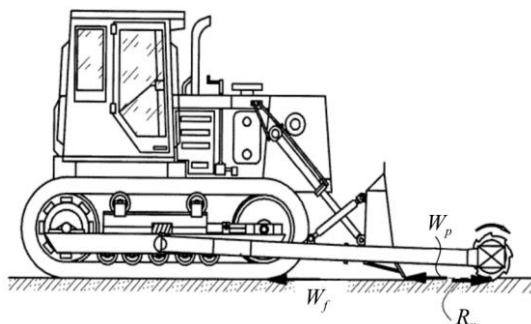


Рис.3 Схема сил, действующих на бульдозер

Использование на бульдозере данного рабочего органа при разработке мерзлых грунтов позволяет существенно снизить энергоемкость работ и тем самым повысить производительность.

Литература:

1. Зенков С.А., Ереско С.П. Моделирование процесса копания грунта вибрирующим ковшовым рабочим органом при отрицательной температуре // Горное оборудование и электромеханика. - 2008. - №12. - С. 44-49.
2. Методы и средства разработки грунтов в районах с холодным климатом: учеб, пособие / В.А. Кузьмичев. И.М. Ефремов. С.А. Зеньков. Ю.Н. Кулаков. А.А. Кононов. - Братск: Изд-во БрГУ. 2006. - 82 с.
3. Пат. СССР. SU 1 730 366 A1 (SU). E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Мигляченко В.П. - №400669: заявл. 31.05.1988: опубл. 30.04.1992.
4. Пат. СССР. SU 1 217 998 A1 (SU). E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Шевнин Ю.А., Шевнина П.Н. - № 739187: заявл. 29.11.1986: опубл. 15.03.1980.
5. Пат. РФ. SU 2 270 299 C1 (RU). E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Шевнин Ю.А., Шевнина П.Н. - № 739187: заявл. 29.11.1986: опубл. 15.03.1980.
6. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин / С.А. Зеньков. Г.Н. Плеханов. Н.А. Балахонов. А.С. Чубыкин // Вестник Таджик, техн. ун-та. - 2014. -Т. 2. №26.-С. 28-32.
7. Ивкин В.С., Самойлова Е.А., Юсупова К.С. Тяговые возможности винтового наконечника газоимпульсного рыхлителя // Вестник УлГТУ. - 2016. - №1. - С. 54-59.
8. Ивкин В.С., Юсупова К.С., Самойлова Е.А. Критерий оценки эффективности работы газоимпульсного рыхлителя // Вестник УлГТУ. -2017,-№2.-С. 60-65.

Bulldozer for the development of frozen soils

Kuharchuk S.A.

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia

carina400@mail.ru

Keywords: discretely working on the ground, a bulldozer, a dump.

For layer-by-layer loosening of frozen soil in the production of planning works and the device of road excavation in the winter, various organizations have created and used a number of earthmoving and milling machines, in which the development of frozen soil is carried out by rotating the working body and the movement of machines on the construction site. In the article

design with diskinternal work on, for example, dozer equipment. The results of the invention are the expansion of technological capabilities, the mutilation of productivity, the reduction of energy intensity.

УДК 62-25

Использование дисковых резцов в конструкциях рабочих органов машин при разработке мерзлых грунтов

Кухарчук С.А.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия

carina400@mail.ru

Ключевые слова: мерзлый грунт, мерзлоторыхлительное оборудование, винтовой наконечник, рыхлящие элементы, стесненные условия

Разработка мерзлых грунтов характеризуется большой энергоемкостью и трудоемкостью, поскольку мерзлый грунт представляет собой сложную, многокомпонентную нестабильную систему, обладающей высокой абразивностью и механической прочностью. В статье описано использование дисковых резцов в конструкциях рабочих органов строительно-дорожных машин при разработке мерзлых грунтов.

Высокая механическая прочность и абразивность мерзлых грунтов, а также отрицательная температура окружающей среды предъявляют особые требования к конструкциям рабочих органов, режущего инструмента машин для разработки таких грунтов.

В практике строительства широко применяется механический способ разработки мерзлых грунтов. Этим способом разрабатывается до 80% от общего количества разрабатываемого мерзлого грунта.

Основным недостатком машин с режущим инструментом является быстрый выход из строя зубьев из-за высокой абразивности мерзлых грунтов и встречи с включениями.

В настоящее время существует много различных конструкций рыхлителей, базовых машин, роторных и цепных экскаваторов, дискофрезерных, землеройно-фрезерных машин и другого оборудования, выпускаемого серийно и изготовленного разными организациями.

Роторные, цепные и дискофрезерные рабочие органы предназначены для разработки траншей, рыхлители используют при отрывке котлованов, широких траншей, устройстве выемок в гидротехническом строительстве и «корыт» под дорожное полотно, проведения вскрышных работ при открытой разработке полезных ископаемых. Их применяют и на вспомогательных работах: рыхлении корки мерзлого грунта, зачистных и планировочных работах.

На зачистных и планировочных операциях производительность рыхлителей резко падает, качество работ снижается. Для выполнения таких работ используют землеройно-фрезерные машины (ЗФМ). Техническая характеристика ЗФМ ДП-31ХЛ приведена в таблице 1.

Данные машины ДП-31ХЛ свидетельствуют о том, что скорость резания составляет 0,8 м/с. Учитывая то, что между шириной зуба (l), шагом (0 и глубиной резания ($И$) существует определенная зависимость, то при рациональном сочетании скоростей резания и подачи, размеров, количества зубьев и схем их расстановки на рабочих органах, отношение t -

b/h рекомендуется принимать равным 0,5...0,9 [1]. При этом производительность ЗФМ составляет 36...72 м³/ч, а на планировочных и зачистных работах она будет еще ниже.

Таблица 1

Техническая характеристика землеройно-фрезерной машины ДП-31ХЛ

Ширина рыхления за один проход, м	2,4
Глубина рыхления за один проход, м	0,3
Скорость резания, м/с	0,8
Скорость передвижения машины рабочая, м/ч	0...200
Диаметр рабочего органа по зубьям, м	1,3
Габаритные размеры, мм: длина х ширина х высота	7 220 х 3 220 х 3 087
Масса машины с навесным оборудованием, кг	23 900
Масса бульдозерного оборудования, кг	2 285
Масса фрезерного оборудования, кг	6 320

Обследование работоспособности ЗФМ в городах Омске и Красноярске показало, что основные отказы этого типа машин происходили в приводе вращения ротора. Выходили из строя зубья, шестерни бортовых редукторов, валы ведущих и ведомых звездочек цепных передач, цепи привода вращения рабочего органа, гидромоторы привода ходоуменьшителя, шестерни ходоуменьшителя.

Во всех машинах ДП-31ХЛ муфта предельного момента не обеспечивала передачу необходимого крутящего момента и практически работала при полностью затянутых пружинах.

Болтовое крепление навесного оборудования на привалочную плоскость заднего моста базового трактора приводит к возникновению больших нагрузок на шпильки, как в транспортном, так и в рабочем положении. В результате чего происходит раскрытие стыка соединения, разрыв шпилек.

Перечисленные выше отказы имели место практически у всех машин типа ДП-31ХЛ. Кроме того, устанавливаемые на серийные машины зубья во время эксплуатации в течение 3-4 дней изнашивались, а при встрече с включениями загибались.

Зубья СКБ Газстроймашина, изготовленные из стали 40Х с твердосплавной напайкой ВК-15 работали в однородных мерзлых грунтах в течении 1,5...2,0 месяцев. При этом происходило изнашивание материала державки вокруг твердосплавной напайки. При встрече с включениями случались поломки твердосплавной напайки (полное или частичное выкрашивание). Данные по долговечности зубьев характерны для всех типов землеройно-фрезерных машин. В зимний период при разработке укатанной дороги при температуре окружающего воздуха минус 20...25 °С произошла поломка вала ротора.

Существующая конструкция ротора не позволяет разрабатывать широкие траншеи с вертикальными стенками на глубину превышающую расстояние от режущих кромок зубьев до нижней кромки бортовых редукторов.

На основе анализа конструкций землеройнофрезерных машин и результатов обследований их работоспособности можно сделать следующие выводы:

– установка навесного оборудования (во многих конструкциях ЗФМ) на задний мост базовой машины приводит к большим нагрузкам на шпильки крепления, в результате чего происходит раскрытие стыка соединения;

– привод вращения рабочего органа по его торцам не позволяет применять ЗФМ для разработки широких траншей с вертикальными стенками;

– использование цепных передач в приводе вращения приводит к большим потерям на трение и снижает надежность работы привода;

– бортовые редукторы, кроме передачи крутящего момента, являются несущей конструкцией, это отрицательно сказывается на зацеплении зубьев и приводит к их износу;

– скорость резания у серийных машин не превышает 0,8 м/с, это резко увеличивает подачу на зуб при увеличении скорости передвижения базовой машины, приводит к возрастанию усилий резания и снижению производительности;

– ширина рыхления за один проход меньше ширины отвала бульдозера, что не позволяет разрыхленный грунт убирать отвалом бульдозера ЗФМ без дополнительного прохода, а это снижает производительность машины;

– привод вращения рабочего органа ненадежен в работе, сложен в изготовлении;

– режущий инструмент серийно выпускаемых машин быстро выходит из строя.

При существующей конструкции зубьев каждая точка режущей кромки взаимодействует с грунтом от начала до выхода ее из забоя. При этом неизбежен интенсивный износ кромки. Перспективным инструментом, нашедшим применение при разрушении горной породы (с коэффициентом крепости $f < 8$) и мерзлых грунтов, являются дисковые резцы [2]. Перспективность этого инструмента обусловлена тем, что он позволяет разрушать мерзлый грунт с рациональными углами резания, уменьшить путь трения и динамические нагрузки на рабочий орган и всю машину в целом, заменить трение скольжения режущей кромки зуба трением качения, снизить энергоемкость процесса, повысить долговечность режущего инструмента, сократить расход дефицитного твердосплавного материала, уменьшить в 2 раза горизонтальную составляющую усилия резания по сравнению с острым зубом при полу-блокированном резании с одинаковыми параметрами среза.

На основании вышеизложенного была разработана конструкция рабочего органа диаметром 1 800 мм с дисковым режущим инструментом, схема расстановки которого показана на рисунке 1.

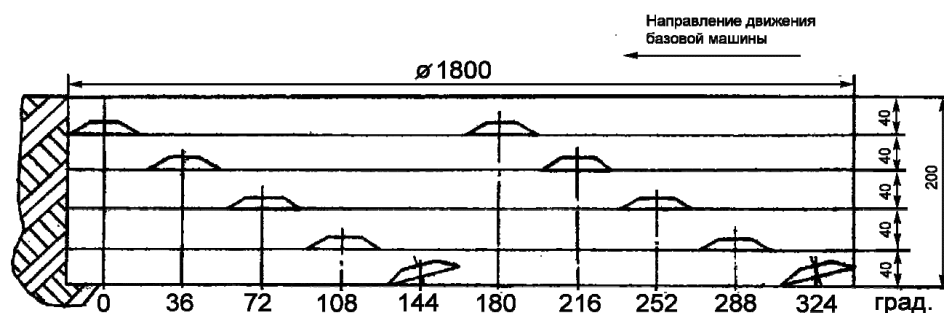


Рис.1 Схема расположения дискового инструмента на роторном рабочем органе ЗФМ при полублокированном резании мерзлого грунта

Параметры среза существенно влияют на энергоемкость процесса разрушения мерзлого грунта дисковыми резцами. При малых сечениях среза, когда $h > t$ в 3...4 раза, энергоемкость высокая, она резко уменьшается с увеличением сечения среза и стабилизируется при сечениях среза 12...20 см². Исходя из этого, глубина и ширина среза выбрана не более 4...5 см. Диаметр дискового резца выбран минимальным из условия обеспечения заданной глубины резания. Диаметр рабочего органа выбран из условия обеспечения заданной ширины рыхления, а количество дисков - из возможности размещения их на рабочем органе по предложенной схеме. Скорость резания оказывает большое влияние на долговечность режущего инструмента и возможность рабочего органа удалять из забоя разрушенный грунт. У роторных и цепных траншейных экскаваторов, землеройно-фрезерных машин она изменяется от 0,6 до 1,74 м/с. Данные работы [3] свидетельствуют о возможности работы роторных рабочих органов на повышенных скоростях резания до 5 м/с.

Для аналитических расчетов выбраны скорости резания 2, 3 и 4 м/с. С увеличением скорости резания уменьшается подача на зуб (глубина резания). Следовательно, может быть увеличена скорость передвижения базовой машины. Ходоуменьшитель базовой машины обеспечивает скорость передвижения до 200 м/ч. В связи с этим максимальная скорость передвижения принята 200 м/ч с уменьшением до 50 м/ч.

Выбор рациональных параметров рабочего органа проводился на основе сопоставления результатов расчета нескольких вариантов, сочетания схем расстановки инструмента, параметров среза, скоростей резания и подачи в различных по прочности грунтах.

Критерием рациональности выбранных параметров принята максимальная производительность машины при заданной мощности привода. Исходные данные для расчета приведены в табл. 2, результаты аналитических исследований приведены в табл. 3.

Таблица 2

Исходные данные для расчета мощности привода рабочего органа с дисковым инструментом

Наименование	Показатели
Схема расстановки резцов на рабочем органе	Рис. 1
Ширина фрезерования, м	3,6
Глубина фрезерования, м	0,2
Диаметр ротора, м	1,8
Количество рабочих органов	2
Диаметр дискового резца, м	0,22
Количество дисковых резцов на рабочем органе	10
Угол резания, ...°	30...35
Скорость резания, м/с	2; 3; 4
Скорость подачи, м/ч	50; 100; 150; 200
Прочность грунта	8 вариантов

Таблица 3

Результаты расчета на ЭВМ мощности (кВт) при резании мерзлого грунта рабочим органом
 $D = 1,8$ м при ширине рыльнения 3,6 м и глубине 0,2 м

Скорость передвижения, м/ч	200	150	100	50					
Скорость резания, м/с	4	4 3	4 3 2	4 3 2					
Грунты:									
Тяжелая супесь									
$t = -3$ °С, влажность 12 %, $C = 60$	44,3	25	33,9	10,7	14,6	22,6	2,5	3,5	5,3
$t = -3$ °С, влажность 19 %, $C = 147$	112,9	63,8	86,5	27,2	37,3	57,7	6,5	8,8	13,6
$t = -10$ °С, влажность 12 %, $C = 150$	113,7	64,3	87,2	27,4	37,6	58,2	6,5	8,9	13,7
$t = -10$ °С, влажность 19 %, $C = 285$	216,7	122,6	166	52,3	71,6	110,9	12,4	16,9	26,2
Суглинок									
$t = -3$ °С, влажность 10 %, $C = 36$	27,7	15,7	21,2	6,7	9,1	14,2	1,6	2,2	3,3
$t = -3$ °С, влажность 25 %, $C = 41$	32	18	24,5	7,7	10,6	16,4	1,8	2,5	3,9
$f = -10$ °С, влажность 10 %, $C = 155$	119	67,4	91,3	28,7	39,3	60,9	6,8	9,3	14,4
$t = -10$ °С, влажность 25 %, $C = 270$	214	121	163,9	51,6	70,6	109,4	12,3	16,7	25,9

В результате аналитических исследований выявлено, что модернизированное оборудование с рабочим органом диаметром 1,8 м при скорости резания 2 м/с, может обеспечить скорость передвижения до 70 м/ч в мерзлых грунтах с прочностью до 285 ударов по ударнику ДорНИИ. На грунтах с прочностью до 60 ударов скорость передвижения может быть увеличена до 90...100 м/ч.

При скорости резания 3 м/с - величина скорости передвижения может быть увеличена до 80 м/ч на прочных грунтах до 285 ударов и до 150 м/ч на менее прочных - до 60 ударов по ударнику ДорНИИ.

Увеличение скорости резания до 4 м/с может обеспечить увеличение скорости подачи до 100 м/ч на прочных грунтах и на менее прочных до 200 м/ч. Однако, учитывая то, что в процессе резания в мерзлом грунте встречаются включения, а это увеличивает динамические нагрузки на рабочее оборудование, скорость резания 4 м/с может быть использована на менее прочных однородных грунтах.

Аналитические исследования показали, что применение дискового инструмента и схема его расположения на роторном рабочем органе, обеспечивающая резание близкое к полублокированному, позволит увеличить производительность землеройно-фрезерной машины на прочных грунтах до 20 %.

Рабочий орган с описанной выше схемой расстановки дисковых резцов был изготовлен, установлен на тракторе Т-130 с ходоуменьшителем и опробован в условиях г. Красноярска. Он может быть адаптирован к автогрейдером тяжелого типа, и использоваться в качестве сменного навесного оборудования.

Литература:

1. Соколов, Л.К. Исследование процесса резания мерзлого грунта с целью обоснования и выбора рациональных параметров рабочих органов траншейных экскаваторов: автореф. дис. канд. тех. наук / Л.К. Соколов. – М.: ВНИИстройдормаш, 1977. – 25 с.
2. Желукевич, Р.Б. Разрушение мерзлого грунта дисковыми резцами: автореф. дис. канд. техн. наук / Р.Б. Желукевич. – Омск: СибАДИ, 2013. – 22 с.
3. Фомичев, В.П. Влияние скорости резания грунта на усилие резания / В.П. Фомичев // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 12. – С. 13–15.
4. Мирзоев В.В. Применение навесного оборудования для уплотнения грунтов и искусственных насыпей транспортных магистралей / В.В. Мирзоев, И.Н. Кравченко, С.Г. Марковчин, Р.В. Михайлов // Механизация строительства. 2012. № 8. С. 2–10.
5. Кравченко И.Н. Повышение эффективности навесного сменного оборудования для уплотнения грунтов в стесненных условиях: Монография / И.Н. Кравченко, С.Г. Марковчин, В.В. Мирзоев, А.Ю. Марьясов, С.И. Саляев. Балашиха: Изд-во ВТУ при Спецстрое России, 2012. 210 с.

The use of disk cutters in the constructions of the working bodies of machines in the development of frozen soils

Kuharchuk S.A.

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia

carina400@mail.ru

Key words: frozen soil, Mercatorhalle equipment, screw tip, ryhlyaschimi elements, cramped conditions

The development of frozen soils is characterized by high energy and labor intensity, as the frozen soil is a complex, multi-component unstable system with high abrasiveness and mechanical strength. The article describes the use of disc cutters in the construction of working bodies of road construction machines in the development of frozen soils.

Конструкции зубьев рабочих органов землеройных машин для разработки мерзлых грунтов

Кухарчук С.А.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия

carina400@mail.ru

Ключевые слова: дискофрезерный рабочий орган, мерзлый грунт, бульдозер, отвал, износостойкие материалы

Разработка тяжелых и мерзлых грунтов является наиболее трудоемкими и дорогостоящими технологическим процессом. Земляные работы в мерзлых грунтах являются наиболее трудоемкими, дорогостоящими и вместе с тем еще недостаточно изученными. Доля мерзлого грунта составляет около 6,8 % от общего объема земляных работ, а в зимние месяцы доходит до 20-40 %. Удельная трудоемкость разработки прочных грунтов значительно выше трудоемкости разработки непрочных грунтов. В статье рассматриваются вопросы совершенствования конструкции зубьев рабочих органов землеройных машин для разработки мерзлых грунтов.

Одним из дорогостоящих видов строительных работ являются земляные, на долю которых приходится более 10 % общей стоимости работ. При этом 20-40 % годового объема работ занимает разработка мерзлых грунтов, затраты на которые в десятки раз превышают стоимость земляных работ в теплое время года.

Причиной высокой стоимости и трудоемкости земляных работ в зимний период является отсутствие машин и оборудования для механизации рассредоточенных работ малых и средних объемов по разрушению грунта, проводимых в стесненных городских условиях.

Даже самая качественная и надежная техника со временем может выйти из строя. Иногда из-за поломки одной-единственной детали нарушается общая работа технического оборудования того или иного типа, и следовательно, возникают простои в производстве. Режущие элементы инструментов землеройных машин (зуб ковша, коронки зубьев, режущие кромки отвалов, защитные накладки) - наукоемкие и высокотехнологичные изделия. Теоретические исследования и многолетний опыт эксплуатации показывает, что эффективный процесс резания различных видов грунтов может достигаться применением особых форм режущих элементов, способа их крепления к рабочему органу и материалов, из которых они изготавливаются. При производстве любых работ очень важен тщательный и правильный подбор режущих элементов. При неправильном выборе типа зубьев может снизиться не только производительность машины, но и ресурс рабочего органа. Преждевременный или ускоренный износ сильно увеличивает расходы на содержание машины и стоимость работ.

При работе на изношенных зубьях, особенно в тяжелых или мерзлых грунтах, увеличивается сопротивление грунта резанию на 20 - 30 % и снижается производительность на 10 - 16 %. При первой возможности изношенные зубья следует заменить запасными или реставрировать наваркой твердым сплавом при малом износе или приваркой наделок из рессорной стали при сильном износе.

На износ режущей кромки ковша, коронок и зубьев влияют:

- особенности обрабатываемой среды (степень однородности, размер частиц, твердость);
- структура и свойства поверхностного слоя металла, который взаимодействует с поверхностью обработки;

- сталь зуба, химический состав;
- методология обработки коронок и адаптеров;
- формообразование коронок, способы.

При изучении мною данного вопроса были изучены и проанализированы несколько патентов на изобретение, рассмотрены разные варианты конструкции и изготовления коронок и зубьев, применение которых позволило бы значительно снизить расходы на эксплуатацию и ремонт. Были выявлены следующие тенденции в развитии и модернизации зубьев рабочих органов землеройных машин:

Способ наплавки

При работе с абразивными материалами одними из наиболее подверженных износу их частей являются зубья, адаптеры, защитные кожухи ковшей, режущая кромка рабочих органов.

Ведущие мировые производители зубьев и адаптеров делают их из специального литья, которое имеет твердость около 545 - 612 единиц по Виккерсу. Твердость же таких материалов как щебень составляет около 850 ед., кварца 950 ед., а гранита - 700 ед. Трибология говорит о том, что при взаимодействии поверхностей изнашивается та, которая имеет более низкую твердость.

Исходя из этого, предлагается производить наплавку с применением карбида вольфрама, одного из самых твердых материалов.

Так, при наплавке режущей кромки зуба, а также, нижней части, которые подвергаются интенсивному абразивному воздействию материалами, содержащими частицы карбида вольфрама, создается наплавленный слой, состоящий из частиц, твердостью около 2360 ед. по Виккерсу. Наплавка наиболее подверженных к износу частей зубьев позволяет увеличить их срок службы в среднем в 4-5 раз.



Рис. 1 Пример наплавки на коронке ковша экскаватора

Стоимость 1 кг наплавочных материалов, которые используются для наплавки среднего зуба, равняется примерно стоимости 1 зуба, это говорит о том, что наплавка позволяет сэкономить как минимум 2-3 стоимости зубьев. Наплавку можно делать повторно до тех пор, пока зуб целесообразно использовать дальше.

Применение износостойких материалов

Скорость износа зубьев можно замедлить, если применить для их изготовления материалы высокой твердости. Однако для применяемых в настоящее время в машиностроении металлов и сплавов на их основе с повышением твердости снижаются свойства, характеризующие их стойкость хрупкому разрушению. Такие материалы в чистом виде не пригодны для зубьев, работающих большей частью в тяжелых грунтовых условиях при ударных нагрузках. Чтобы уменьшить вероятность хрупкого разрушения зуба, его изготавливают из сталей 60С2 или 40Х, а переднюю грань армируют твердым сплавом. Такое конструктивное исполнение, однако, не избавляет зуб от местных выкрашиваний, особенно в зоне режущей кромки.

Зубья рабочих органов землеройных машин являются определяющим изделием-представителем целой группы деталей, изготавливаемых из стали 110Г13Л (стали Гадфильда), закаленной на аустенит и имеющей уникальное сочетание износостойкости и вязкости. С

момента создания (1882 г.) эта сталь не находит себе достойных заменителей при изготовлении цельнолитых деталей, работающих в экстремальных условиях абразивного изнашивания с ударными нагрузками. Применительно к зубьям ковшей рабочих органов землеройных машин, работающих на мерзлых грунтах, конструкция и материал износостойких участков помимо прямого назначения должны обеспечивать приемлемый уровень несущей способности зубьев в целом, соответствие их объема объему изнашиваемого в процессе эксплуатации металла и максимальное приближение к выполнению условия самозатачивания.

Армирование зубьев

Характер износа армированного зуба отличается от износа, рассмотренного ранее. На границе соединения с твердым сплавом основной материал зуба изнашивается медленнее, чем на других участках его поверхности. В этой зоне твердый сплав защищает основной материал от износа. При большой разности твердостей составляющих элементов зуба после начальной приработки форма его продольного профиля стабилизируется: задняя грань в зоне основного материала с точностью до угла β совпадает с поверхностью ее следа в забое, а затупление зуба целиком определяется формой армирующего слоя. В процессе взаимодействия с грунтом зуб укорачивается, но форма его износа остается прежней. Такое явление называют эффектом самозатачивания. С энергетической точки зрения это означает, что удельная мощность разработки грунта остается постоянной в течение всего времени работы до полного износа зубьев.

В эксплуатации эти зубья требуют бережного отношения к ним. Так, не допускается наносить удары по пластине во избежание появления в пластине микротрещин, которые ускорят время ее разрушения.

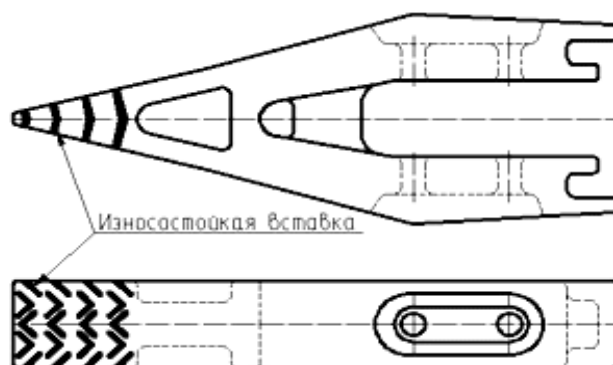


Рис.2 Армированный зуб с износостойкой вставкой

Режущая часть зуба армируется объемной вставкой особой конструкции, изготовленной из износостойкого сплава. Износостойкая вставка предохраняет зуб от износа, а корпус из литой высокопрочной конструкционной стали - от поломок.

Данная конструкция зуба обеспечивает равномерный износ и постоянную геометрию в процессе эксплуатации. Стоимость зубьев, изготовленных по разработанной технологии соизмерима со стоимостью зубьев из стали 1 10 13Л, стойкость в 1.5-2.0 раза выше.

Литература:

1. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин / С.А. Зеньков, Г.Н. Плеханов, Н.А. Балахонов, А.С. Чубыкин // Вестник Таджик, техн. ун-та. - 2014. -Т. 2, №26.-С. 28-32.
2. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Снижение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи высокочастотного воздействия // Труды Братск, гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки. - 2011. - Т. 2. - С. 88-92.

3. Балахонов Н.А., Зеньков С.А., Чубыкин А.С. Повышение эффективности работы землеройных машин при разработке связных грунтов с использованием противообледенительной жидкости «ОСТАFLO EG» // Экология и научно-технический прогресс. Урбанистика. - 2014. — № 1. — С. 232-237.

4. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин / С.А. Зеньков, Н.А. Балахонов, А.С. Чубыкин, А.С. Кожевников // Тр. Братск, гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки. - 2014. - Т. 1. - С. 189-195.

5. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Тр. Братск, гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки. - 2018. - № 2. - С. 137-140.

6. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин / С.А. Зеньков, Н.А. Балахонов, А.С. Чубыкин, А.С. Кожевников // Механики XXI века. - 2014. - № 13. - С. 152-156.

7. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей / С.А. Зеньков, К.А. Игнатъев, А.С. Филонов, Н.А. Балахонов // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. - 2013. - Т. 1. — С. 64-72.

8. Планирование эксперимента по исследованию влияния параметров теплового воздействия на сопротивление сдвигу грунта / С.А. Зеньков, Р.А. Диппель, К.В. Булаев, А.А. Батуро // Механики XXI века. - 2015. - № 4. - С. 52-56.

Design of teeth of excavator buckets for the development of frozen soils

Kuharchuk S.A.

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia
carina400@mail.ru

Keywords: discretely working on, frozen ground, dozer, blade, wear-resistant materials

A Significant amount of work in the construction of earthworks occupied by bulldozers. Earthworks in frozen soils are the most labor-intensive, expensive and at the same time insufficiently studied. The share of frozen soil is about 6.8% of the total amount of excavation, and in the winter months reaches 20-40%. The specific complexity of the development of durable soils is much higher than the complexity of the development of fragile soils. The article deals with the issues of improving the design of bucket teeth excavators for the development of frozen soils.

УДК 621.979.134

Методика расчета параметров пневмогидравлического уравнивателя кривошипного прессы

Злобин С.Н.^а, Редикульцев Д.В.^б, Леонов Д.А.^с

Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, ул. Комсомольская 95, Орел, Россия

^аzsn2@rambler.ru, ^бbdima120476@gmail.com, ^сNezrim95@yandex.ru

Ключевые слова: кривошипный пресс, динамические растягивающие нагрузки, пневмогидравлический уравниватель, методика расчета параметров

В статье для снижения динамических нагрузок, возникающих в кривошипном прессе при выполнении разделительных операций после скола заготовки, предлагается

использовать запатентованную конструкцию пневмогидравлического уравнивателя. Для данного пневмогидравлического уравнивателя приводятся рекомендации по расчету основных параметров, обеспечивающих возможность выполнения на кривошипных прессах разделительных операций с резким снижением рабочей нагрузки с силой близкой, к номинальной, без возникновения при этом опасных динамических явлений.

Введение

Известно, что при выполнении разделительных операций на универсальных кривошипных прессах после скола заготовки возникают динамические растягивающие нагрузки. Причина этого в том, что по мере внедрения пуансона в заготовку возрастают силы, а, следовательно, и деформации, в основных деталях пресса: станина растягивается и изгибается, ползун и шатун сжимаются, кривошипный вал изгибается и скручивается. В момент скола заготовки упруго деформированные детали пресса разгружаются, производя эффект деформированных и мгновенно отпущенных пружин. В результате возникают различные по амплитуде и частоте быстро затухающие колебания, вызывающие динамические растягивающие нагрузки. Величина этих нагрузок в ряде случаев превышает технологические силы в 2,5 – 3,5 раза [1], что приводит к разрушению деталей пресса.

Поэтому на практике для избежания негативных последствий универсальные кривошипные прессы используют с силой, намного меньшей номинальной. Такая недогрузка оборудования по силе приводит к излишним затратам и, следовательно, к увеличению себестоимости выпускаемой продукции. В связи с этим существует необходимость снижения динамических нагрузок не только во вновь создаваемых, но и в большом количестве кривошипных прессов, находящихся в настоящее время в эксплуатации.

Теоретическая часть

Для снижения динамических нагрузок, возникающих в кривошипных прессах при выполнении разделительных операций, предлагается использовать пневмогидравлический уравниватель [2, 3, 4].

На рисунке 1 изображена схема установки предлагаемого устройства в кривошипном прессе.

Пневмогидравлический уравниватель содержит установленный на станине пресса сдвоенный цилиндр, состоящий из основного пневмоцилиндра 1 и дополнительного гидроцилиндра 2. В полости А пневмоцилиндра 1, соединенного трубопроводом с ресивером 3, размещен поршень 4, соединенный штоком 5 с ползуном 6. В полости Б дополнительного гидроцилиндра 2, герметично отделенного от полости А, расположен поршень 7 со штоком 8, свободный конец которого подвижно и герметично размещен в верхней крышке гидроцилиндра 2 с выходом в полость А. Полость Б сообщена трубопроводом с гидравлическим аккумулятором 9 посредством редукционного клапана 10, регулируемого дросселя 11 и обратных клапанов 12 и 13.

Уравниватель работает следующим образом.

При холостом движении ползуна 6 вниз в начальный момент времени действие основного пневмоцилиндра 1 уравнивает вес ползуна с инструментом и вес шатуна. При дальнейшем движении ползуна 6 вниз инерционные силы ползуна и шатуна начинают увеличиваться по известному закону. Перед встречей инструмента с заготовкой поршень 4 упирается в шток 8, приводя в движение поршень 7 и включая в работу дополнительный гидроцилиндр 2, который за счет повышения давления жидкости в полости Б уравнивает возрастающие инерционные силы и выбирает зазоры в кинематических парах ползун – шатун, шатун – кривошип.

Таким образом, встреча инструмента с заготовкой происходит при выбранных зазорах, что исключает динамический удар в сочленениях и, следовательно, повышает срок службы названных кинематических пар.

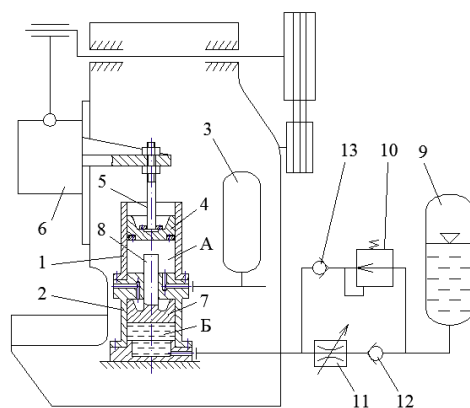


Рис.1 Схема установки пневмогидравлического уравновешивателя в кривошипном прессе
 1 – основной пневмоцилиндр; 2 – дополнительный гидроцилиндр; 3 – ресивер;
 4 – поршень пневмоцилиндра; 5 – шток пневмоцилиндра; 6 – ползун;
 7 – поршень гидроцилиндра; 8 – шток гидроцилиндра; 9 – гидравлический аккумулятор;
 10 – редукционный клапан; 11 – регулируемый дроссель; 12, 13 – обратные клапаны

Давление жидкости в полости Б гидроцилиндра 2 повышается пропорционально скорости перемещения вниз поршня 7 за счет сжатия жидкости и сопротивления истечению жидкости, вытесняемой этим поршнем на слив через дроссель 11 и обратный клапан 12. Сопротивление истечению жидкости через дроссель при обычных скоростях ползуна вблизи крайнего нижнего положения мало, однако при выполнении разделительных операций в момент скола заготовки эта скорость значительно возрастает. В этом случае сопротивление истечению жидкости через дроссель 11 становится настолько большим, что позволяет эффективно гасить динамические колебания конструкции пресса, возникающие после скола заготовки. Это предотвращает поломку деталей пресса и повышает его долговечность при разделительных операциях.

При ходе ползуна 6 вверх соединенный с ним шток 5 перемещает поршень 4 в верхнее крайнее положение. Поршень 7 гидроцилиндра 2 перемещается вверх до упора в верхнюю крышку гидроцилиндра 2 за счет энергии жидкости, подаваемой в полость Б гидравлическим аккумулятором 9 через редукционный клапан 10 и обратный клапан 13. Таким образом, устройство восстанавливает свое первоначальное состояние.

Методика расчета параметров

Расчет основных параметров пневмоцилиндра уравновешивателя можно произвести по известной методике из условия устранения зазоров в верхней и нижней головках шатуна [5].

Расчет параметров дополнительного гидроцилиндра уравновешивателя можно произвести по предлагаемой методике.

На рисунке 2 представлена расчетная схема для определения параметров гидроцилиндра уравновешивателя.

Из условия неразрывности потока жидкости можно записать, что расход жидкости через дроссель равен расходу через гидроцилиндр (считаем жидкость несжимаемой):

$$Q_{др} = Q_{гц} \quad (1)$$

Расход жидкости через гидроцилиндр [6]:

$$Q_{гц} = \mathcal{V} F, \quad (2)$$

где v – скорость поршня гидроцилиндра; ее можно принять равной скорости ползуна в начале рабочего хода:

$$\mathcal{V} = R\omega\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right), \quad (3)$$

где α – угол поворота кривошипного вала к началу рабочего хода; ω – угловая скорость кривошипного вала.

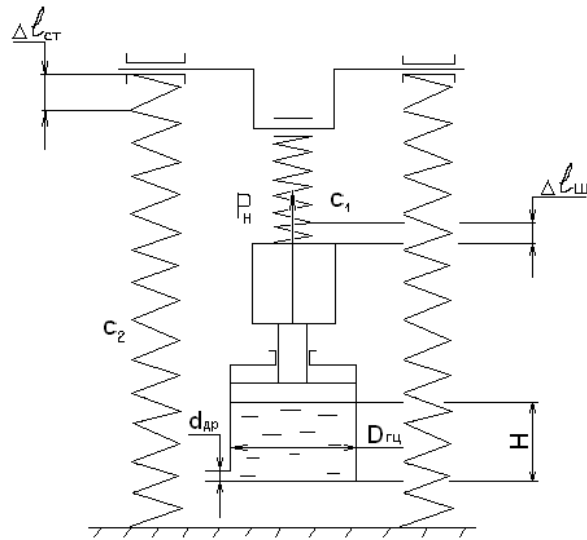


Рис.2 Расчетная схема

Расход жидкости через дроссель [6]:

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (4)$$

где μ - коэффициент расхода; $S_{др}$ - площадь проходного отверстия дросселя; p_1 и p_2 - давление жидкости до и после дросселя соответственно; ρ - плотность жидкости.

Давление p_2 , создаваемое гидравлическим аккумулятором, идет на возвращение поршня гидроцилиндра в исходное положение и перемещение жидкости из гидроаккумулятора в гидроцилиндр. Необходимое давление p_2 найдем по формуле:

$$p_2 = \frac{G_{порш}}{F} + \rho g H + p_0 + \sum \Delta p, \quad (5)$$

где $G_{порш}$ - сила тяжести поршня; p_0 - атмосферное давление; $\sum \Delta p$ - сумма потерь давления на трение. Потери давления складываются из потерь на трение по длине трубопровода и потерь в местных сопротивлениях. В рамках приближенного расчета потерями давления на трение пренебрегаем.

По известным формулам определяется сила тяжести, масса и объем поршня:

$$G_{порш} = m_{порш} g, \quad (6)$$

$$m_{порш} = \rho_{порш} V_{порш}, \quad (7)$$

$$V_{порш} = \frac{\pi D_{зц}^2}{4} \cdot H_{порш}, \quad (8)$$

где $\rho_{порш}$ - плотность материала поршня; $H_{порш}$ - высота поршня.

Давление p_1 определим из условия равенства энергии упругой деформации, накопленной сжатым шатуном и растянутой станиной, $E_{упр}$ и работы истечения жидкости через дроссель $A_{др}$:

$$E_{упр} = A_{др} \quad (9)$$

$$E_{упр} = E_{ш} + E_{ст}, \quad (10)$$

где $E_{ш}$ - энергия упругой деформации, накопленная сжатым шатуном; $E_{ст}$ - энергия упругой деформации, накопленная растянутой станиной.

Представляя шатун в виде жесткой пружины, определим энергию упругой деформации шатуна. Для этого изобразим характеристику этой пружины (рис. 3).

Энергию упругой деформации шатуна найдем как площадь треугольника (см. рис. 3):

$$E_{ш} = \frac{1}{2} P \Delta l_{ш}, \quad (11)$$

где P – сила, действующая на шатун (принимается допущение, что скол заготовки происходит сразу после начала рабочего хода и $P=P_H=250\text{кН}$); $\Delta l_{ш}$ – величина деформации шатуна.

Аналогично определяется энергия упругой деформации станины:

$$E_{см} = \frac{1}{2} P_H \Delta l_{см}. \quad (12)$$

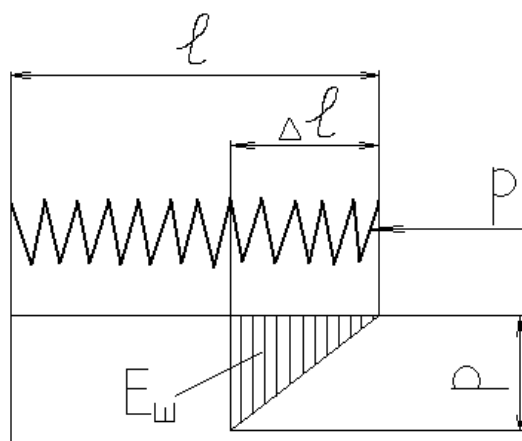


Рис.3 Характеристика сжатой пружины

Далее, учитывая формулы (11) – (12), находим суммарную энергию упругой деформации:

$$E_{упр} = E_{ш} + E_{см} = \frac{1}{2} P_H \Delta l_{ш} + \frac{1}{2} P_H \Delta l_{см} = \frac{1}{2} P_H (\Delta l_{ш} + \Delta l_{см}). \quad (13)$$

В физике мощностью называется работа, совершаемая в единицу времени. Следовательно, работа истечения жидкости через дроссель равна произведению мощности потока жидкости $N_{др}$, проходящего через дроссель, на время истечения жидкости через дроссель T :

$$A_{др} = N_{др} T \quad (14)$$

Время истечения T :

$$T = \frac{\Delta l}{g}, \quad (15)$$

где v – скорость поршня гидроцилиндра, принимается равной скорости ползуна при номинальном угле поворота кривошипа; Δl – перемещение поршня под действием энергии упругой деформации частей пресса, $\Delta l = \Delta l_{ш} + \Delta l_{см}$.

Мощность потока жидкости $N_{др}$ [6]:

$$N_{др} = Q_{др} (p_1 - p_2) = Q_{гц} (p_1 - p_2) \quad (16)$$

Подставим формулы (15) и (16) в формулу (14):

$$A_{др} = Q_{гц} (p_1 - p_2) \cdot \frac{(\Delta l_{ш} + \Delta l_{см})}{g} \quad (17)$$

Подставим в (1) формулы (13) и (17):

$$\frac{1}{2} P_H (\Delta l_{ш} + \Delta l_{см}) = Q_{гц} (p_1 - p_2) \frac{(\Delta l_{ш} + \Delta l_{см})}{g}. \quad (18)$$

Выразим из последнего уравнения давление в гидроцилиндре p_1 :

$$p_1 = \frac{P_H \mathcal{G}}{2Q_{гц}} + p_2. \quad (19)$$

Далее из формулы (4) выражаем S_{dp} , получаем

$$S_{dp} = \frac{Q_{гц}}{\mu} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_1 - p_2)}}. \quad (20)$$

Подставляем в (20) формулу (19):

$$S_{dp} = \frac{Q_{гц}}{\mu} \sqrt{\frac{\rho}{2\left(\frac{P_H \mathcal{G}}{2Q_{гц}} + p_2 - p_2\right)}} = \frac{Q_{гц}}{\mu} \sqrt{\frac{\rho Q_{гц}}{P_H \mathcal{G}}}. \quad (21)$$

Находим необходимый диаметр дросселя, подставляя значение S_{dp} из формулы (21):

$$d_{dp} = \sqrt{\frac{4S_{dp}}{\pi}} \quad (22)$$

Выводы:

1. Предложенная методика расчета основных параметров упрощает возможность применения пневмогидравлического уравновешивателя в универсальных кривошипных прессах и может применяться для прессов различной номинальной силы.

2. Предлагаемая конструкция пневмогидравлического уравновешивателя с рассчитанными оптимальными параметрами обеспечит возможность выполнения на кривошипных прессах разделительных операций с резким снижением рабочей нагрузки с силой, близкой к номинальной без возникновения при этом опасных динамических явлений.

Литература:

1 Крешнянский, В.Г. Исследование динамики и способа снижения динамических нагрузок в кривошипно-ползунном механизме пресса при разделительных операциях: дис. канд. техн. наук: 05.03.05 / В.Г. Крешнянский – Челябинск, 1973. – 188 с. – Библиогр.: С. 126-133.

2. Петров, Н.В. Снижение динамических нагрузок в кривошипном прессе при разделительных операциях / Н.В. Петров, С.Н. Злобин // Энерго- и ресурсосбережение – XXI век: материалы II международной научно-практической интернет-конференции. – Орел: ОрелГТУ, 2004. – С. 201-203.

3. Пат. 2219060 Российская Федерация, МПК7 В 30 В 15/28. Устройство для уравновешивания ползуна пресса / Петров Н.В., Злобин С.Н.; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет – № 2002115185/02; заявл. 06.06.2002; опубл. 20.12.2003, Бюл. № 35.

4. Злобин, С.Н. Моделирование и расчет параметров гидродемпфера кривошипного листоштамповочного пресса: дис. канд. техн. наук: 05.03.05 / С.Н. Злобин. – Орел, 2008. – 135 с. – Библиогр.: С. 103-113.

5 Власов, В.И. Выбор основных параметров пневматических уравновешивателей кривошипных прессов / В.И. Власов, М.М. Розенблат // Кузнечно-штамповочное производство. – 1971. – № 1. – С. 32-36.

6 Петров, Н.В. Динамические процессы в гидравлических прессах при разделительных операциях: монография / Николай Владимирович Петров. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2008. – 113 с.

Анализ конструкции и ремонт телескопических гидроцилиндров

Н.Ю. Слонкин

Братский Государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

slonkin.nikita@yandex.ru

Ключевые слова: телескопический гидроцилиндр, неисправности, гидравлика, классификация гидроцилиндров, выход из строя, способы устранения неисправностей.

В статье описывается актуальность неисправности гидроцилиндров, причины и способы их устранения в гидравлических системах, так как гидроцилиндры широко применяют во всех отраслях техники и особенно часто в строительных, землеройных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, а также в технологическом оборудовании — металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах. Рассматривается профилактика и диагностика гидроцилиндров.

Телескопический гидроцилиндр обеспечивает длинный ход в разложенном состоянии и имеет компактные размеры в сложенном состоянии. В этих цилиндрах используется серия вложенных друг в друга полых штоков. Именно такая конструкция позволяет обеспечивать ход гидроцилиндра в разы отличающийся от габаритного размера цилиндра в сложенном состоянии. Телескопические цилиндры производят в 2, 3, 4, 5 и даже 6 - ступенчатом варианте.

В большинстве телескопические цилиндры – одностороннего действия — штока цилиндра выдвигаются давлением, а складываются под действием сил гравитации и массы груза. Но также производятся телескопические гидроцилиндры двустороннего действия – где выдвижение штоков происходит при подаче давления в поршневую полость, а складывание – при подаче давления в штоковую.

Область применения телескопических цилиндров очень широка – это и лифтовые механизмы, и устройства подъема каретки вилочных погрузчиков, всевозможные самосвальные механизмы автомобильной техники, производственное оборудование. Телескопические гидроцилиндры можно встретить на автомашинах, прицепах и полуприцепах.

Телескопические цилиндры, как и следует из их названия, сконструированы по принципу телескопа – секции металлической трубы как бы вложены друг в друга. Секция наибольшего диаметра называется главной, секции меньшего диаметра, которые вдвигаются в главную, часто называются ступенями, секцию наименьшего диаметра иногда называется плунжером (рис.1).

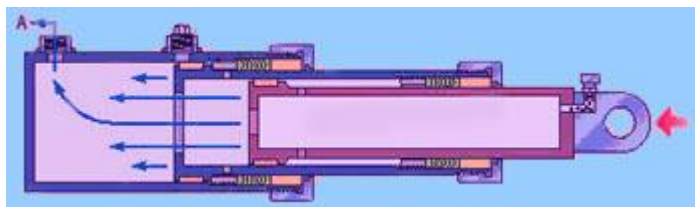


Рис.1 Конструкция телескопического гидроцилиндра одностороннего действия

На практике редко используются цилиндры с общим количеством секций большим шести. Существует возможность сконструировать гидроцилиндр и с большим количеством секций, но такая конструкция будет нестабильна.

Телескопический цилиндр обычно раздвигается от большей секции к меньшей. То есть сначала выдвигается секция большего диаметра (со всеми вложенными в нее секциями меньшего диаметра), как только она полностью выдвинется – начнет выдвигаться секция меньшего диаметра. Эта процедура будет повторяться с каждой секцией, пока не выдвинется секция наименьшего диаметра. И наоборот: при втягивании сначала полностью втягивается секция меньшего диаметра, затем начинает втягиваться следующая и т.д. Процесс продолжается до тех пор, пока все секции не втянутся в главную секцию.

Ремонт телескопических гидроцилиндров заключается в восстановлении поверхности штока, восстановлении геометрии штока, замене уплотнений.

Так как в большинстве случаев телескопический гидроцилиндр используется на автомобилях, прицепах и полуприцепах самосвального типа — основной причиной выхода из строя телескопических гидроцилиндров является не правильная эксплуатация, а именно превышение грузоподъемности. При регулярном превышении грузоподъемности происходит повышенный износ и (или) деформация «направляющих» штока гидроцилиндра, комплекта уплотнений. Следствием является образование течи, а при полном износе направляющих – механические повреждения штоков (задиры, царапины).

Удаление задиры, царапин, коррозии штоков, производится методом наплавки специальными электродами с последующей шлифовкой поверхности — это позволяет значительно сократить стоимость ремонта, а использование высококачественных материалов позволяет добиться высокой чистоты поверхности устойчивой к коррозии.

Также возможно увеличение диаметра полого штока (шток раздувает). Следствием увеличения диаметра штока является затруднение при складывании, затруднение при раскладывании отдельных ступеней гидроцилиндра.

Наличие данных деформаций отдельных штоков гидроцилиндра, требует для восстановления работоспособности — замены деформированных штоков на новые – но так как в большинстве случаев производитель не реализует комплектующие к цилиндрам своих марок и не стандартные размеры штоков не позволяют подобрать заготовку штока для замены ремонтными организациями, приходится менять полностью гидроцилиндр на новый. Учитывая стоимость телескопических гидроцилиндров как отечественного, так и импортного производства можно смело сказать, что это бьет по карману.

Разборку и сборку гидроцилиндров, так же как и других гидроагрегатов, следует проводить только с использованием специальных стенов модели ССГ-1 (рис.2) и приспособлений.

При разборке гидроцилиндров отворачивают крышку цилиндра и вынимают шток в сборе с крышкой и поршнем. Шток с поршнем в сборе устанавливают в специальные тиски, отворачивается гайка крепления поршня, снимается поршень и крышка цилиндра.

В гидроцилиндрах наибольшему износу подвержены: внутренняя поверхность цилиндра, наружные поверхности поршня и штока, отверстие в крышке или втулке штока, уплотнительные кольца и манжеты. Износ внутренней поверхности цилиндра определяют индикаторным нутромером по всей длине. Цилиндры и поршень в основном изнашиваются в плоскости, перпендикулярной оси пальцев проушин цилиндра и штока.

Расположение зоны наибольшего износа по длине цилиндра различно и не совпадает с местом приложения максимальной силы, так как при работе ход поршня изменяется. Кроме того, износ зависит не только от силы, но и от многократного её приложения. В штоке гидроцилиндра проверяется наружный диаметр и чистота поверхности, отверстие в проушине штока под палец, состояние резьбы крепления поршня, прогиб штока.

Поверхность штока и его первоначальная цилиндрическая форма в результате износа нарушаются. На поверхности образуются продольные риски, задиры, форма сечения штока становится эллиптической. Особенно часто износ штоков выявляется в потере работоспособности уплотнений, после этого появляется течь, повреждения болта, который вываливается в полость цилиндра.

На изгиб штока поршня необходимо проверять в центрах токарного станка, причём индикатор следует устанавливать по поверхностям, которые не подвержены выработке (место посадки поршня), изгиб штока исправляется путём правки на токарном станке. При наличии на штоке грубых рисок глубиной до 0,5 мм, бугорков высотой 0,15 - 0,20 мм его необходимо проточить, протшлифовать и отполировать.

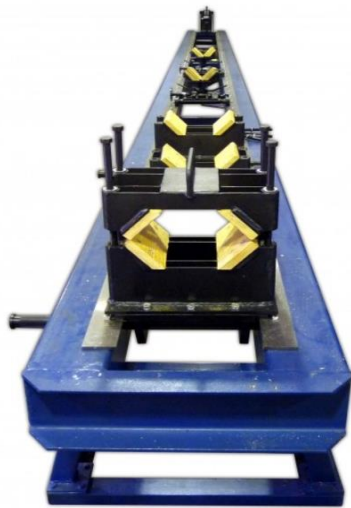


Рис.2 Стенд модели ССГ-1

Проточку штока необходимо вести в несколько чистовых проходов, чтобы снять только минимально необходимый слой металла для восстановления цилиндрической формы штока.

Контроль качества шлифовки штока производится калибровочным кольцом (рис. 3).

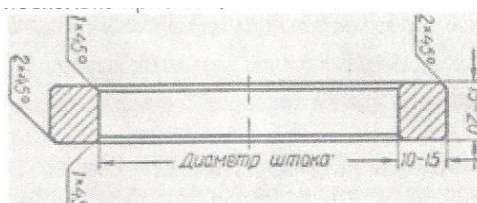


Рис.3 Калибровочное кольцо

Места посадки поршня не должны иметь наклепа, задиров, плотность посадки проверяется пробой, а восстановление плотности посадки – опиловкой личным напильником и притиркой наждачным порошком.

Резьбы должны быть ровными без смятых и забитых ниток. Небольшие забоины резьбы исправляются трёхгранным напильником. При износе или срыве более двух ниток резьбы производят наплавку резьбового конца и после её обработки нарезают новую резьбу.

При сборке поршня со штоком гайка затягивается ключом с надставкой длиной 1 - 1,5 м усилием двух человек. Причём гайка должна стопориться в большинстве случаев сквозным шплинтом.

После притирки посадочных мест штока и поршня отверстия под шплинт в гайке и штоке обычно не совпадают. В этом случае не рекомендуется сверлить новое отверстие в штоке, так как наличие старого и нового отверстий значительно уменьшат прочность штока.

При несовпадении отверстий на 0,3 - 0,5 мм необходимо развернуть его развёрткой; при несовпадении на 1,0 - 1,5 мм нужно рассверлить отверстие на больший размер; при несовпадении более чем на 1,5 мм, чтобы подогнать отверстия под шплинт, под гайку необходимо подложить шайбу высотой не менее 5 мм, а гайку подрезать так, чтобы отверстия совпали. Подрезку гайки выполняют в несколько приемов.

Первоначально гайку подрезают на величину, равную высоте шайбы за вычетом величины зазора между гайкой, установленной точно по отверстию штока под шплинт и поршнем с добавлением на последующую подгонку 0,3 - 0,5 мм.

В дальнейшем гайку затягивают на штоке ключом с надставкой и по величине несовпадения отверстий под шплинт в гайке и штоке определяют, зная шаг резьбы, на сколько необходимо подрезать гайку, причем подрезку ведут осторожно, постепенно подгоняя отверстия в штоке и гайке.

Таким способом обычно удается подогнать отверстия под шплинт с точностью до 0,5 мм, после чего отверстия доводят (разворачивают разверткой).

Шплинт изготавливается по размеру отверстия и подгоняется так, чтобы он входил в отверстие под лёгкими ударами ручника, сторона противоположная головке расклёпывается.

Обычно после проточки и шлифования всей поверхности штока изготавливается новый комплект колец уплотнения штока, так как подгонка старых колец более трудоёмка.

Дефекты внутренней поверхности цилиндров, незначительная коррозия, задиры и риски глубиной 0,05 мм, устраняются зачисткой. Более крупные риски и задиры заделываются оловом марки 01 ГОСТ 860-75 с последующей зачисткой или припоем ПОС-40.

Изношенный поршень гидроцилиндра наплавляется по наружному диаметру латунию с последующей проточкой под номинальный размер. Шероховатость поверхности должна быть не более 0,63 мкм., овальность рабочей поверхности и биение торцов не должны превышать 0,03.

Изношенное отверстие под шток в крышках гидроцилиндров восстанавливают постановкой ремонтных бронзовых втулок с расточкой под номинальный размер.

Сборка гидроцилиндра производится в последовательности, обратной разборке. Поступающие на сборку детали протираются и осматриваются. Перед сборкой сопрягаемые поверхности деталей смазывают тонким слоем масла, используемого в гидросистеме в качестве рабочей жидкости.

Сборка производится с применением приспособлений и инструментов, исключающих повреждения деталей. Не допускается повреждение прокладок, срез или скручивание резиновых колец в процессе сборки. Технология сборки должна обеспечивать чистоту внутренних поверхностей и наружных. Во избежание повреждений уплотнительных деталей при монтаже крышки на шток цилиндра и штока с поршнем в сборе в цилиндр необходимо пользоваться конусными оправками.

После ремонта производится испытание гидроцилиндров на специальных или универсальных стендах. Температура рабочей жидкости при испытаниях составляет $50 \pm 5^{\circ}\text{C}$, давление в гидросистеме устанавливается на 15 - 20% выше номинального. Перед испытанием температура гидроцилиндра доводится до температуры рабочей жидкости. Испытуемый гидроцилиндр подключается к гидросистеме стенда. Обе полости гидроцилиндра заполняются маслом. При этом определяется давление начала перемещения поршня, которое не должно превышать 0,5 Мпа. Затем отключается одна из полостей цилиндра и поршень выводится в крайнее положение до упора. Давление в гидросистеме поднимается до установленного и выдерживается в течение 1-3 мин. Не допускаются утечки масла из открытого конца гидроцилиндра. Затем повторяют данную операцию для другого крайнего положения поршня.

Не допускается просачивание масла и подтекание в местах соединений и уплотнений. На герметичность гидроцилиндр проверяется при подключении магистралей к обеим полостям цилиндра.

Также важным фактором для обеспечения бесперебойной работы гидроцилиндра является правильный подбор рабочей жидкости. Определить оптимальную жидкость для гидроцилиндра можно по следующим параметрам:

- характер изменения температур в диапазоне температур окружающей среды;
- максимально возможное значение температуры в режиме работы системы;

- необходимое давление жидкости в гидравлическом приводе;
- длительность работы системы без замены жидкости – допустимо возможное значение;
- характеристики материалов систем уплотнения;
- стоимость масла.

После выбора оптимальной рабочей жидкости, стоит учитывать, что в процессе работы она может изменить свои физико-химические параметры. Поэтому для оптимальной работы оборудования замена масла должна производиться регулярно. Чтобы увеличить срок службы жидкости, и, соответственно, гидроцилиндра, можно применять масла со специальными присадками, а также обеспечивать оптимальный температурный режим работы.

Для продления срока службы гидроцилиндра также важно заботиться и о чистоте используемой рабочей жидкости, поэтому необходима надежная система фильтрации. Это могут быть как поверхностные фильтрующие элементы, так и объемные. К первому типу относятся сетчатые, бумажные, тканевые и проволочные фильтры. А ко второму – пластинчатые, войлочные, металлокерамические и другие.

Телескопические гидравлические цилиндры, по сути, являются простыми механизмами, но их успешное функционирование во взаимодействии с другими компонентами системы зависит от понимания принципов их работы. Понимание принципов работы телескопических цилиндров позволит технически надежно и экономически выгодно встроить их в имеющееся оборудование.

Литература:

1. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. - М: «Издательский дом Альянс», 2010. - 423 с.: ил.
2. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Деп. БрГТУ в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд, Братск, 1998-59 с.
3. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. БрГТУ в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999, Братск.-108 с.
4. Воронов Д.Ю., Волосков В.В., Драчев А.О., Бойченко О.В. Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие. Тольятти: ТГУ, 2011. - 72с.
5. Слонкин Н.Ю. и др. - Анализ конструкции гидроцилиндров и причины их неисправностей: Молодая мысль: наука, технологии, инновации: материалы X (XVI) Всероссийской научно-технической конференции. - Братск: Изд. БрГУ, 2018. - 319 с.
6. Плужников, А.И. Системный поиск новых структур гидроцилиндров с помощью морфологического анализа // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления: Сб. научн. ст. Вып.15. Под общ. ред. Е.В.Герц. - М.: Машиностроение, 1990. С. 224-231.
7. Takeuchi. Идеальная техника для созидания // Строительные и дорожные машины, 2007, №12. С. 7-9.
8. Гидро - и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: Каталог / Коллектив составителей. - М., Машиностроение, 1992.-232 с.

Analysis of the design and repair of telescopic hydraulic cylinders

N.Y. Slonkin

Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, Russia
slonkin.nikita@yandex.ru

Keywords: telescopic hydraulic cylinder, malfunctions, hydraulics, classification of hydraulic cylinders, failure, ways of troubleshooting.

The article describes the relevance of hydraulic cylinders malfunction, causes and ways to eliminate them in hydraulic systems, as hydraulic cylinders are widely used in all branches of engineering and especially often in construction, earth-moving, lifting-transport, road machines, as well as in technological equipment. machine tools, forge-and-press machines. We consider the prevention and diagnosis of hydraulic cylinders.

УДК 625.08

Комбинированная ножевая система как оптимальная система в конструкции скреперных агрегатов

Иванков Е.А.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия
Zhenya-Ivankov@yandex.ru

Ключевые слова: ножевая система, комбинированная ножевая система, скрепер, металлоконструкция.

В работе автором изучены вопросы исследования металлоконструкции комбинированной ножевой системы скрепера, а также вопрос повышения производительности скреперного агрегата путем применения комбинированной ножевой системой и усовершенствованного прицепного устройства. Установлена необходимость применения комбинированной ножевой системы как наиболее оптимальной и конструктивно правильной ножевой системы скрепера, ее совершенство применения перед стандартной ножевой системой. Кроме того, автором был выполнен анализ основных существующих конструкций скреперных агрегатов и обоснована актуальность применения комбинированной ножевой системой скрепера при разработке грунта. Также в процессе исследования различных комбинированных ножевых систем выявлена оптимальная конструкция комбинированной ножевой системы, которая обеспечивает возможность разработки грунта как полной, так и уменьшенной шириной копания при минимальной энергоемкости копания.

Актуальность исследования заключается в том, что при производственных работах в России необходимо иметь надежные, высокоэффективные и высокопроизводительные землеройно-транспортные и тяговые машины отечественного производства, к числу которых относятся скреперы, на долю которых приходится до 20% общего объема земельных работ. Поскольку объем земельных работ с применением скреперных машин достаточно велик, то особенно актуален вопрос оптимизации процесса работы скрепера, совершенствование конструкции и агрегатного устройства скрепера, для обеспечения возможности разработки грунта как полной, так и уменьшенной шириной копания при минимальной энергоемкости копания.

Вопрос применения комбинированной ножевой системы скрепера рассматривали такие авторы как: Нилов В.А., Федоров В.Е., Борисенков В.А., Кацин В.А [3].

Основной целью исследования является повышение производительности скреперного агрегата путем применения комбинированной ножевой системой и усовершенствованного прицепного устройства. Поставленная цель подразумевает решение следующих задач: выполнить анализ основных существующих конструкций скреперных агрегатов и обосновать актуальность применения комбинированной ножевой системой скрепера при разработке грунта.

Известны скреперы, которые для разрушения крепких грунтов и скальных включений снабжены породоразрушающими элементами ударного типа, дополнительно разрыхляющими грунт и (или) разбивающими включения пород врезанием кромки ковша в снимаемый слой грунта. Однако эти породоразрушающие элементы имеют низкую производительность и существенно не расширяют функциональных возможностей скреперов.

Широко известна ступенчатая ножевая система скрепера, имеющая подножевую плиту с прямыми или ступенчатыми ножами [1]. Ножевая система обладает высокой прочностью и жесткостью и позволяет разрабатывать грунт в условиях заблокированного резания. Недостатком такой ножевой системы является ее высокая энергоемкость, особенно в заключительной стадии заполнения ковша. Это связано со значительной длиной режущей части ножевой системы.

Известен ковш скрепера, включающий ступенчатый нож и составную переднюю заслонку [2]. Удлиненные центральные ножи позволяют разрабатывать грунт с шириной полосы меньше, чем ширина ковша при значительной глубине резания.

Однако отсутствие подрезающих ножей у центральных выступающих ножей затрудняет формирование компактной стружки грунта и не исключает его потери в боковые валики при копании выступающими ножами, несмотря на наличие составной передней заслонки.

Известен скрепер с совковым режущим органом [3]. Совковый режущий орган включает режущие ножи, длина которых меньше ширины ковша, и подрезающие ножи. Совковый режущий орган обеспечивает в условиях заблокированного резания эффективное заполнение ковша при уменьшенной энергоемкости копания. Недостатком его применение заключается в том, что он не позволяет осуществлять качественную планировку грунта в отвале (из-за значительного вылета ножей). Кроме того, применение ковша скрепера с совковым режущим органом должно сочетаться с использованием скреперов с обычными ступенчатыми ножами.

Однако при анализе имеющихся запатентованных скреперных агрегатов наиболее оптимальным является ковш скрепера у которого совковый режущий орган смонтирован на передней заслонке, имеющий привод. Такая конструкция получила наименование «Комбинированная ножевая система» [4]. Такая комбинированная ножевая система позволит разрабатывать грунт как полной, так и уменьшенной шириной резания и сохраняет высокие планирующие качества, не свойственные совковому режущему органу. Она обеспечивает заполнение ковша в условиях наименее энергоемкого свободного резания (когда резание боковыми ножами ковша или совкового режущего органа исключается) при высоком качестве забоя и отвала [5].

Последняя агрегатная установка направлена на обеспечение качественной планировки грунта в отвале и возможности копания грунта как полной, так и уменьшенной шириной ковша. Это достигается тем, что внутренняя часть составной передней заслонки выполнена из двух блоков, прилегающих к боковым стенкам ковша, между которыми снизу установлен совковый режущий орган, на нижней стороне которого имеются опорные элементы, контактирующие со ступенчатыми ножами днища, а сверху блоки внутренней части составной передней заслонки соединены поперечной балкой, передняя часть рабочего пространства совкового режущего органа перекрыта наружной частью составной передней заслонки, а боковые стенки совкового режущего органа увеличены по высоте до поперечной балки.

Ковш скрепера работает следующим образом: Для копания грунта с уменьшенной шириной резания используется совковый режущий орган (14), который установлен на внутренней части (5) составной передней заслонки (3) (Рис.2). Для заполнения ковша с совковым режущим органом (14) оператор полностью закрывает составную переднюю заслонку (3) (Рис. 1) и приводом (16) открывает на необходимую величину наружную часть

(4) составной передней заслонки (3), после чего производит заглубление совкового режущего органа (14) (рис. 2).

Далее заполнение ковша (2) грунтом осуществляется обычным образом при ширине захвата меньше ширины ковша (2) и с увеличенной глубиной резания, характерной для совкового режущего органа (14). Регулирование поступления грунта оператор производит путем заглубления и выглубления ковша (2) и изменения положения наружной части (4) составной передней заслонки (3), закрывающей рабочее пространство (переднюю часть) совкового режущего органа (14).

После заполнения ковша (2) грунтом оператор приводом (16) закрывает наружную часть (4) составной передней заслонки (3), полностью выглубляет грузеный ковш (2) и тягачом транспортирует его к месту разгрузки. Для выгрузки грунта оператор опускает ковш (2) на необходимую высоту отсыпки h_0 (по ножевой системе 9, рис. 3), открывает приводом (10) составную переднюю заслонку (3) на максимальную величину и выдвигной задней стенкой (8) выталкивает грунт из ковша (2).

Выгруженный грунт планируется (разравнивается) ножевой системой (9) по всей ширине ковша (2), а не по ширине совкового режущего органа (14), что существенно улучшает планирующие способности заявляемой конструкции ковша (2) скрепера. Улучшению процесса очистки составной передней заслонки (3) от залипшего грунта способствует открывание и закрывание наружной части (4) передней заслонки (3) приводом (16).

После завершения выгрузки грунта оператор переводит ковш (2) в транспортное положение (рис. 1), опуская приводом (10) составную переднюю заслонку (3) в крайнее нижнее положение. При этом внутренние стороны левой (11) и правой (12) частей (рис. 5) внутренней части (5) составной передней заслонки (3) закрывают переднюю часть ковша (2) обычным образом, оставляя небольшой зазор между ножевой системой (9). Одновременно совковый режущий орган (14) тыльной стороной очищает ножевую систему (9) от остатков грунта. Его опорные элементы (17) (рис. 6) при полном срабатывании привода 10 контактируют с очищенной от грунта поверхностью ножевой системы, передавая на нее усилие привода, которое должно быть достаточным для того, чтобы при копании совковый режущий орган был способен воспринимать усилие резания[6].

Для копания полной шириной ковша 2 (ножевая система 9 рис. 4) оператор приводом 10 поднимает составную переднюю заслонку 3 на высоту h_k , необходимую для заполнения ковша 2. Далее цикл повторяется обычным образом.

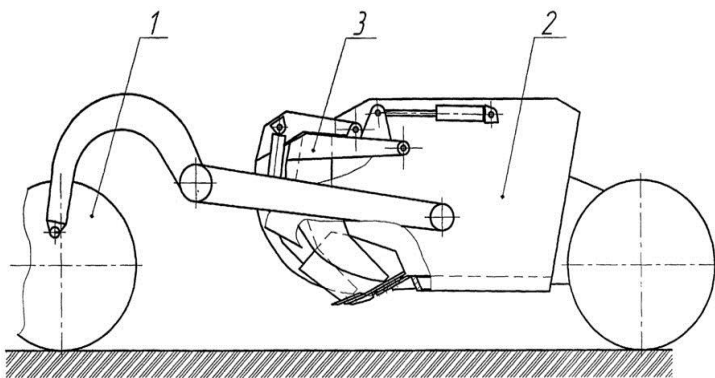


Рис.1. Скрепер с комбинированной ножевой системой

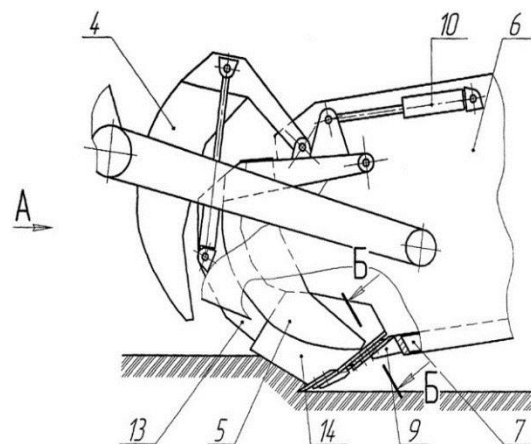


Рис.2 Копание совковым режущим органом

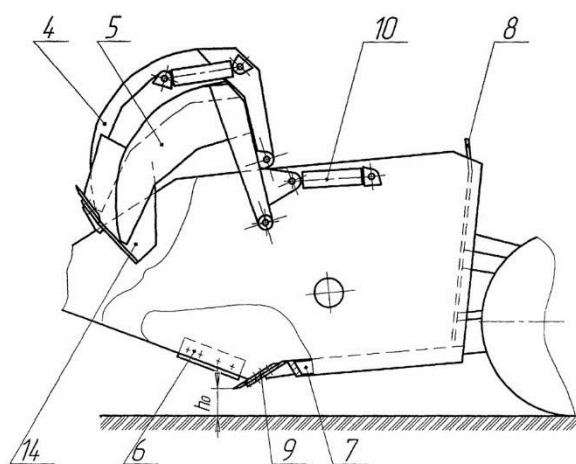


Рис.3 Разгрузка ковша

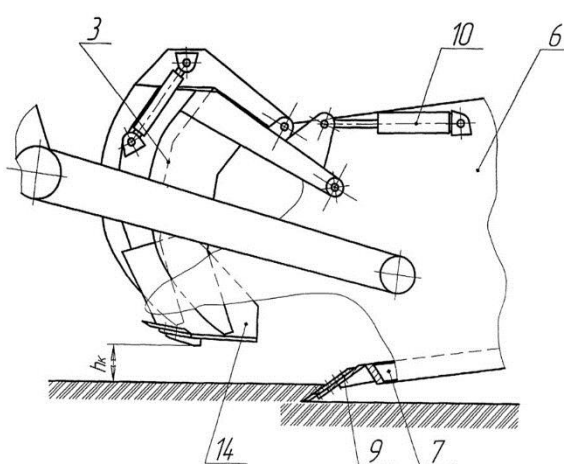


Рис.4 Копание полной шириной

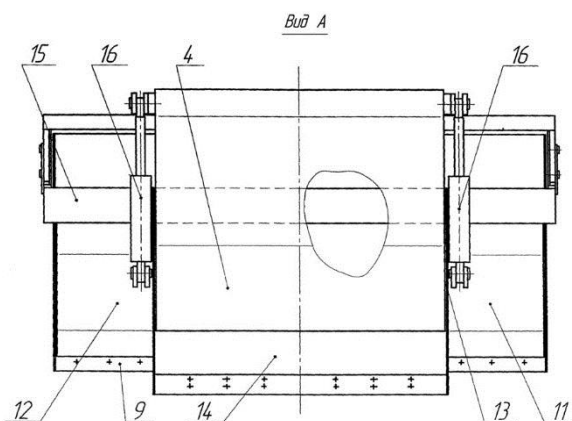


Рис.5 Внутренние стороны левой и правой внутренней части составной передней заслонки

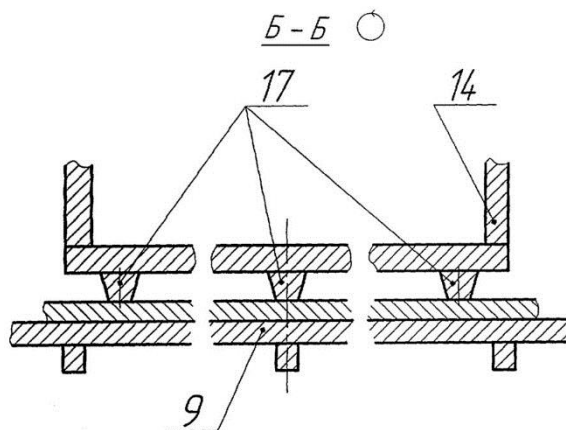


Рис.6 Опорные элементы

Предлагаемый ковш скрепера, позволяет разрабатывать грунт как полной, так и уменьшенной шириной резания и сохраняет высокие планирующие качества, не свойственные совковому режущему органу, обеспечивая снижение энергоемкости копания при высоком качестве забоя и отвала.

Комбинированная ножевая система позволяет расширить способы разработки грунта. С ее помощью можно разрабатывать грунт:

- полной шириной ковша на грунтах малой и средней прочности в целях сокращения пути заполнения ковша;
- совковым режущим органом в грунтах прочных и плотных без предварительного рыхления;
- сначала полной шириной ковша, а завершающую часть копания выполнить совковым режущим органом в грунтах средней прочности для интенсификации заполнения ковша;
- в условиях наименее энергоемкости свободного разрезания, когда сначала совковым режущим органом выполняют две параллельные выемки с расстоянием между ними меньше ширины ковша, а затем оставшийся между ними массив грунта разрабатывают полной шириной ковша при свободном резании.

Таким образом, при исследовании ковша скрепера у которого совковый режущий орган смонтирован на передней заслонке, имеющий привод, конструкции под названием «Комбинированная ножевая система», можно сделать вывод, что при разнообразных способах разработки грунта комбинированная ножевая система обеспечивает ровный профиль забоя самостоятельно, без привлечения дополнительных машин, что с экономической точки зрения является оптимальным решением при разработке грунта и проведении работ с ним. Также преимуществом агрегатной установке является возможность

разработки значительной части грунта в условиях наименее энергоемкого свободного резания.

Однако при изучении технических характеристик справедливо заметить, что недостатком такой комбинированной ножевой системы является просыпание набранного в ковш грунта (особенно в начальной стадии заполнения) через зазоры между боковыми стенками ковша, ступенчатой ножевой системой ковша и забоем.

Литература:

1. Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А. и др. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1979 – с.275. СССР, № 444879, М кл. E02f 3/64. Заявл. 22.03.72 № 1762089/29-14, опубл. 30.09.74. Бюл. № 36.
2. Борисенков В.А., Кацин В.А. Исследование скрепера с совковым режущим органом. Журнал «Транспортное строительство», №12, 1972 - с. 50-51.
3. Нилов В.А., Федоров Е.В. Комбинированная ножевая система скрепера // Строительные и дорожные машины. - 2015. - №4 - с. 13-15.
4. Пат. 2467129 Российской Федерации, МПК E02F 3/64. Ковш скрепера / Нилов В.А., Летуновский К.П., Бударин Р.Э., Нилова В.И.; Заявитель и патентообладатель Воронежский государственный технический университет. №2010102451/03; заявл. 25.01.2010; опубл. 20.11.2012, Бюл. №32. 6 с.
5. Федоров Е.В. Обоснование применения комбинированной ножевой системы и усовершенствованного прицепного устройства скрепера. Авто реферат диссертации. Воронеж. 2016. - С. 56-60

Combined knife system as an optimal system in the design of scraper units

Ivankov E.A.

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia
Zhenya-Ivankov@yandex.ru

Key words: knife system, combined knife system, scraper, metal construction.

In this paper, the author studied the issues of studying the metal structure of the combined knife scraper system, as well as the issue of improving the performance of the scraper unit by applying a combined knife system and an improved trailer device. The necessity of using the combined knife system as the most optimal and structurally correct knife system of the scraper, its perfection of use before the standard knife system is established. In addition, the author made an analysis of the main existing structures of scraper units and justified the relevance of the use of a combined knife scraper system when developing the soil. Also, in the process of researching various combined knife systems, the optimal design of the combined knife system was revealed, which provides the possibility of developing the soil with both full and reduced digging width with a minimum energy intensity of digging.

Улучшение процесса проведения измерений на примере спектрального анализа масел двигателями установками МФС

Козлова А.Д.^a, Кривоносова Ю.В.^b, Шалыгин М.Г.^c

Брянский государственный технический университет, бул. 50 лет Октября, 7, г. Брянск, Россия

^a wwwgel1496@mail.ru, ^b yulechka-00@inbox.ru, ^c migshalygin@yandex.ru

Ключевые слова: спектрометрический прибор, многоканальный фотоэлектрический спектрометр, спектральный анализ масла, диагностика двигателя, полихроматор.

В данной статье решается задача применения спектрального анализа масел двигателя установками многоканального фотоэлектронного спектрометра МФС, ставится вопрос об актуальности проведения анализа масел данным методом, а также: рассматривается описание компьютерной фотоэлектрической установки МФС-7, с какой целью применяется данная установка и принцип ее работы; приведено краткое описание использования метода эмиссионного спектрального анализа масел двигателя; представлена технология диагностирования технического состояния двигателя по параметрам работавшего масла; рассматривается перечень основных диагностических параметров состояния автомобильного двигателя, осредненных предельных значений параметров и их неисправностей; приведена основная номенклатура различных национальных стандартов (ГОСТ) и руководящих документов (РД) для диагностики и прогнозирования остаточного ресурса с помощью метода спектрального анализа масла.

Введение Метрологическое обеспечение на предприятии играет одну из ключевых ролей при формировании качества продукции. Улучшение процесса проведения измерений позволит повысить эффективность метрологической службы предприятия и выпускаемой продукции в целом [1]. На сегодняшний день повышению качества метрологического обеспечения посвящено множество работ. Однако, в области улучшения процесса измерения, все они могут быть обобщены двумя критериями – четкое соблюдение требований ГОСТов и выполнение рекомендаций по поверкам средств измерений [2]. Таким образом, совершенствование процесса измерений является актуальной задачей.

Методы исследования При диагностике свойств работавшего масла двигателями методом спектрального анализа применяются многоканальные эмиссионные спектрометры МФС, который играет значительную роль при контроле состояния двигателей на производствах [3]. Для определения параметров работавшего масла двигателями используются современные спектрометрические приборы МФС-7. Данные приборы применяются для анализа масел различной вязкости (моторные, трансмиссионные и др.). Анализ пробы масел осуществляется дисковым электродом, который в ходе вращения захватывает слой масла из ванночки и подает его в зону разряда, в которой осуществляется сгорание продуктов износа [4]. Молекулы плазменной дуги при высоких температурах распадаются на атомы, вследствие чего атомы продуктов износа переходят в возбужденное состояние и испускают излучения различной длины волн аналитических линий контролируемых элементов [5]. Данные излучения преобразуются в спектр, выделяющий в дальнейшем чувствительные спектральные линии определяемых элементов, которые зеркалами направляются на фотоэлементы. Каждый элемент излучает конкретный спектр. Сила фототока пропорциональна интенсивности спектральной линии и концентрации элемента в пробе.

Результаты и обсуждение В установках МФС-7 (многоканальный фотоэлектрический спектрометр) (рис.1) применяется метод эмиссионного спектрального анализа рассматриваемого вещества, в соответствии с которым вещество нагревается до температуры $> 1000^{\circ}\text{C}$. В ходе анализа нагретая и частично ионизированная плазма, которая проводит электрический ток, выделяет электромагнитные колебания в оптическом диапазоне спектра. Все элементы содержат установленный линейчатый спектр излучения, по которому определяется химический состав исследуемого вещества.

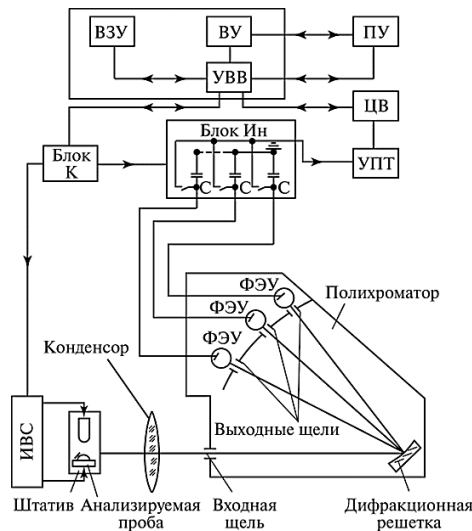


Рис.1 Компьютерная фотоэлектрическая установка МФС-7:

- ИВС — источник возбуждения спектра; блок К — блок контроллера;
 ВЗУ — внешнее запоминающее устройство; ВУ — вычислительное устройство;
 УВВ — устройство ввода-вывода; ПУ — печатающее устройство;
 ЦВ — цифровой вольтметр; УПТ — усилитель постоянного тока;
 ФЭУ — фотоэлектронный умножитель; С — емкость интегрирующего конденсатора

Специализированные полихроматоры регистрируют и обрабатывают сигналы спектральных линий с помощью фотоэлектронных приемников излучения и ЭВМ. Входная и выходные щели, а также дифракционная решетка (радиус кривизны и количество штрихов 1800 на 1 мм) располагаются на круге Роуланда.

Спектрометр, благодаря интенсивности аналитических спектральных линий и мощности излучения плазмы, которые взаимосвязаны с концентрацией элементов пробы, определяет качественный и количественный состав вещества.

Погруженный в ванночку с маслом вращающийся угольный диск подает пробу анализируемого масла, а также подставным электродом является установленный в штативе угольный стержень. Через конденсор на входную щель полихроматора с вогнутой дифракционной решеткой, разлагающей излучение в спектр, попадает излучение разряда, а аналитические линии спектра выделяются выходными щелями полихроматора. Затем на фотокатод соответствующего фотоэлектронного умножителя, в анодной цепи которого протекает ток, следуют выделенные потоки излучения.

Для усреднения спектро-аналитических сигналов за определенный промежуток времени предусмотрено накопление (интегрирование) зарядов на конденсаторах с емкостью С, входящие в анодные цепи фотоэлектронного умножителя. Напряжение заряжаемых конденсаторов пропорционально усредненным значениям интенсивностей аналитических линий.

По окончании выделенного времени интегрирования Т по специализированной программе управления проводится опрос конденсаторов, подключая их к усилителю постоянного тока (УПТ). Цифровой вольтметр преобразует аналоговый сигнал в цифровой, который затем в двоично-десятичном коде подается в устройство ввода-вывода, а затем

после соответствующего преобразования подается в вычислительное устройство (ВУ). В данном ВУ по определенной программе производится с помощью печатающего устройства обработка сигналов и распечатка результатов. Результаты статистической обработки выводятся на печатающем устройстве. К результатам обработки относятся: среднее значение, абсолютное и относительное среднее квадратическое отклонение результатов измерений.

Оператор может задавать режим работы установки, автоматически включать источник возбуждения спектра, выбирать программу включения и выключения каналов анализируемых элементов, вид регистрации и объем выборки единичных измерений в режиме диалога с ВУ. Время обследования вещества вычисляется программным способом с помощью тактового генератора ВУ.

Примерная технология анализа технического состояния двигателя по параметрам работавшего масла представлена на рис. 2. Данная установка позволяет анализировать 50-60 проб за смену и обслуживать несколько автотранспортных производств (до 1200 автомобилей). Периодичность диагностирования масла соответствует периодичности Д-2.

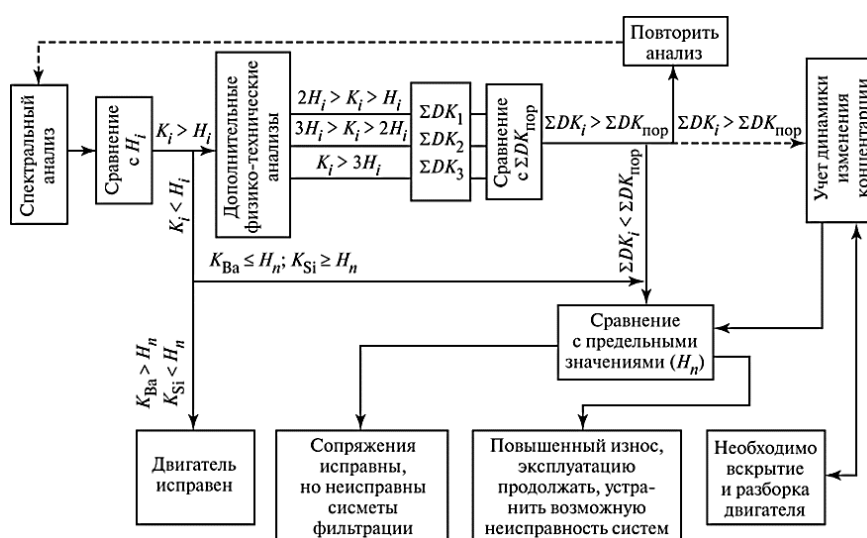


Рис.2 Технологическая схема анализа двигателей:

K_i — концентрация продуктов износа; H_i — контрольное содержание в масле продуктов износа;
 K_{Si} — концентрация кремния; K_{Ba} — концентрация бария; $\Sigma DK_{пор}$ — пороговая сумма
 диагностических коэффициентов для установленного уровня значимости;
 H_n — контрольные и предельные значения отдельных параметров состояния масла и систем
 движения; ΣDK_i — сумма соответствующих диагностических коэффициентов для определенного
 повышения нормы содержания продуктов износа

Необходимо правильно установить точку отбора пробы для экспрессного количественного спектрального анализа масла. Допустимый уровень концентрации элементов—индикаторов износа в масле зависит от конструкции двигателей и свойств применяемого масла. По экспериментальным данным предельное содержание отдельных элементов в картерном масле карбюраторного двигателя изменяется в пределах 5-30 мг/кг.

В таблице 1 представлена номенклатура основных диагностических параметров состояния автомобильного двигателя, осредненных предельных значений параметров и неисправностей.

Методом спектрального анализа диагностика и прогнозирование остаточного ресурса осуществляется на основе различных национальных стандартов и руководящих документов, к ним относятся:

1. ГОСТ 20759-75 «Дизели тепловозов. Техническое диагностирование и прогнозирование остаточного ресурса методом спектрального анализа масла. Общие положения».

2. РД 37.001.002-82 «Метод спектрального определения продуктов износа автомобильных двигателей и некоторых элементов присадок к маслам в отложениях на деталях и фильтрах».

3. РД 37.001.004-82 «Метод спектрального определения продуктов износа деталей автомобильных двигателей в работающих маслах».

4. РД 37.001.019-84 «Методика диагностирования технического состояния автомобильных дизельных двигателей по показателям работающего масла».

Таблица 1

Неисправности и диагностические параметры по двигателю

№ п/п	Диагностический параметр	Неисправность	Предельное значение параметра
1	Железо	Повышенные и аварийные износы гильз цилиндров, шеек коленвала, подшипников качения, зубьев шестерен	0,005
2	Алюминий	Повышенные и аварийные износы поршней (задиры ЦПГ) и сталеалюминиевых вкладышей	0,002
3	Свинец, медь, олово	Повышенные и аварийные износы подшипников скольжения (вкладыш коленвала, втулки шатунов и др.)	0,0015
4	Хром, молибден	Повышенные и аварийные износы поршневых колец	0,0005
5	Повышенное содержание кремния	Неисправность (негерметичность) системы фильтрации воздуха, негерметичность воздушных трактов, системы вентиляции картера	0,002

Выводы. По результатам работы, описанной в данной статье, следует отметить что проведение спектрального анализа масел двигателя установками МФС является актуальным при диагностировании на ранней стадии неисправностей двигателя с маслом. Приведенная методика позволит значительно улучшить процесс измерений и повысить его эффективность.

Литература:

1. Шалыгин М.Г., Вавилин Я.А. Автоматизация измерений, контроля и испытаний: Учебное пособие. – СПб.: Издательство «Лань», 2019, – 172 с.
2. Горленко О.А., Мирошников В.В., Борбаць Н.М. Управление качеством в производственно-технологических системах: Учебник для вузов. – Брянск: БГТУ, 2009. – 312 с.
3. Мигаль В. Д., Мигаль В.П. Методы технической диагностики автомобилей: учеб. пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА – М, 2018. – 417 с.
4. Осис Я.Я. Диагностирование на граф-моделях. — М.: Изд-во «Транспорт», 1991. — 315 с.
5. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Техническая кибернетика транспорта: учеб. пособие. — Х.: Изд-во ХГАДТУ, 2001. — 271 с.

Improvement of the measurement process on the example of spectral analysis of engine oils by MFS units

Kozlov A.D.^a, Krivonosov, Yu. V.^b, Shalygin M.G.^c

Bryansk State Technical University, bul. 50 years of October, 7, Bryansk, Russia

^a wwwgel1496@mail.ru, ^b yulechka-00@inbox.ru, ^c migshalygin@yandex.ru

Keywords: spectrometric device, multichannel photoelectric spectrometer, oil spectral analysis, engine diagnostics, polychromator.

In this article the problem of application of spectral analysis of engine oils by installations of multichannel photoelectron spectrometer MFS is solved, the question of relevance of carrying out the analysis of oils by this method is raised, and also: the description of the computer photovoltaic installation MFS-7 is considered, for what purpose this installation and the principle of its work is applied; the short description of use of a method of emission spectral analysis of engine oils is given; the technology of diagnostics of a technical condition of the engine on parameters of the working oil is presented; the list of the main diagnostic parameters of the condition of the automobile engine, averaged limit values of parameters and their malfunctions is considered; the basic nomenclature of various national standards (GOST) and the guiding documents (RD) for diagnostics and forecasting of a residual resource by means of a method of the spectral analysis of oil is given.

УДК 621.225.2

Анализ конструкции гидроцилиндров рабочего оборудования дорожных, строительных машин

Карпов А.С.^a, Давтян С.М.^b, Жмуров В.В.^c

Братский Государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
amrstie@mail.ru, sur1k96r10@gmail.com, vladimir_zhmyrov@mail.ru

Ключевые слова: гидроцилиндр, гидравлика, диагностика, гидродроссель, гидроклапан, давление

В данной статье рассмотрены характеристики гидроцилиндров и их разновидности, приведена их классификация по типу действия устройств, так же рассмотрена параллельная и последовательная работа гидроцилиндра.

Гидроцилиндры - это довольно распространенные механизмы, которые используются во всех видах спецтехники (экскаваторы, автокраны, бульдозеры, автовышки, краны, манипуляторы, бетононасосы, погрузчики, компрессоры, самосвалы, гидромолоты, грейдеры и др.). Гидроцилиндр по принципу действия похож на пневмоцилиндр, только вместо воздуха в гидроцилиндрах движущей силой становится жидкость - вода или масло.

Гидроцилиндры бывают двух типов действия – односторонние и двухсторонние. Односторонние цилиндры могут работать только в одном направлении. В движение они приводятся с помощью возрастающего давления рабочей жидкости в полости цилиндра. В начальное же положение они возвращаются с помощью работы пружины. Что касается двухсторонних поршней, то они мощнее односторонних, так как при приведении гидроцилиндра в действие ему не нужно преодолевать возвратную силу пружины. Кроме того, двухсторонние гидроцилиндры могут работать в двух направлениях.

Так же существуют телескопические гидроцилиндры. Они необходимы для того, чтобы при небольшом размере самого цилиндра обеспечить большой ход поршневого штока, что необходимо для работы кранов различного назначения. Цилиндры данного типа также используются в грузовых машинах для поднятия кузовной части автомобиля [1, 2].

Характеристики гидроцилиндров и их разновидности

Гидроцилиндры являются важной высоконагруженной частью механизмов, применяемой при производстве станков, гидропрессов, специального оборудования, а также огромного количество спецтехники (экскаваторов, погрузчиков, тракторов, всевозможных подъемных устройств и механизмов).

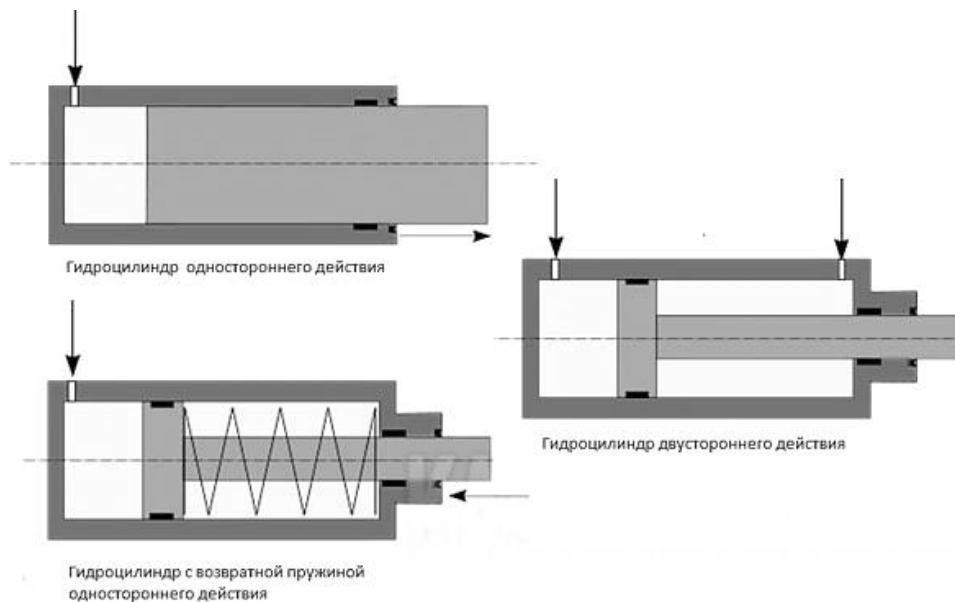


Рис.1 Пример гидроцилиндров разных типов действия

Также использование гидроцилиндров является относительно безопасным и осуществляется достаточно просто. Производимые поршнем движения по возвратно-поступательной траектории, дают возможность осуществлять передачу усилия в нужном направлении. В основе этого процесса лежит принцип гидростатического воздействия столба жидкости на шток гидроцилиндра. Поэтому использование различных видов гидроцилиндров имеет большую распространенность. В свою очередь проектировщики пытаются постоянно дорабатывать и усовершенствовать гидроцилиндры под возникающие задачи.

Классификация гидроцилиндров логично возникает из особенностей конструкции самого устройства, в результате которой все гидроцилиндры делятся на односторонние и двухсторонние. Отличие односторонних от двухсторонних гидроцилиндров состоит в том, что обратный ход штока гидроцилиндра происходит благодаря влиянию наружного приводимого усилия, а двухсторонние имеют рабочий ход в обе стороны.

Также классификация гидроцилиндров возможна по типу действия устройств. При этом можно выделить основные - телескопические, поворотные и поршневые гидроцилиндры. Поворотные гидроцилиндры применяются тогда, когда необходимо произвести деформацию некоторого оборудования, поршневые с действием двухстороннего типа часто применяют в приводах различной спецтехники [3, 4].

Очень часто при производстве спецтехники используют телескопические цилиндры, которые могут содержать от двух и более вложенных отдельных цилиндров. Такие гидроцилиндры применяют силовой принцип, так что общий ход штоков превосходит длину самого корпуса цилиндра. В основном силовые телескопические цилиндры используют при производстве автокранов.

Важным параметром при выборе гидроцилиндра является (номинальное) давление, ход и диаметр штока и поршня. основополагающим фактором, конечно, является сама номинальная мощность гидроцилиндра, а диаметр поршня и штока характеризуют рабочее усилие, совершаемое устройством [5].

Последовательная и параллельная работа гидроцилиндров

Схема последовательной работы гидроцилиндров показана на Рис.3а. Гидроцилиндр 1 получает питание от насоса 4. В полость гидроцилиндра 2 рабочая жидкость не попадает, так как в линию этого гидроцилиндра включен переливной гидроклапан 3, перекрывающий ее при рабочем давлении в гидроцилиндре 1. Когда поршень гидроцилиндра достигает крайнего положения, давление в напорной гидролинии возрастает и переливной гидроклапан откроет линию гидроцилиндра 2.

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	плунжерный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	

Рис.2 Классификация гидроцилиндров по типу действия устройств

При параллельной работе от одного насоса гидроцилиндры будут оказывать влияние друг на друга, поэтому принимают специальные меры, чтобы избежать этого. Так, в схеме, показанной на Рис.3б, гидроцилиндры будут работать не параллельно, а последовательно. Сначала будет работать цилиндр с меньшей нагрузкой. В напорной гидролинии установившееся давление будет недостаточно для перемещения более нагруженного поршня. Только после того, как поршень менее нагруженного цилиндра придет в крайнее положение, давление в системе увеличится и начнет работать другой цилиндр. Для обеспечения параллельной работы в линию питания гидроцилиндра с пониженной нагрузкой устанавливают гидродроссель (Рис.3в).

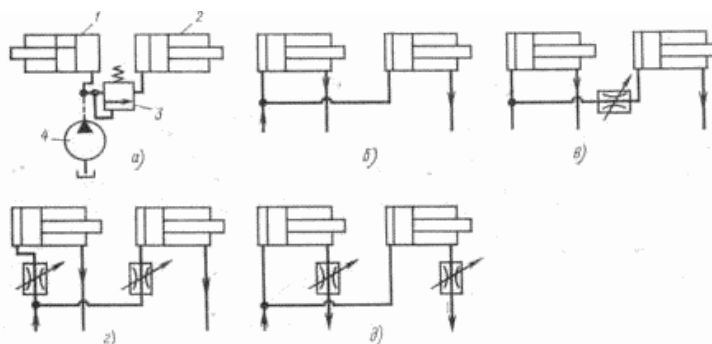


Рис.3 Схемы с последовательным и параллельным соединением гидроцилиндров

Для обеспечения параллельной работы гидроцилиндров, совершающих независимо друг от друга рабочие и холостые ходы, необходима установка двух гидродросселей, так как в линии каждого гидроцилиндра периодически оказывается пониженное давление.

Гидродроссели могут быть установлены как в напорной гидролинии, так и в сливной (Рис.3г, 3д). Для обеспечения синхронной работы двух или нескольких гидроцилиндров применяют механические синхронизирующие устройства или специальные устройства — гидроклапаны соотношения расходов (Рис.4). Рассмотрим принцип действия этих гидроклапанов. Через подсоединительное отверстие 1 жидкость из напорной гидролинии через кольцевые щели 2 направляется к отверстиям 3 и 4 и к гидродвигателям. Полости делителя, расположенные между торцами плунжера 5 и корпусом, через каналы в плунжере соединены с противоположными кольцевыми щелями. При равенстве расходов и давлений жидкости в питаемых гидролиниях (синхронное движение приводимых механизмов) плунжер гидравлически уравновешен. Если сопротивление на одном из двигателей повышается, и давление жидкости в его гидролинии. Поток жидкости уменьшается. При этом увеличивается давление жидкости на противоположный торец плунжера. Плунжер

сместится, перекрывая канал в гидрочинии другого гидродвигателя, пропорционально уменьшая поток жидкости и скорость его движения. Синхронность движения гидродвигателей сохраняется [6, 7].

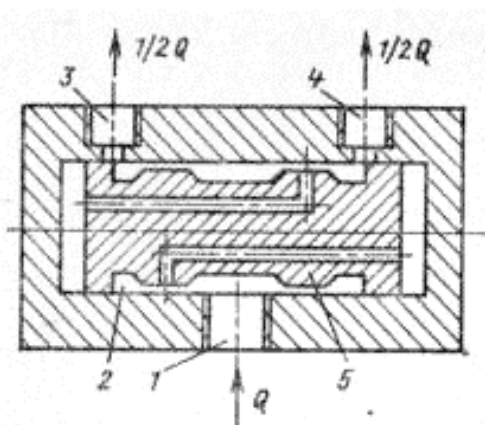


Рис.4 Гидроклапан соотношение расходов

Рассмотрев параллельное и последовательное соединения гидроцилиндров можно заметить суммирование рабочего усилия при параллельной работе, что позволяет повысить производительность машины и повысить надежность привода.

Литература:

1. Кобзов Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Деп. В МАШМИР. № 2. 59 с.
2. Кобзов Д. Ю., Тарасов В. А., Трофимов А. А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. БрГТУ в ВИНТИ № 3552–1399. 108 с.
3. Ереско С. П. Система управления надёжностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин : дис. д-ра техн. наук : 05.02.02. Красноярск, 2003. 425 с. 4
4. Жмуров В.В., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю. Средства для диагностирования гидроцилиндров // Решетневские чтения. 2015. № 19. С. 326-328.
5. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Губанов В.Г., Лханаг Д., Плеханов В.Г.Н., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю., Трофимов А.А. Уточнённая классификация гидроцилиндров // Механики XXI века. 2017. № 16. С. 354-361.
6. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Жмуров В.В., Китаев А.С. Условия эксплуатации гидроцилиндров ДСМ // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 37-40.
7. Жмуров В.В., Черезов С.А., Плешивцева С.В., Кобзов Д.Ю. О модернизации гидроцилиндров в машиностроении // Механики XXI века. 2004. № 3. С. 52-61.

Analysis of the design of hydraulic cylinders of the working equipment of road, construction machines

Karpov A.S.^a, Davtyan S.M.^b, Zhmurov V.V.^c

Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, Russia

^amrstie@mail.ru, ^bsur1k96r10@gmail.com, ^cvladimir_zhmyrov@mail.ru

Keywords: hydraulic cylinder, hydraulics, diagnostics, hydraulic throttle, hydraulic valve, pressure

In this article, the characteristics of hydraulic cylinders and their varieties are considered, their classification by type of device operation is given, and the parallel and sequential operation of the hydraulic cylinder is also considered.

Анализ стендов для диагностики гидроцилиндров

С.М. Давтян.^а, А.С.Карпов.^б, Жмуров В.В.^с

Братский Государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аsur1k96r10@gmail.com, ^бmrstie@mail.ru, ^сvladimir_zhmyrov@mail.ru

Ключевые слова: гидроцилиндр, стенд, гидравлика, устройство стендов, основные требования к конструкции стенда.

Применение модернизированного стенда позволяет повысить качество ресурсных испытаний и точность диагностирования, автоматически строить графики нагружения, перемещения и угла поворота испытуемого гидроцилиндра, проводить испытания широкой номенклатуры гидроцилиндров одно- и двустороннего действия и тем самым снизить затраты на диагностику и ремонт гидроцилиндров

Конструктивные особенности и специфика эксплуатации гидрооборудования требует больших затрат на техническое обслуживание и ремонт гидравлических машин. Более 40% простоев машин связаны с техническими неисправностями гидросистемы, на долю гидроцилиндров приходится до 30% всех отказов гидросистемы.

Стенды рассчитаны на диагностирование сборочных единиц рабочего гидропривода, демонтированных с машины. Подавляющее большинство схем, используемых в конструкциях существующих стендов, является вариантами схемы, описанной в ГОСТ 18464-96 [1].

Основные требования, предъявляемые к конструкции стенда для диагностики гидроцилиндров:

1. Стенд должен быть универсальным, охватывающим весь диапазон типоразмеров гидроцилиндров, установленных на машинах, эксплуатируемых в управлениях механизации.

2. На стенде могут производиться в соответствии с ГОСТ 18464-96 следующие виды испытаний:

- проверка функционирования;
- проверка давления начала страгивания;
- проверка давления холостого хода;
- проверка прочности и наружной герметичности;
- проверка утечек рабочей жидкости через уплотнение штока;
- проверка внутренних утечек;

3. Кроме того, универсальность должна обеспечиваться максимальным охватом операций технического обслуживания и ремонта гидроцилиндров, выполняемых в условиях ремонтно-эксплуатационной базы.

В связи с этим на стенде следует предусмотреть выполнение следующих операций:

- промывка гидроцилиндров с очистной жидкости;
- заполнение цилиндра жидкостью и удаление жидкости из него;
- разборка и сборка гидроцилиндров;
- опрессовка гидроцилиндров;
- определение технического состояния уплотнителей подвижных соединений;
- определение эксплуатационных повреждений, связанных с уплотнением поверхности;
- определение состояния центрирующих деталей (втулки и поршней);
- определение технического состояния штока.

4. В конструкции стенда следует принимать гидроэлементы экономичные.
5. В конструкции стенда должно быть предусмотрено реверсирование движения при ручном управлении при заполнении и удалении жидкости из полостей цилиндра, при опрессовке и разбора - сборочных работах, а также возвратно – поступательное движение.
6. В комплект стенда должны быть включены приспособления для определения технического состояния поверхностей деталей, сопряженных с уплотнителями гидроцилиндров.
7. Конструкция стенда должна быть доступна для изготовления в условиях ремонтно–эксплуатационной базы.
8. Диагностирование гидроцилиндров следует проводить по методу, обеспечивающему точность, глубину, удобство и быстроту технического обслуживания.

Общее устройство стендов [2-4]

Стенды выполнены как пространственная металлоконструкция, собираемая из нескольких (например, из трех, или четырех 3-х метровых секций) в зависимости от длины ремонтных гидроцилиндров, причем две секции усиленные для восприятия крутящего момента, возникающего при откручивании или закручивании гайки крепления поршня на штоке РГЦ при использовании гайковерта, остальные – облегченные.

Секции рамы соединены между собой болтовыми соединениями. На боковых стенках секций, в квадратных трубах, имеются отверстия с шагом 250 мм для пальцев, фиксирующих узлы стенда на раме. Внутри усиленных секций размещены два поддона для слива пролившейся РЖ.

Для очистки поддонов от РЖ имеются шаровые краны, поддоны снабжены роликами для монтажа и демонтажа на раме.

Стенды оснащаются:

- подвижным регулируемым опорным элементом штока (вертикальная регулировка, поперечная регулировка) и неподвижным опорным силовым элементом, фиксирующим проушину штока гидроцилиндра;
- подвижными регулируемыми опорными элементами для укладки гильзы гидроцилиндра (поперечная регулировка, вертикальная регулировка) и ее продольного перемещения вдоль рамы стенда при разборке и сборке гидроцилиндра. Предусмотрена фиксация гильзы на опорном элементе прижатием грузовым ремнем или цепью;
- съемным гидрогайковертом для откручивания и закручивания буксы гидроцилиндра и гайки крепления поршня;
- съемным захватом для откручивания буксы гидроцилиндра;
- захватом проушины гильзы гидроцилиндра при откручивании буксы;
- концевой подвижной опорой проушины гильзы ремонтного гидроцилиндра с гидравлическим приводом перемещения по раме стенда, обеспечивающим процесс разборки-сборки гидроцилиндра;
- электроприводной насосной станцией, предназначенной для питания рабочей жидкостью гидрогайковерта и технологического гидроцилиндра привода концевой подвижной опоры гильзы ремонтного гидроцилиндра.

Размещение узлов стенда при операции откручивания буксы РГЦ

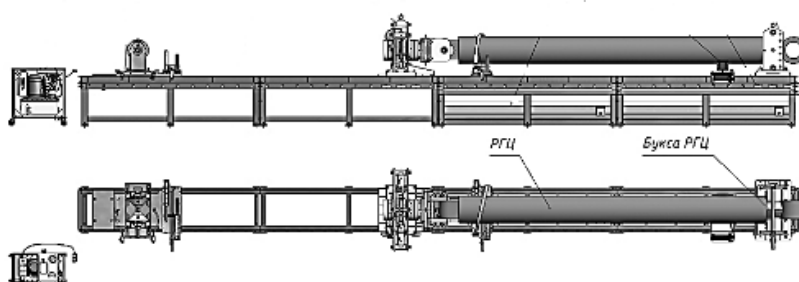


Рис.1 Размещение узлов стенда при операции откручивания буксы РГЦ

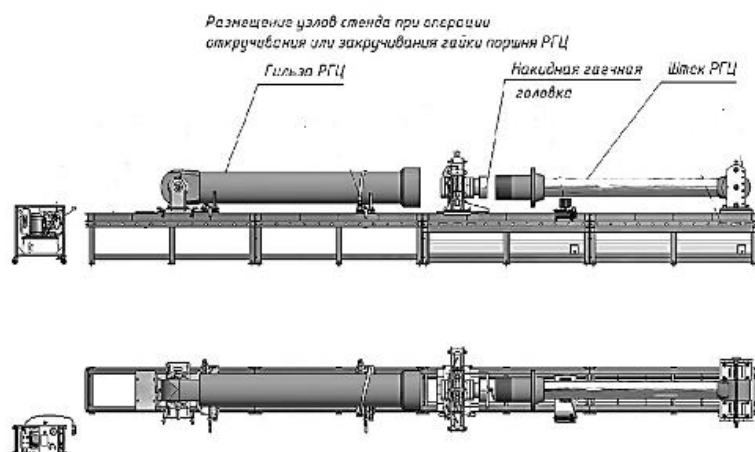


Рис.2 Размещение узлов станда операции откручивания или закручивания гайки поршня РГЦ

Возможно выполнение испытаний собранного гидроцилиндра на холостом ходу при оснащении стандов специальной насосной станцией [5].

Стенд для испытания гидроцилиндров [6,7] позволяет проводить ресурсные испытания гидроцилиндров привода стрелы, рукояти и ковша с расположением испытуемых гидроцилиндров близко к реальному.

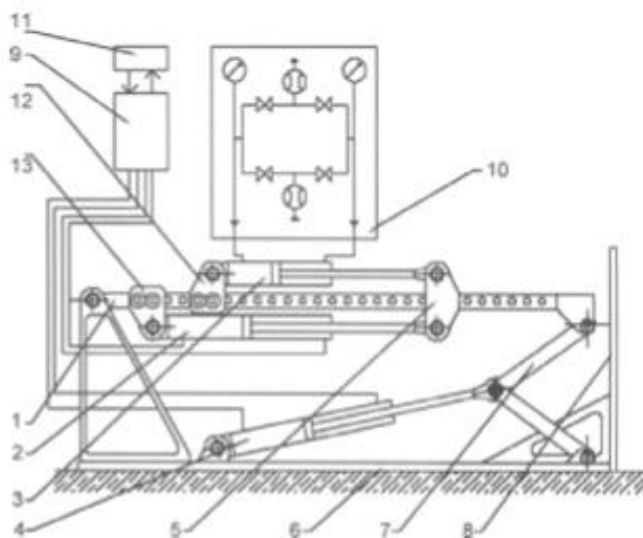


Рис.3. Испытания гидроцилиндров на герметичность уплотнительных узлов

Стенд для ресурсных испытаний гидроцилиндров (см. рисунок) состоит из рамы 6, на которой шарнирно закреплена качающаяся балка 1 с установленными гидроцилиндрами: 2 – приводным и 3 – испытуемым. Гидроцилиндры с помощью кареток 12 и 13 неподвижно закреплены на балке, а передача движения от приводного гидроцилиндра к испытуемому осуществляется через подвижную каретку 5. Конструкция балки предусматривает возможность испытания гидроцилиндров различных типоразмеров. Изменение угла положения гидроцилиндра достигается перемещением штока гидроцилиндра 4 и тяг 7. Задание параметров циклов осуществляется применением контрольно-задающего блока 11, который передает сигнал на насосные блоки приводных и испытуемого гидроцилиндров. Для задания параметров рабочего цикла гидроцилиндра используются известные реальные значения ходов штоков и скоростей перемещения и усилий, взятые из известных

осциллограмм. Для испытания на герметичность (см. рисунок) к испытуемому гидроцилиндру присоединяется диагностическое устройство 10.[5-8]

Выше предложенный стенд позволит повысить качество и точность диагностирования, автоматически осуществлять построения графиков нагружения, перемещения и угла поворота испытуемого гидроцилиндра, проводить испытания широкой номенклатуры штоковых гидроцилиндров одно- и двустороннего действия большого типоразмера и тем самым снизить затраты на диагностику и ремонт гидроцилиндров.

В статье проведён анализ системы технического обслуживания и ремонта строительных и дорожных машин, определены пути её совершенствования посредством внедрения технического диагностирования в процесс технического обслуживания и ремонта машин с гидроприводом.

Литература:

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Деп. В МАШМИР. № 2. 59 с.
2. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. БрГТУ в ВИНТИ № 3552–1399. 108 с.
3. Ереско С.П. Система управления надёжностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин : дис. д-ра техн. наук : 05.02.02. Красноярск, 2003. 425 с.
4. Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 5. Техническая диагностика: монография / Братск. гос. ун-т. Братск, 2011. 119 с.: ил. Библиогр. 130 назв. рус. Деп. в ВИНТИ, 21.07.2011, № 360-В2011 / Библиографический указатель ВИНТИ «Депонированные научные работы». 2011. № 9.
5. Ереско С.П. Математическое моделирование, автоматизация проектирования и конструирование уплотнений подвижных соединений механических систем: монография. М.: Изд-во ИАП РАН, 2003. 156 с.
6. Патент СССР 585321, Стенд для испытания гидроцилиндров / Егоров А.А., Суворов В.К. (Приоритет 02.03.1976).
7. Патент РФ 2168074. Стенд для ресурсных испытаний гидроцилиндров / Трофимов А.А., Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Головатюк В.В. (Приоритет от 04.06.1999).
8. Патент РФ 2498119. Стенд для ресурсных испытаний гидроцилиндров / Трофимов А.А., Кобзов Д.Ю., Жмуров В., Кулаков А.Ю. (Приоритет от 10.01.2012).

The analysis of stands for diagnostics of hydraulic cylinders

Davtyan S.M.^a, Karpov A.S.^b, Zhmurov V.V.^c

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russian Federation ^asur1k96r10@gmail.com, ^bmrstie@mail.ru, ^cvladimir_zhmyrov@mail.ru

Keywords: hydraulic cylinder, stand, hydraulics, device of stands, main requirements to a stand design.

Use of the upgraded stand allows to increase quality of resource tests and accuracy of diagnosing, to automatically build schedules of loading, movement and angle of rotation of the examinee of a hydraulic cylinder, to carry out tests of the wide nomenclature of hydraulic cylinders one - and bilateral action and by that to lower costs of diagnostics and repair of hydraulic cylinders

Аргументация альтернативности автоматизированного комплекса для обработки свежеуложенных бетонных поверхностей

Портнягина А.В.^а, Поляков В.А.^б, Фалунин В.Ф.^с, Герасимов С.Н.^д

Братский государственный университет, Макаренко 40, 665709, Братск, Россия

^аbuh-bratsk69@mail.ru, ^дsdm_gerasimov@rambler.ru.

Ключевые слова: железобетонные изделия, автоматизация и механизация процессов, отделка поверхностей.

В статье рассматривается задача внедрения автоматизированного комплекса для обработки свежеуложенных бетонных поверхностей. Железобетонные изделия изготавливают с помощью формовочного оборудования, которое отличается конструктивным многообразием. Уровень механизации и автоматизации процессов формования зависит от принятого метода производства. Основные формовочные операции по укладке и уплотнению бетонной смеси при любом методе производства железобетонных изделий выполняют специальные машины и установки. В то же время многие подготовительные и транспортные операции требуют ручного труда. Это сдерживает решение вопросов комплексной механизации и автоматизации производства железобетонных изделий, устраняющих тяжелый ручной труд и позволяющих исключить дефицит трудовых ресурсов. Положительную роль здесь призвана сыграть автоматика. Комплексная автоматизация формовочных линий на базе автоматизации отдельных операций с одновременным совершенствованием технологии производства и конструктивных решений позволяет создать высокоэффективные автоматизированные комплексы для формования железобетонных конструкций и изделий. Автоматизация процессов их производства также дает возможность решать вопросы внедрения гибких технологий и создания гибких автоматизированных линий по выпуску стеновых панелей, перегородок, панелей перекрытий и других изделий.

На заводах сборного железобетона изготавливают изделия и конструкции для жилищного, гражданского и промышленного строительства в широком ассортименте. Это многопустотные и сплошные панели перекрытий, наружных и внутренних стен, ограждений, лестничные площадки и марши, плиты различного назначения, колонны, балки перекрытий, фермы и объемные элементы.

В настоящее время в зависимости от масштабов производства и вида продукции для формования железобетонных изделий используют один из следующих методов: конвейерный, кассетный, конвейерно-кассетный, стендовый, агрегатно-поточный, вибропрокатный, центробежного проката, прессования и др.

Железобетонные изделия изготавливают с помощью формовочного оборудования, которое отличается конструктивным многообразием. Оно представляет собой комплекс машин, механизмов и агрегатов, которые в соответствии с технологическим процессом укладывают бетонную смесь, уплотняют её, заглаживают поверхность свежотформованного изделия [1]. В состав формовочных установок входит различное вспомогательное оборудование: транспортирующее устройство для подачи форм, устройства для их распалубки и др. Уровень механизации и автоматизации процессов формования зависит от принятого метода производства. Основные формовочные операции по укладке и уплотнению бетонной смеси при любом методе производства железобетонных изделий выполняют специальные машины и установки. В то же время многие подготовительные и транспортные операции требуют ручного труда. Это сдерживает решение вопросов комплексной

механизации и автоматизации производства железобетонных изделий, устраняющих тяжелый ручной труд и позволяющих исключить дефицит трудовых ресурсов. Положительную роль здесь призвана сыграть автоматика. Комплексная автоматизация формовочных линий на базе автоматизации отдельных операций с одновременным совершенствованием технологии производства и конструктивных решений позволяет создать высокоэффективные автоматизированные комплексы для формирования железобетонных конструкций и изделий. Автоматизация процессов их производства также дает возможность решать вопросы внедрения гибких технологий и создания гибких автоматизированных линий по выпуску стеновых панелей, перегородок, панелей перекрытий и других изделий.

На многих заводах сборного железобетона используются конвейерные линии для производства панелей наружных стен, панелей перекрытий, блоков стен подвалов, плоских изделий различного назначения для промышленного и гражданского строительства. Этот метод производства имеет ряд существенных преимуществ, способствующих механизации и автоматизации всех процессов. Поточный принцип организации выполнения всех операций по замкнутому циклу обеспечивает общий заданный ритм работы всех агрегатов на отдельных постах. В настоящее время конвейерное производство нуждается в совершенствовании технологии, повышении её гибкости и комплексной автоматизации. Анализ возможностей использования промышленных роботов и манипуляторов на конвейерных линиях по изготовлению железобетонных изделий показывает, что есть большая группа основных и вспомогательных операций, где применение роботов и манипуляторов экономически оправдано. К таким операциям относятся распалубка, сборка, переоснастка, чистка и смазка форм, укладка облицовочной плитки, удаление отходов производства. Это в основном ручные операции, на которых используют вспомогательные механизмы и средства малой механизации, такие, как пневмоскребок, удочка-распылитель и др. Существующие устройства механизации закрытия бортов СМЖ-453 не позволяют полностью механизировать этот процесс и имеют невысокую надежность.

Проведенные натурные обследования конвейерного производства заводов крупнопанельного домостроения, системный и технико-экономический анализ показывают, что подготовительные, заглаживающие и распалубочные операции целесообразно автоматизировать с помощью специальных автоматизированных комплексов. Внедрение автоматики на отдельных операциях ведет к повышению производительности труда и является весьма перспективным.

Современное домостроение предъявляет высокие требования к отделке поверхности изделий сборного железобетона [2]. Однако в настоящее время технология отделочных работ отличается еще низким уровнем механизации, значительно отступающим от процессов формования изделий. Большинство операций по отделке выполняется вручную, и их качество зависит от квалификации и добросовестности отделочников. На долю отделочных операций, на заводах крупнопанельного домостроения приходится до 40% трудозатрат.

В связи с этим необходимо в ближайшие годы совершенствовать и разработать новую технологию отделки панелей, создать новые высокоэффективные машины и механизмы, обеспечивающие различные виды отделки и переход на автоматизированные линии с гибкой технологией. Внедрение на заводах сборного железобетона автоматизированных линий с гибкой технологией, обеспечивающих до 6-8 видов отделки, позволяет достичь разнообразия в архитектурно-художественном оформлении жилых комплексов.

Прогрессивным направлением совершенствования отделочных операций является внедрение комплексной автоматизации и манипуляторов [3]. Это даст возможность избавиться от ручных операций на многих видах отделки, перейти к комплексной автоматизации созданию автоматизированных линий с гибкой технологией по отделке панелей на домостроительном комплексе. В связи с дальнейшим повышением заводской готовности стеновых панелей автоматизация отделочных работ приобретает первостепенное значение.

На отделочном конвейере осуществляется целая группа операций: очистка наружной поверхности от бумаги и клея, обнажение декоративного заполнителя, промывка теплой водой, перетирка наружных и внутренних откосов, установка дверных и оконных блоков и наличников, установка сливов и подоконников, окраска наружных откосов, нанесение декоративных покрытий. Для их комплексной автоматизации наиболее целесообразно иметь в составе отделочного конвейера четыре поста, оснащенных автоматизированным комплексом: очистки и доводки поверхностей, установки столярных изделий, герметизации зазоров, нанесения декоративных покрытий. Это позволяет создать гибкую технологию отделочных работ.

Литература:

1. Мамаев Л.А., Федоров В.С., Герасимов С.Н. Инновационные технологии обработки поверхностей бетонных изделий (статья). Строительные и дорожные машины. – 2010. - №3. – с.8-12
2. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н., Федоров В.С. Фарзалиев Р.М. Определение заглаживающей способности дискового рабочего органа с дополнительным круговым движением заглаживающего диска (статья) Системы Методы Технологии. - 2011. - №3(11). – с. 9-14
3. Файзов А.Х., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н. Моделирование режимов заглаживания, обеспечивающих отсутствие микродефектов бетонной поверхности. Системы методы технологии №4 (36),2017-87 (36),2017-87

The argument alternative automated complex for processing of fresh concrete surfaces

Portnyagina, V.A.^a, Polyakov V.A.^b, Polunin V.F.^c, Gerasimov S.N.^d

Bratsk State University, Makarenko st. 40, Bratsk, 665709, Russian Federation

^abuh-bratsk69@mail.ru, ^dsdm_gerasimov@rambler.ru.

Keywords: reinforced concrete products, automation and mechanization of processes, surface finishing.

The article deals with the problem of introduction of an automated complex for processing of freshly laid concrete surfaces. Reinforced concrete products are manufactured using molding equipment, which is characterized by a constructive variety. The level of mechanization and automation of molding processes depends on the adopted production method. The main molding operations on laying and compaction of concrete mix at any method of production of reinforced concrete products are carried out by special machines and installations. At the same time, many preparatory and transport operations require manual labor. This hinders the solution of issues of complex mechanization and automation of production of reinforced concrete products, eliminating heavy manual labor and eliminating the shortage of labor. Automation has a positive role to play here. The complete automation of the moulding lines on the basis of the automation of individual operations with simultaneous improvement of production technologies and design solutions helps to create highly effective automated systems for forming concrete structures and products. Automation of their production processes also makes it possible to solve the issues of introduction of flexible technologies and creation of flexible automated lines for the production of wall panels, partitions, floor panels and other products.

Utilization Survey Result of Digging and Loading Subsystem (An example of "Erdenet Mining" LLC)

Altansanaa B.

MUST, School of Technology named after Otgonbileg Sh, Erdenet city, Mongolia
altansanaa@erdenetis.edu.mn

Key words: excavator, utilization level

Mining (digging and loading) operation is performed by a complex system consisting of several machines and equipment. For excavators, as the main mining machine, they are required higher level of utilization and reliability of operation circumstance. There has been a great deal of research on the utilization and impact factors to the usage of excavators in the open pit. This survey attempts to express the opportunity to increase the level of exploitation of the excavators which are used to operating in the open pit, Erdenet Mining LLC.

Introduction

At present it is a fairly large complex processing 26 million tons of ore per year and producing around 530.0 thousand tons of copper concentrate and around 4.5 thousand tons of molybdenum concentrates annually. Today LIEBHERR-994B hydraulic excavators from Germany, chain excavators including ЭКГ-10 and ЭКГ-15 from Russia operate for the mining works and drilling machine СБШ-250 МНА-32 are used for drilling.

Survey

According to the scientific surveys to assess the exploiting of excavators that used in the open pit, *Erdenet Mining LLC*, the reasons of delay and the percentage rate in the whole dysfunction were different. [1, 2]

Table 1

Idle standby types of the Excavator Park section (by hours)

Stoppage types	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
scheduled service and repair	9876.5	9742	7153.5	4680.1	3009	2956	6980	925
Off schedule service and repair	5436	3158	2256.5	2002	1998	2079.5	4432	5397
Calendaring fund, hours	78840	87600	87600	87600	78840	96360	96360	78840
Productivity time	63527.5	74700	78190	80917.9	73833	91324.5	84948	72518

For the Excavator Park, calendared fund's efficient time using level is 0.86%, in this survey years' idle standby rate is 0.14% or the stoppage hours for 1 m³ per bucket capacity is 5581 hrs.

The reliable performance level of any equipment can be assessed by the readiness and technical utilization coefficients [3].

Table 2

Basic data of reliable performance of the excavators

Data or criteria	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Average interval delay (by an hour)	29.34	26.99	28.92	29.71	25.51	26.51	26.35	27.29
Coefficients of readiness	0.84	0.82	0.85	0.90	0.92	0.92	0.84	0.98
Technical utilization coefficients	0.77	0.78	0.81	0.86	0.88	0.88	0.76	0.85
Average time to recover	10.82	9.56	7.98	5.92	4.66	5.28	9.43	6.30

According to the Table 2 data, the technical utilization coefficient is ranging from 0.76 to 0.88. In 2012 and 2015, new shovels have been commissioned, which influenced to increase the technical utilization coefficients. However, in 2017, a shovel with 21 years of age has been exploited, it may be likely to decrease the technical utilization coefficient to 0.76.

Reliable performance indications of the excavators above that used in the mining sector should be $k_r = 0.712$, $k_{tu} = 0.68$ percent. The excavator park services in the open pit of *Erdenet Mining LLC* showed enough indications of reliable performance coefficient. Thus, further surveys to investigate and indicate the shown reasons are required.

Table 3

Idle standby reasons of the excavator park (by hours)

Idle standby reasons	Survey years							
	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Off schedule delay	48.5	16.5	72	71.5	117	131	170	107
Without brigade (crew)	0	16	8	187.5	0	15	0	0
Lack of transport	2975	1360.5	1127	890	559.5	1360.5	1486.5	2536.5
Lack of water	0	0	0	1	0	0	0	0
Lack of spare parts	1038	686	174	150	595	152	2427	2329
Main milling section did not accept	921	786.5	466	434	435.5	183.5	158	222
Bad weather factors	19	27	73.5	68.9	3	0	26.5	22
Self-milling section did not accept	217.5	152	219.5	116.6	288	237.5	160.5	180.5

About the park operation, while classifying the technology-induced delays, the idle stops related to the concentrator plant (ore-dressing enterprise) was shown about 23% (647.3 hours) in a year average and 46.8% of idle-free stops due to lack of transport or dump track expectations.

Research conclusions

We have drawn the following conclusion on the basis of our research survey result afterwards investigating and analyzing the excavator park’s statistic data survey in the open pit, Erdenet Mining LLC. Therein:

1. According to the classification of the idle standby in the excavator park’s operation, the 41% of scheduled delay and 26% of off-scheduled delay has been shown.
2. For the park, assessing a unit reliability indicators of the excavators’ operation, the readiness coefficients were 0.82-0.92% and technical utilization coefficients were 0.76 – 0.88. According to the statistical data of technical utilization, the hydraulic excavators’ (which configure 36% of all the machines and equipment of this park) delay were relatively high. It requires to complete the further survey to assess by marks of the excavators in the park.
3. Technology-related bottlenecks, in the park, were analyzed. Most of the delay were caused by the technology – related operation and weak circumstances of technology-related equipment. We could solve the problem increasing the capacity (by 0.18%) of the ore - receiving bunkers in the concentrator plant. In this case, the idle stops reasoned by the full load of the storage will decrease.
4. The existing idle stops and delay which caused by the services of transport of the park could be decreased by adding the number of auto dump trucks (by 0.11%).

Bibliography

1. Nanzad Ts. , Utilization Level of Excavators, UB, 2000,
2. Nanzad Ts., Roots of Reliable Operation, UB 2000, p.45-48,
3. Tuvshinjargal P., Improving the Coherence of ore mining and processing, increasing efficiency of factories. ET 2013, p.175-178
4. Altansanaa B., Coherence of mining and processing system. ET, 2018, p.21-24

Анализ состояния техники смешивания сыпучих материалов

А.В. Чехлов

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
alex_chekhlov@mail.ru

Ключевые слова: ударно-распылительный смеситель, виброгравитационный смеситель, чашеобразные смесители, роторный смеситель, одновальный смеситель с корытообразным корпусом, рабочие органы планетарного смесителя.

В работе автором рассмотрены разные конструкции смесителей, их достоинства и недостатки, а также работа данных смесителей и их устройство. Установлена необходимость применения планетарного смесителя как наиболее оптимальной и конструктивно правильной для приготовления сложносоставных смесей. Кроме того, автором был выполнен анализ основных существующих конструкций планетарных смесителей и обоснована актуальность применения планетарного смесителя. Также в процессе исследования различных смесителей выявлена оптимальная конструкция планетарного смесителя. Ключевой особенностью, позволяющей планетарным смесителям быть наиболее перспективным типом конструкций для производства смесей, отвечающих современным требованиям производства, является возможность замены рабочих органов и их разнообразие. В зависимости от свойств перемешиваемых компонентов могут применяться мешалки различной формы, что позволяет привести к единообразию оборудования на производстве и сокращению расходов на его ремонт и обслуживание.

Существует два основных типа смесителей для производства сухих строительных смесей: непрерывного и периодического (циклического) действия [1,2,3]. В смесителях непрерывного действия исходный материал подается постоянно, проходя процесс перемешивания в ходе перемещения от загрузочного к разгрузочному устройству [4]. Использование аппаратов такого типа сопряжено с проблемами получения готового продукта стабильно высокого качества из-за необходимости точного дозирования компонентов [5]. Следовательно, исследование закономерностей процессов смешивания в смесителях такого типа является затруднительным из-за неизбежных погрешностей вспомогательного оборудования, поэтому в данной работе они не рассматриваются.

Смесители периодического действия работают по заданным циклам, состоящим, как правило, из этапов загрузки исходного материала, перемешивания и выгрузки готовой смеси.

Наряду с представленной классификацией смесители периодического цикла работы также разделяются по принципу воздействия на перемешиваемый материал: гравитационного и принудительного действия [6].

Смесители принудительного действия оснащены подвижными месильными органами, которые, приводя в движение массу исходных компонентов, осуществляют перераспределение их частиц в общем объеме [7,8,9,10,11].

В гравитационных смесителях на стенках корпуса имеются лопасти, которые поднимают материал вверх, таким образом, смешивание в таких смесителях происходит от столкновений определенных объемов смеси. Изменение угла наклона и скорости вращения емкости, а также форма и количество лопастей позволяет улучшить качество смешивания в зависимости от свойств материала [12]. К достоинствам гравитационных смесителей относят:

- Возможность приготовления подвижных смесей с крупным наполнителем;
- Быстрая разгрузка за счет опрокидываемой емкости;

- Простота конструкции;
- Малые удельные расходы энергии;
- Высокая надежность.

Недостатками гравитационных смесителей являются:

- Пригодность для материалов с определенными физико-механическими свойствами;
- Необходимость точного дозирования;
- Невозможность получения однородной жесткой смеси.

Существует несколько видов конструкций гравитационных смесителей непрерывного действия: ударно-распылительный, виброгравитационный и др.

В ударно-распылительном смесителе (Рис.1) подающийся из автодозаторов через приемные патрубки 1 материал последовательно скатывается по двум наклонным узким желобам 2. При этом компоненты тесно сближаются, что исключает возможность накапливания одного или нескольких компонентов в одном месте смесителя. Отделы смесителя конструируются из обечайек 3, конусообразного днища 4 с отверстием, задвижки 5, ударно-распылительной насадки 6 [13, 14].

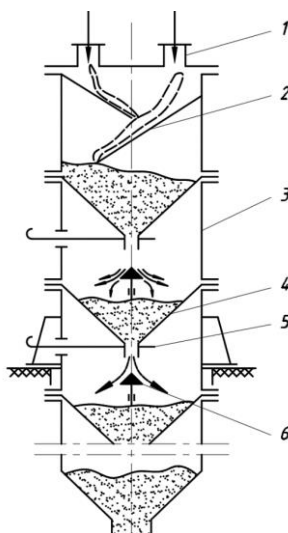


Рис.1 Схема ударно-распылительного смесителя

1 – приемный патрубок; 2 – наклонный желоб; 3 – обечайка; 4 – днище; 5 – задвижка;
6 – ударно-распылительная насадка

В ударно-распылительном смесителе, материал по секциям перемещается вниз под действием сил тяжести. Струя высыпавшихся сыпучих компонентов распыляется ударом об отражатели, установленные в каждой секции, в результате чего получающийся факел приобретает форму полого параболоида. Перемешивание материала происходит как при ударе об отражатель, так и при перемещении по конусообразному днищу осажденных частиц.

Гравитационные смесители рассмотренных конструкций пригодны для смешивания лишь хорошо сыпучих материалов (сухих: кварцевого песка, соли, каменного угля, семян растений и т.д.).

Данный недостаток устранен в виброгравитационном смесителе, благодаря применению вибраций имеется возможность смешивать средне-сыпучие вещества (сухие: тальк, мел, углеграфитовые порошки, цемент и т.д.) [15].

Виброгравитационный смеситель (Рис.2) состоит из нескольких секций прямоугольного сечения, расположенных вертикально друг над другом. На верхней секции имеется дозатор (1) непрерывного действия, способный принимать до шести разных компонентов одновременно. В каждой секции смесителя на различной высоте установлены ударно-распылительные отражатели, а также имеется днище (3) с четырьмя отверстиями (4).

Принцип перемещения материала по секциям схож с таковым в ударно-распылительном, но в ходе его пересыпания в виброгравитационном смесителе происходит образование несколько факелов распыла, в остальном процесс аналогичен.

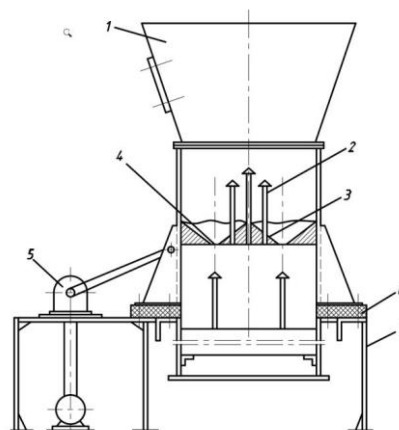


Рис.2 Схема виброгравитационного смесителя

1 – дозатор, 2 – ударно-распылительный отражатель, 3 – днище, 4 – отверстие, 5 – эксцентриковый вибратор, 6 – амортизатор, 7 – станина

Из нижней секции готовая смесь поступает в тару через выходное отверстие. Процесс перемешивания материалов, в основном, происходит при образовании нескольких факелов распыла частиц, перекрещивании их траектории полета и перемещении по стенкам днища. Застой частиц на стенках днищ в секциях предотвращается вибрацией смесителя, передаваемой пневматическим либо механическим эксцентриковым вибратором (5). Корпус смесителя установлен на резинометаллическом амортизаторе (6), который смонтирован на станине (7).

Проведенные испытания гравитационных смесителей показали, что в них может быть достигнута достаточная однородность смесей в сравнительно небольшом количестве секций, что отражено на графике, представленном на (Рис.3) [13].

Смесители принудительного действия разделяют на чашеобразные и корытообразные. В чашеобразных смесителях корпус представляет собой цилиндрическую чашу с различным количеством рабочих органов. В корыто-образных смесителях корпус в качестве рабочего органа применяют лопастные валами.

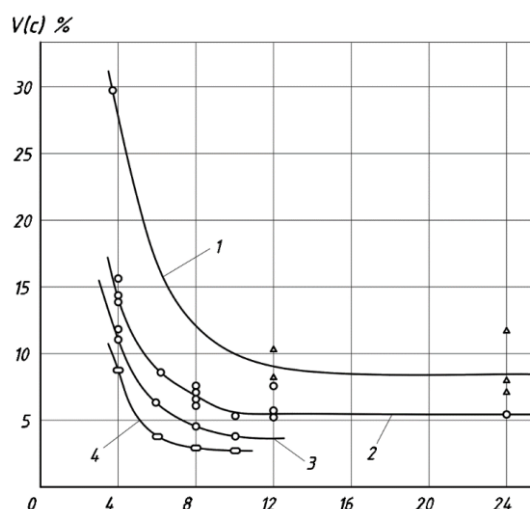


Рис.3 Зависимость коэффициента неоднородности от числа секций в гравитационных смесителях 1 –желобчато-пересыпной; 2 – ударно-распылительный; 3 –виброгравитационный (при работе на средне-дисперсных материалах); 4 – виброгравитационный (при работе на мелкодисперсных материалах)

Достоинствами смесителей принудительного действия являются:

- Высокая производительность
- Способность приготовления смесей различных физических характеристик
- Высокое качество перемешивания

Также смесители принудительного действия обладает рядом недостатков:

- Высокое энергопотребление
- Сложность конструкции
- Износ рабочих органов

В принудительных чашеобразных смесителях происходит вращательное перемешивание смеси из-за воздействия лопаток и корпуса смесителя на её. При этом наиболее ярко выражено горизонтальное движение частиц перемешиваемого материала.

На (Рис.4) показаны конструкции рабочего органа, применяемые в чашеобразных смесителях [16].

Чашеобразные смесители классифицируют [17]:

1. По направлению движения материала:

- прямоточные;
- противоточные [18].

2. По конструкции:

- с вращающейся чашей;
- с неподвижной чашей.

Роторные чашеобразные смесители (Рис.5) более просты по конструкции, чем планетарно-роторные, так как не имеют вращающихся лопастных валов. Их смешивающие лопасти очистные скребки установлены на вращающемся роторе, таким образом перемещаясь только вокруг центральной оси чаши. Смешивающие лопасти располагаются на разных расстояниях от оси вращения таким образом, чтобы при движении ротора они перекрывали всю площадь кольцевого смесительного пространства.

Чашеобразные смесители выполняют передвижными с объемом готового замеса 165 л (загрузка компонентов смеси загрузочным ковшом, управление затвором ручное) и стационарными (загрузка через лотки из вышерасположенных дозаторов, управление затвором от пневмоцилиндра). Смесительные лопасти чашеобразных смесителей устанавливают под определенными углами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Углы наклона лопастей назначают из условия создания направленного наиболее интенсивного движения компонентов смеси при приготовлении.

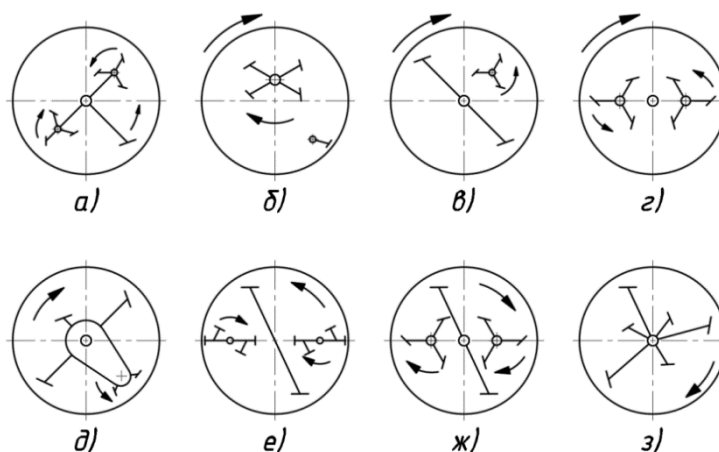


Рис.4 Чашеобразные смесители с перемешивающими рабочими органами различного вида:
а – роторно-планетарный; б – прямоточно-вращающейся; в, г – противоточно-вращающейся;
д – роторно-планетарный с одним валом; е – роторно-планетарный с бегунами;
ж – роторно-планетарный со скребками; з – роторный

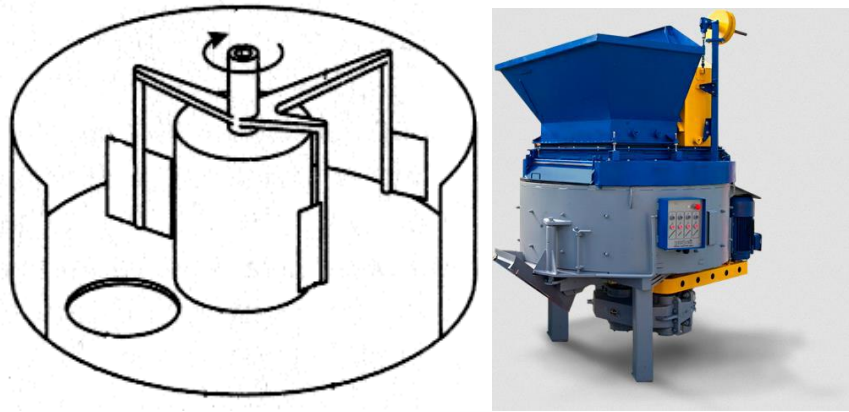


Рис.5 Роторный смеситель

Смесители принудительного смешивания с корытообразным корпусом и одним горизонтальным смесительным валом (Рис.6) имеют цилиндрический корпус, в центре которого проходит смесительный вал с жестко закрепленными на нем лопастями. Вместимость смесителя по готовому замесу 65...1800 л. Разгрузка осуществляется поворотом корпуса вокруг вала или через люк в боковой стенке.

Двухвальные смесители с корытообразным корпусом обеспечивают более интенсивное смешивание материалов, чем одновальные и чашеобразные. Они применяются на бетонных заводах и установках непрерывного действия [19]. Смесители данного типа различаются между собой производительностью, размерами и формой рабочих органов.

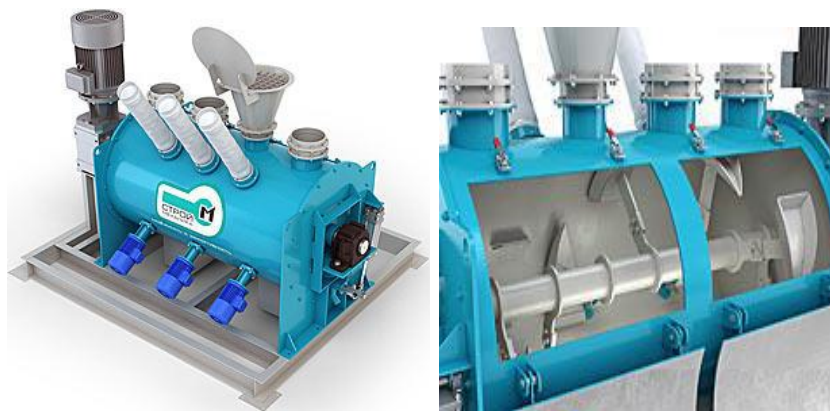


Рис.6 Одновальный смеситель с корытообразным корпусом

Также существуют смесители принудительного перемешивания, в которых частицы компонентов смеси приводятся в движение не месильными органами, а совместным движением мешалки и емкости устройства. Одним из примеров такого типа оборудования является интенсивные смесители фирмы Eirich серии R (Рис.7,8). Использование различных комбинаций выбранных мощностей и направления вращения мешалки и емкости позволяет в данных смесителях регулировать энергичность перераспределения частиц смеси в широком диапазоне, что значительно расширяет область применения устройства.

Опыт использования смесителей принудительного действия различных типов и конфигураций показал, что в производстве сухих строительных смесей наиболее эффективными являются устройства с вертикальным расположением рабочих органов, так как с их помощью достигается наиболее полный контроль над характером воздействия на частицы смешиваемых компонентов.

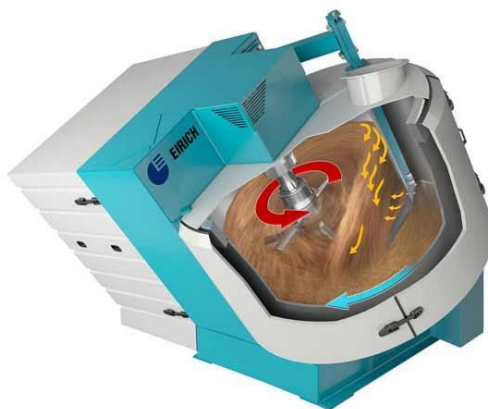


Рис.7 Общий вид смесителя Eirich серии R

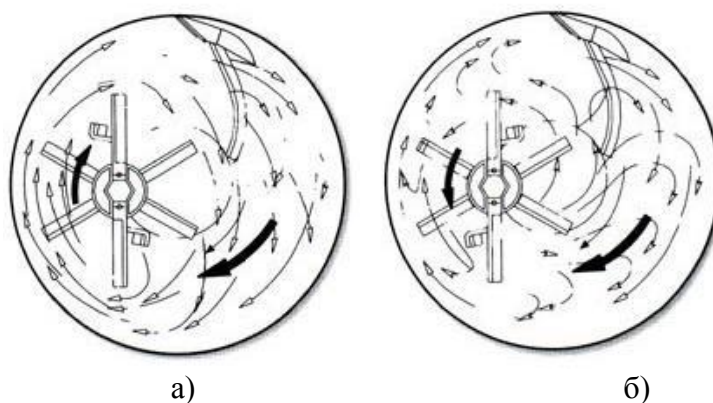


Рис.8 Схема движения потоков смеси в смесителе Eirich:
а) принцип поперечных потоков; б) принцип встречных потоков

Способность точно управлять процессом смешивания, в свою очередь, дает возможность добиться наилучшего качества готового продукта в зависимости от физических свойств его составляющих. Одним из видов смесителей с вертикальным расположением рабочих органов являются смесители планетарного типа [20].

Достоинствами планетарных смесителей являются:

- Высокая производительность;
- Высокое качество перемешивания;
- Способность перемешивать материалы с различными физическими свойствами.

К недостаткам планетарных смесителей относят:

- Большие энергозатраты;
- Сложная конструкция планетарной передачи, которую требуется часто обслуживать;
- Большое время разгрузки.

Планетарные смесители относятся к смесителям принудительного действия. Планетарный смеситель (Рис.9) располагает емкостью и рабочими органами с вертикальным расположением. Рабочие органы представлены лопастями 2, которые могут вращаться вокруг своей оси и вокруг оси (1) корпуса (3).

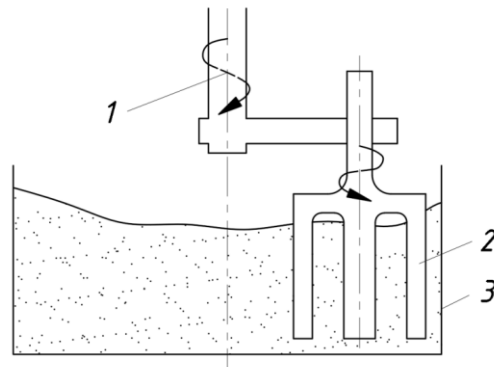


Рис.9 Планетарный смеситель

Особенность планетарных смесителей заключается в том, что смесительная часть может представлять собой множество вариантов конструкций. Например, в конце приводной стойки планетарного смесителя может быть установлен рабочий орган в виде звездочки.

Стойка выполняется с полостью, внутри которой располагается привод вращения смесительной звездочки. Таким образом, в процессе работы смесителя звездочка как вращается вокруг своей оси, так и перемещается по круговой траектории по емкости с материалом.

Такая конструкция позволяет проводить рабочий орган смесителя через всю массу смешиваемого материала (Рис.10). На подвижной стойке также устанавливаются периферические отборные скребки с противоположной стороны от месильного органа, которые направляют материал от стенок емкости в зону активного перемешивания. Планетарные смесители достаточно эффективно перемешивают компоненты с разной насыпной плотностью.



Рис.10 Планетарный смеситель со звездочкой

Смесители подобной конструкции, характеризуются качественным перемешиванием материала при небольшом значении времени цикла [21].



Рис.11 Смеситель с подвижной чашей и эксцентрично расположенным валом активатора

Смеситель с подвижной чашей (Рис.11) имеет вращающуюся цилиндрическую емкость с внутренним отборным цилиндром, установленную на опрокидывающуюся раму, вращающийся активатор, расположенный на расстоянии от оси емкости, мотор-редуктор и периферические скребки. Принцип работы смесителя данной конструкции аналогичен таковому смесителю с верхним расположением рабочего органа, однако в нем реализована система разгрузки, заимствованная у конструкции гравитационных смесителей [21].

При работе смесителя перемешиваемый материал постоянно подается к активатору установки за счет вращения емкости, а также периферическими скребками, которые очищают внутренние стенки установки и стенки внутреннего цилиндра и обеспечивают подачу материала в зону работы активатора. Такой способ перемешивания позволяет получить смесь высокой степени однородности и снизить потребляемую мощность установки, а также увеличить продолжительность работы установки без необходимости ремонта.

Смеситель с подвижной чашей и активатором подходит для перемешивания сверхпластичных составов, многокомпонентных смесей, составляющие которых имеют различные плотности [22].

Также в смесителе предусмотрена возможность изменять скорость вращения активатора в зависимости от характеристик перемешиваемых компонентов. Опрокидывающаяся емкость смесителя обеспечивает быструю и полную разгрузку.

Планетарные смесители с подвижной емкостью предназначены для работы в технологических линиях по производству бетона различных типов, строительных растворов, формовочных составов с большим количеством добавок и примесей (пигментов, фибрового волокна, пластификаторов и т.д.).

Одной из разновидностей планетарных смесителей являются планетарно-шнековые смесители [23]. Их применение целесообразно в том случае, если смешиваемые материалы не должны подвергаться энергичному действию рабочего органа. Другими словами, шнековые мешалки позволяют добиться высокой степени однородности смеси без нарушения исходной структуры частиц компонентов. Схема планетарно-шнекового смесителя представлена на (Рис.12).

Смеситель с планетарно-шнековой мешалкой состоит из конического корпуса (1), крышки (4), привода шнека (3), привода водила (2), шнека (7), затвора (8) и коробки (9). Вращающийся шнек (7), при помощи мотора (3) через пару конических шестерен, совершает вращение по планетарной траектории вокруг оси корпуса смесителя от мотора (2) через червячный редуктор, пары шестерен и водило (10). Верхний конец шнека (7) опирается в коробку передач (6), и в шарнирную опору, размещенную в нижней секции корпуса смесителя. Приводы водила и шнека установлены на верхней крышке (4) корпуса

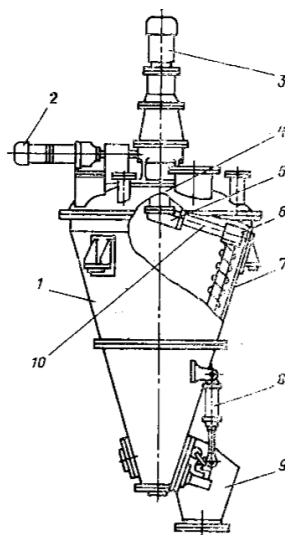


Рис.12 Схема планетарно-шнекового смесителя

Смесители являются важнейшим элементом в производстве сухих строительных смесей (ССС), так как именно от характеристик смесительного оборудования непосредственно зависит и качество продукции [24]. Уровни производства СССР России и европейских стран все еще на разных стадиях развития, поэтому в ходе исследования были проанализированы тенденции обоих рынков производства оборудования для смешения.

В плане технического оснащения предприятий по производству СССР российские компании производят в основном лопастные смесители [25]. К таким относятся, например, «СМ ТУРБОМИКС» производства машиностроительного предприятия «СтройМеханика» (Рис.13).

Аналогичное решение предлагается производственной компанией «Конкрет+» в виде смесителя СБ-97МК (Рис.14).

Анализ российского рынка подтвердил, что смесители данного типа очень распространены у отечественных производителей СССР [26,27]. К сожалению, российские предприятия не всегда могут составить конкуренцию опережающему европейскому рынку в силу использования громоздких технологических схем производства и недостаточно современному уровню применяемых смесителей.

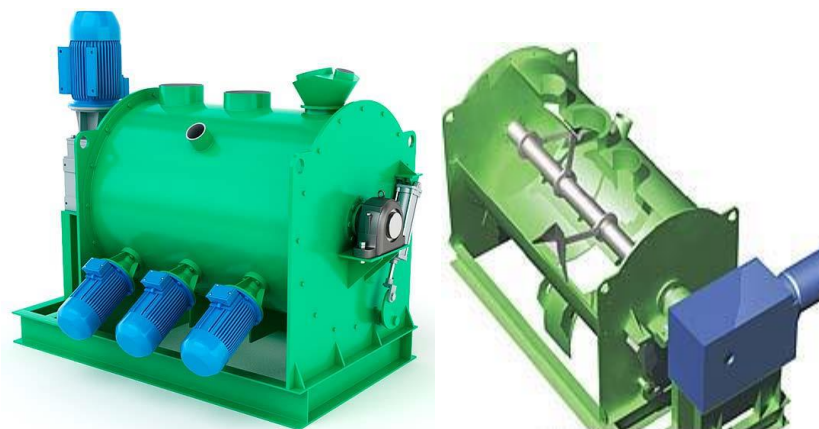


Рис.13 Внешний вид и внутреннее устройство смесителя «СМ ТУРБОМИКС»

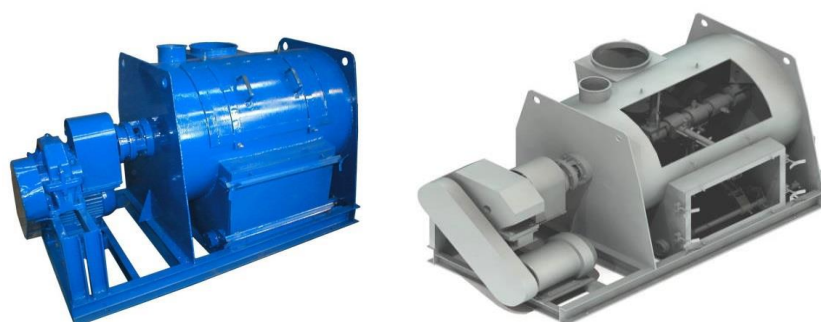


Рис.14 Внешний вид и внутреннее устройство смесителя СБ-97МК

В то же время недостаточный уровень производственного оборудования в некоторой мере компенсируется тенденцией к углубленной переработке сырьевых материалов с целью их обогащения и улучшения эффективности смешиваемых компонентов [28]. Также стоит отметить исследования в области разработки различных добавок, в том числе и наномодификаций [29]. В ходе исследования был также проведен анализ смесительного оборудования, производимого в США и странах Европы. Было отмечено, что совершенствование технического оборудования для смешения является одной из важнейших задач для западных производителей, в результате чего зарубежный рынок регулярно пополняется новыми моделями смесителей.

В первую очередь стоит отметить стремление производителей оборудования к созданию унифицированных смесителей, которые могут отвечать требованиям различных

отраслей. Одним из ярких примеров может служить так называемый ленточный смеситель (Рис.15).

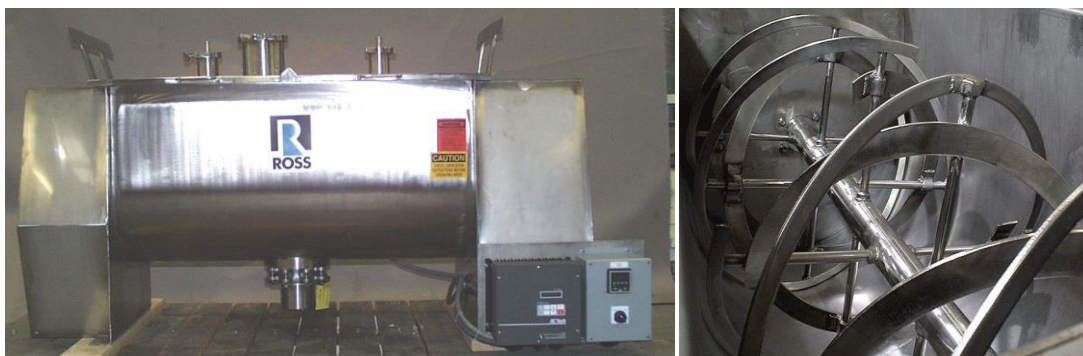


Рис.15 Ленточный смеситель фирмы Charles Ross & Son Company

Подобный смеситель может использоваться не только в строительной промышленности, но и для производства пищевых продуктов (Рис.16), лекарственных препаратов, косметических, химических и агропромышленных видов продукции – как для смешивания сухих компонентов, так и жидкостей [30].



Рис.16 Ленточный смеситель:
а) для пищевых продуктов, б) для строительных материалов.

Выпуск подобных универсальных смесителей позволяет производителю снизить затраты на производство различных типов оборудования, сохраняя при этом интерес к своей продукции покупателей из различных отраслей промышленности.

Подобной универсальностью обладают и планетарные смесители (Рис.17), получившие широкое распространение. Их конструкция обеспечивает качественное перемешивание за счет изменяемого расположения рабочих органов и их формы.



Рис.17 Планетарный смеситель

На рисунке 18 приведены траектории движения мешалок за 1, 3 и 36 полных оборотов.

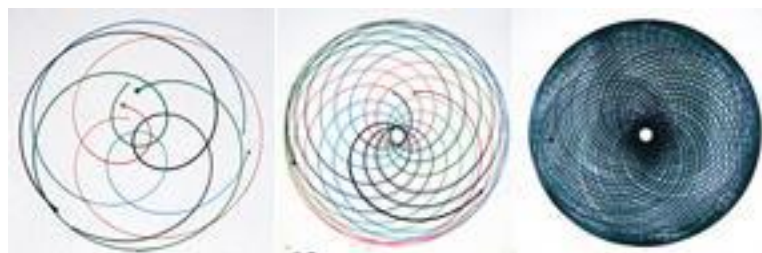


Рис.18 Траектории движения мешалок планетарного смесителя в процессе его работы

Как видно из рисунка, застойные зоны в процессе перемешивания исключаются практически полностью, что позволяет применять планетарный смеситель для сложносоставных смесей [31].

Ключевой особенностью, позволяющей планетарным смесителям быть наиболее перспективным типом конструкций для производства смесей, отвечающих современным требованиям производства, является возможность замены рабочих органов и их разнообразие. В зависимости от свойств перемешиваемых компонентов могут применяться мешалки различной формы, что позволяет привести к единообразию оборудования на производстве и сокращению расходов на его ремонт и обслуживание. На (Рис.19) представлены варианты исполнения рабочих органов планетарного смесителя.



Рис.19 Варианты исполнения рабочих органов планетарного смесителя

Этим же преимуществом обладают планетарно-шнековые смесители.

Литература:

1. Багринцев, И.И. Смесительное оборудование для сыпучих и пастообразных материалов [Текст] / И.И. Багринцев, Л.М. Лебедева, В.Я. Филин // М.: Обзорная информация, 1986. – 35 с.
2. Богданов В.С. Разработка SCADA-системы для управления планетарным смесителем [Текст] / Богданов В.С., Семернин А.Н., Анциферов С.И., Колесник В.А. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. № 1. С. 76-81
3. Демин О.В. Анализ работы различных видов смесителей сыпучих материалов периодического действия [Текст] // Труды ТГТУ: Сб. науч. ст. молодых ученых и студентов. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2001. – Вып. 8. – с. 109-114.
4. Beitzel I., Assessment and classification of performance mixers // Materials and Structures, 2003, №5, pp 250-264.
5. Рогинский Г.А. Дозирование сыпучих материалов [Текст] М.: Химия, 1978. 173 с.
6. Несмеянов, Н.П. Смесители для производства ССС [Текст] / Н.П. Несмеянов, П.С. Горшков, // Межвузовский сборник статей. Энергосберегающие строительные комплексы и оборудование для производства строительных материалов. Белгород БГТУ 2009. - С. 176.
7. Альгамуро, В. Оборудование предприятий строительных производств [Текст] / В. Альгамуро [и др.]. – Нью-Йорк: The City University of New-York, 2003. –738 с.

8. Анциферов С.И. Анализ современного рынка оборудования для производства сухих строительных смесей [Текст] / С.И. Анциферов, Е.Г. Пахотин // Сборник. Образование, наука, производство Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2015. С. 1402-1405.
9. Соколовский, В.В. Статика сыпучей среды [Текст] / В.В. Соколовский Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 241 с.
10. Сухие смеси и их преимущества перед традиционными растворными смесями. Статья [Электронный ресурс] – ООО «Продсельмаш» URL:<https://prodselmash.ru/o-kompanii/stati/suhie-smesi-i-ih-preimusestva-pered-tradicionnymi-rastvornymi-smesami>
11. Фиделев А.С. Строительные машины: Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. [Текст] / А.С. Фиделев, Ю.Ф. Чубук – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. – 336 с.
12. Бунканоквонг, В. Влияние числа лопастей рабочего колеса на гранулированный поток в лопастном смесителе [Текст] / В. Бунканоквонг, Б. Рэми, Дж. Кинаст // PowderTechnology. – 2016. – №302 (4). – С. 333-349.
13. Макаров Ю.И. Проблемы смещения сыпучих материалов [Текст] // Журн. всесоюз. хим. общества им. Д.И. Менделеева. 1988. Т. 33, №4. С. 384-389.
14. Макаров Ю.И. Разработка, исследование и расчёт машин и аппаратов химических производств [Текст] / Ю.И. Макаров, А.Г. Квак – М.: МИХМ, 1984. 187 с.
15. Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов [Текст] – Изд-во «Машиностроение», Москва 1973. – 216 с.
16. Бетоносмесители принудительного смешивания [Электронный ресурс] // Стройтехника, 2017 г. URL:<http://stroy-technics.ru/article/betonosmesiteli-prinuditelnogo-deistviya>
17. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. – 10-е изд., стереотипное, доработанное [Текст] – М.: ООО ТИД "Альянс", 2004. – 753 с.
18. Воронов, В.П. Спирально-лопастной противоточный смеситель для производства сухих строительных смесей [Текст] / В.П. Воронов, Н.П. Несмеянов, П.С. Горшков // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2012. - №1. – С. 66.
19. Пешков О.Г. Расширение области применения двухвальных смесителей [Текст] / Пешков О.Г., Лозовая С.Ю., Анциферов С.И., Рядинская Л.В. // В сборнике: НАУКОЕМКИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ИННОВАЦИИ Международная научно-практическая конференция (XXII научные чтения). 2016. С. 124-130.
20. Анциферов С.И. Способ ликвидации застойных зон в смесителях планетарного типа [Текст] / С.И. Анциферов, Е.Г. Пахотин, Н.Э. Богданов // Сборник: Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов Межвузовский сборник статей. Под ред. В.С. Богданова. Белгород, 2014. С. 19-21.
21. Универсальные планетарные бетоносмесители. Статья [Электронный ресурс] – Тульский завод строительного оборудования URL: <http://www.formbeton.ru>
22. Шкарин А.В. Смешение сухих строительных смесей в роторно-рециркуляционном смесителе [Текст] / А.В. Шкарин А.В., С.А. Перепечин, А.А. Завгородний, О.М. Парасоцкая, И.В. Соломина // Успехи современного естествознания. – 2012. – №6. – с. 68-70.
23. Геррман Х. Шнековые машины в технологии [Текст] / Х. Геррман; пер. с нем. под ред. Л.М. Фридмана. - «Химия», 1975. – 231 с.
24. Косяков А.В. Оценка качества смешения многокомпонентных полидисперсных порошковых материалов [Текст] / А.В. Косяков, Л.М. Кропотов, В.Г. Калыгин // Всесоюзная конф. по технологии сыпучих материалов: Тез. докл. Ярославль, 1989. Т.2. С. 87-88.
25. Ильевич, А. П. Машины и оборудование для заводов по производству керамики и огнеупоров [Текст] : учеб. для вузов /. - 2-е изд., перераб. - М.: Высшая школа, 1979. - 344 с.
26. Анциферов С.И. Анализ рынка планетарных смесителей для производства сухих строительных смесей [Текст] / С.И. Анциферов, Е.Г. Пахотин, А.Ф. Бурьянов // Сборник. Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов Межвузовский сборник статей. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова; под ред. В.С. Богданова. Белгород, 2015. С. 9-11.
27. Чемеричко Г.И. Анализ современного рынка оборудования для производства сухих строительных смесей [Текст] / Чемеричко Г.И., Анциферов С.И., Пахотин Е.Г. // В сборнике:

Образование, наука, производство Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2015. С. 1585-1588

28. Бродский, Ю.А. Оборудование для производства сухих строительных смесей [Текст] / Ю.А. Бродский, Б.Б. Чурилин // Строительные материалы. – 2000. – №5. – С 35-38.

29. Кривцов Е.Е. Исследование характеристик наномодифицированных сухих строительных смесей [Текст] / Е.Е. Кривцов, Н.М. Никулин, Е.В. Ясинская // Инженерно-строительный журнал, №2, 2011.

30. Paul E., Atiemo-Obeng V., Kresta S., Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice., 2003. P.1448

31. Banaszek C., Ross C. & Son Company “A Closer Look at Planetary Mixers”. – Adhesives & Sealants Industry Magazine, January 2015.

Analysis of the state of technology of mixing bulk materials

A.V. Chekhlov

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia
alex_chekhlov@mail.ru

Key words: impact-spray mixer, vibrogravity mixer, bowl-shaped mixers, rotary mixer, single-shaft mixer with a trough-shaped body, working bodies of the planetary mixer.

In this paper, the author considered various designs of mixers, their advantages and disadvantages as well as the operation of these mixers and their design. The necessity of using a planetary mixer as the most optimal and structurally correct for the preparation of complex mixtures has been established. . In addition, the author analyzed the main existing structures of planetary mixers and justified the relevance of the use of a planetary mixer. Also in the process of researching various mixers, the optimal design of the planetary mixer was revealed. A key feature that allows planetary mixers to be the most promising type of structures for the production of mixtures that meet modern production requirements is the ability to replace working bodies and their diversity. Depending on the properties of the mixed components, mixers of various shapes can be used, which allows us to lead to uniform equipment in production and reduce the cost of its repair and maintenance.

УДК 666.97.031.3

Усовершенствованная конструкция планетарного смесителя

А.В. Чехлов

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
alex_chekhlov@mail.ru

Ключевые слова: планетарный смеситель, аппарат для перемешивания сыпучих и вязких материалов, смеситель, конструкция.

В работе автором рассмотрена улучшенная конструкция планетарного смесителя на основе данных, полученных в результате анализа конструкций смесителей, тенденций их развития и современных требований промышленности производства сухих строительных смесей, а также повышение эффективности процесса смешивания сухих компонентов в усовершенствованной конструкции планетарного смесителя периодического действия, также в ликвидации застойных зон внутри корпуса планетарного смесителя и определении

аналитических зависимостей, позволяющих установить взаимосвязь конструктивных и технологических параметров смесителя с его потребляемой мощностью. Установлена необходимость применения конструкции данного планетарного смесителя как наиболее оптимальной, конструктивно правильной и ее совершенство применения перед другими. Кроме того, автором был выполнен анализ основных существующих конструкций смесителей и обоснована актуальность применения данного смесителя.

На основе данных, полученных в результате анализа конструкций смесителей, тенденций их развития и современных требований промышленности производства сухих строительных смесей, нами была разработана новая конструкция смесителя с планетарным движением рабочих органов. Помимо производства сухих смесей она также может применяться в других отраслях, например, химической, пищевой и других.

Задачами, для решения которых разрабатывалась новая конструкция смесителя, является снижение расхода энергии на приготовление смеси за счет применения в качестве мешалок стержней круглого сечения, движущихся по сложной циклоидальной траектории, а также упрощение конструкции смесителя

Циклоидальное перемещение мешалок создает разность давлений в перемешиваемой среде, а их расположение по спиралевидной кривой на подвижной части устройства обеспечивает полный охват емкости для смешивания, что способствует избеганию наличия застойных зон. Использование в качестве месильных органов стержней круглого сечения позволяет снизить расход электроэнергии за счет снижения внутреннего и внешнего сопротивления перемешиваемой среды [1]. Таким образом, за счет указанных конструктивных особенностей предлагаемого смесителя, достигаются поставленные цели в виде повышения эффективности процесса смешивания при упрощении конструкции устройства.

Ниже приведены другие конструкции планетарных смесителей, анализ которых выявил их недостатки и использовался для разработки нового смесителя на их основе.

Известен планетарный смеситель вязких материалов [патент RU 2253507 кл. B01F 7/30, дата публикации 10.06.2005] [2], обеспечивающий высокие показатели качества смешения из-за использования вибрации и сложной траектории перемещения рабочих органов за счёт частой смены углов положения балансов относительно сателлитов, пониженных нагрузок на двигатель и на подшипниковые узлы сателлитов по причине баланса сателлитов, уменьшение.

Планетарный смеситель вязких материалов, схема которого представлена на (Рис.1), работает следующим образом.

При вращении вала 4 от двигателя 1, сателлиты 6 с рабочими органами 9 совершают внутри корпуса 2 сложное движение. При этом рабочие органы 9 перемещаются в смеси с различной скоростью, что, вследствие зависимости силы вязкого сопротивления от скорости, приводит к появлению переменного момента на балансах 7 и вызывает их крутильные колебания относительно сателлитов 6.

Установка между дебалансами 7 и сателлитами 6 пружин 8 разной жесткости обеспечивает различные амплитуды колебаний рабочих органов 9.

Недостатком данного смесителя является недостаточная однородность готового продукта из-за неполного охвата емкости, содержащей материал, что, в свою очередь ведет к образованию застойных зон и неэффективному перемешиванию материала. Также к недостаткам стоит отнести сложность конструкции уравновешенного относительно оси узла.

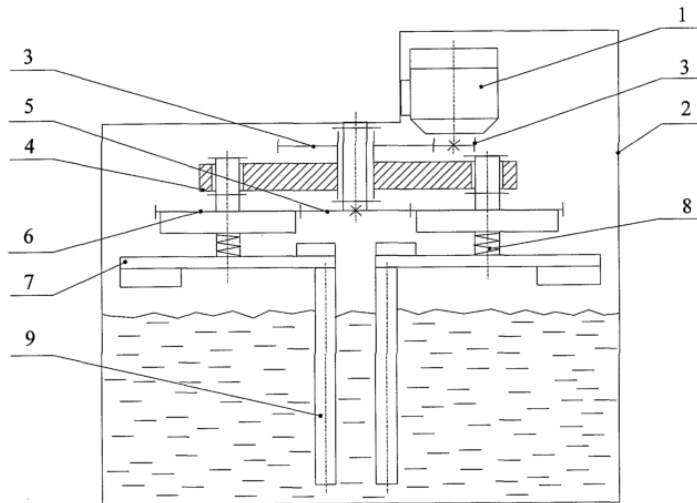


Рис.1 Конструкция планетарного смесителя вязких материалов
 1 – двигатель, 2 – корпус, 3 – зубчатая передача, 4 – вал, 5 – зубчатое колесо, 6 – сателлит,
 7 – дебаланс, 8 – пружина, 9 – рабочий орган

Известен аппарат для перемешивания сыпучих и вязких материалов [А.С. СССР №768447, кл. В01F 7/30, дата публ. 07.10.1980] [3], выбранный в качестве прототипа, эффективность работы которого осуществляется созданием дополнительного движение мешалок в радиальном направлении по определённой закономерности, что приводит усложненное движение частиц смеси в объеме смесителя и, следовательно, увеличивает производительности смесителя и качество готовой продукта.

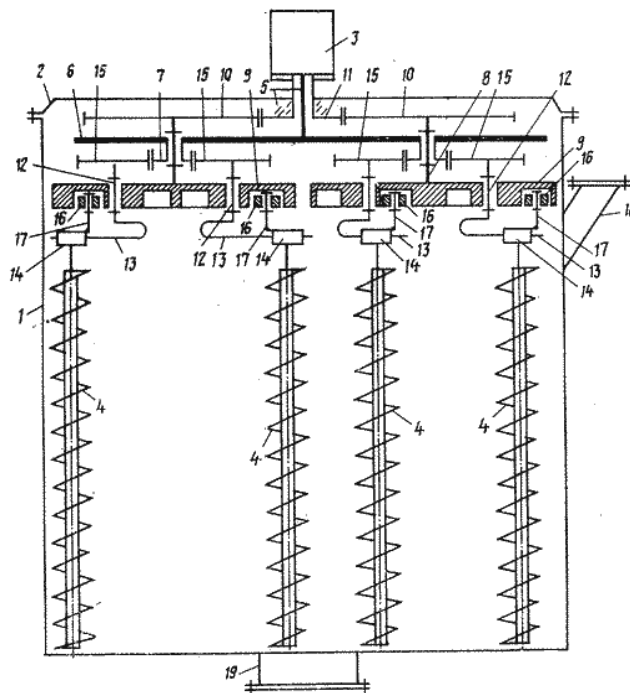


Рис.2 Аппарат для перемешивания сыпучих и вязких материалов
 1 – корпус, 2 – крышка, 3 – двигатель, 4 – мешалка, 5 – приводной вал, 6 – поводок
 планетарной ступени, 7 – неподвижное зубчатое колесо, 8 – вертикальный вал, 9 – поводок
 бипланетарной ступени, 10 – сателлитное зубчатое колесо, 11 – центральное зубчатое колесо,
 12 – вертикальный вал, 13 – кулиса, 14 – ползун, 15 – сателлитные зубчатые колеса
 бипланетарной ступени, 16 – ролик, 17 – палец, 18 – загрузочный бункер, 19 – штуцер

Аппарат, схема которого представлена на (Рис.2), содержит корпус (1), крышку (2), на которой установлен электродвигатель (3), несколько мешалок (4) и бипланетарный зубчато-рычажно-кулачковый механизм, связывающий мешалки (4) с центральным приводным валом (5), который жестко соединен с поводком (6) планетарной ступени.

На поводке (6) помещены неподвижные зубчатые колеса (7) бипланетарной ступени и подвижные вертикальные валы (8), с которыми жестко соединены поводки 9 бипланетарной ступени, выполненные в виде кулачков с профильными пазами и сателлитные зубчатые колеса (10) планетарной ступени находящиеся в зацеплении с центральным зубчатым колесом (11), неподвижно расположенным на крышке (2). На поводках (9) установлены подвижные вертикальные валы (12), к которым жестко прикреплены кулисы (13) с расположенными на них ползунами (14) и сателлитные зубчатые колеса (15) бипланетарной ступени, находящиеся в зацеплении с зубчатыми колесами (7) поводка (6). В профильные пазы плоских кулачков (9) вставлены ролики (16), шарнирно соединенные с пальцами (17), неподвижно закрепленными на ползунах (14), которые жестко связаны с мешалками (4). Аппарат снабжен загрузочным бункером (18) и выгрузочным штуцером (19).

К недостаткам приведенной конструкции стоит отнести невозможность радиального движения перемешивающих органов, а также высокий расход энергии на преодоление сопротивлений среды, а также довольно сложную конструкцию приводной части.

Схема новой конструкции смесителя планетарного типа [4] представлена на (Рис.3). Планетарный смеситель содержит загрузочное устройство (1), крышку (2), электродвигатель (3), соединенный выходным валом (4), на котором закреплён поводок (5). Шестерня (6) закреплена подвижно с помощью подшипника на оси, закреплённой на поводке, и находится в зацеплении с зубчатым венцом (8), установленным с помощью сварки в корпусе (9). С противоположной стороны от шестерни установлен противовес (7). На шестерне по спиралевидной кривой жестко закреплены мешалки (11). Выгрузка материала осуществляется из ёмкости (10) через разгрузочное устройство (12). Устройство работает следующим образом. Компоненты для перемешивания поступают в ёмкость (10) через загрузочное устройство (1). Одновременно с подачей материала включают электродвигатель (3). Вращение от электродвигателя (3) через выходной вал (4) передается поводку (5). При этом шестерня (6) перекачивается по зубчатому венцу (8), закреплённому на корпусе (9) смесителя. За счет этого мешалки (11) совершают сложное циклоидальное движение, создавая разность давлений в перемешиваемой среде. После перемешивания смеси производится разгрузка смесителя через устройство (12).

Разработка конструкции планетарного смесителя велась с помощью САД/САМ/САЕ системы автоматизированного проектирования NX [5]. После разработки первоначальных эскизов конструкции, на их основе была создана электронно-цифровая модель смесителя в приложениях «Моделирование» [6] и «Сборки» системы NX [7] (Рис.4).

Использование САПР позволило значительно упростить процесс проектирования разрабатываемой конструкции за счет инструментов анализа зазоров и пересечения геометрии [8], вычисления массы отдельных элементов и т.д. Одной из ключевых особенностей новой конструкции смесителя является уменьшение застойных зон в его рабочей емкости, которое достигается за счет особого расположения перемешивающих стержней, установленных на подвижной части [9,10].

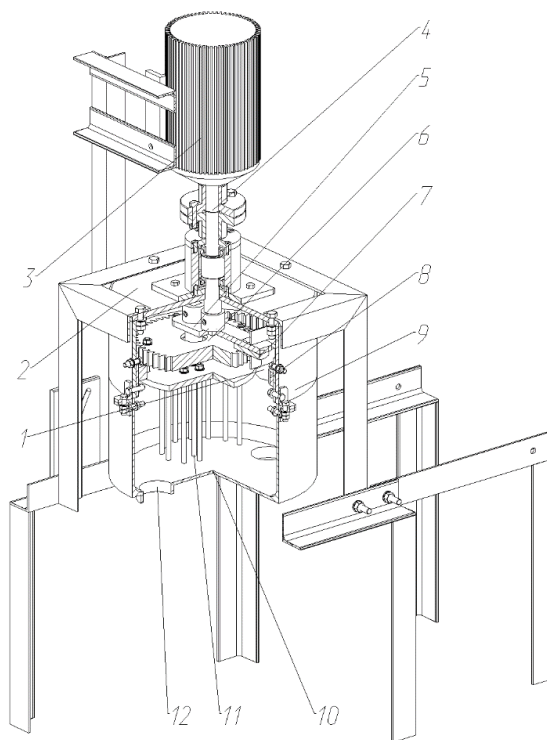


Рис.3 Схема планетарного смесителя

1 – загрузочное устройство; 2 – крышка корпуса; 3 – двигатель; 4 – выходной вал; 5 – поводок;
 6 – шестерня; 7 – противовес; 8 – зубчатый венец; 9 – корпус; 10 – емкость; 11 – мешалка;
 12 – разгрузочное устройство

Разработка данной сборочной единицы велась при помощи средств кинематического анализа CAD/CAM/CAE системы автоматизированного проектирования NX.

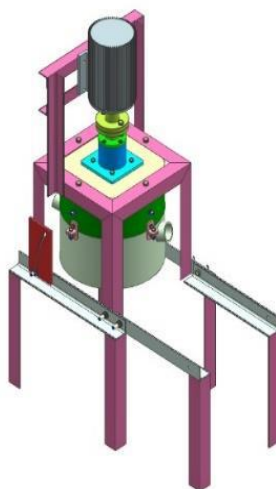


Рис.4 Электронно-цифровая модель смесителя

В ходе проведения кинематического анализа на основе трехмерной модели оборудования создается виртуальный механизм, который позволяет провести симуляцию работы разрабатываемого устройства. Результатом анализа является широкий спектр выходных данных, на основе которых инженерами принимается решение о дальнейших направлениях разработки механизма. Применение кинематического анализа в процессе проектирования позволило значительно сократить затраты на лабораторные эксперименты.

Рабочей гипотезой исследований является повышение эффективности процесса смешивания сухих компонентов в усовершенствованной конструкции планетарного смесителя периодического действия.

Научная идея исследований заключается в ликвидации застойных зон внутри корпуса планетарного смесителя и определении аналитических зависимостей, позволяющих установить взаимосвязь конструктивных и технологических параметров смесителя с его потребляемой мощностью.

Литература:

1. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов — 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] – Киев: Будівельник, 1982 —280 с.
2. Пат. 2253507 Российская Федерация, МПК В01F 7/30. Планетарный смеситель вязких материалов [Текст] / Пожбелко В.И. Ковнацкий А.В. (ООО «Ларчик»). № RU2004118312А; Заявл. 2004.06.16, публ. 2005.06.10. – 3 с.
3. СССР №768447, МПК В01F 7/30. Аппарат для перемешивания сыпучих и вязких материалов [Текст] / В.М. Бахтюков, В.А. Иванов, Н.Н. Торубаров, Ю.Н. Чупин. (Московский ордена Трудового Красного Знамени институт химического машиностроения). № 2635735; Заявл. 28.06.78, публ. 07.10.80; Бюл. №37. – 3 с.
4. Пат. 143424 Российская Федерация, МПК В01F 7/30. Планетарный смеситель [Текст] / Анциферов С.И., Богданов В.С., Семернин А.Н. (БГТУ им. В.Г. Шухова). № 2013159270/05; Заявл. 30.12.2013, публ. 20.07.2014. –5с.
5. Tickoo S. NX 9.0 for Designers., 2015. P.848.
6. Гиберов З.Г. Механическое оборудование предприятий для производства полимерных и теплоизоляционных изделий [Текст] / З.Г. Гиберов, Е.В. Вернер – М.: Машиностроение, 1973. – 416 с.
7. Koh J., Siemens NX 10 Design Fundamentals, 2015, P.672
8. Koh J., Siemens NX 9 Design Fundamentals: A Step by Step Guide, 2014, P.676
9. Анциферов С.И. Богданов В.С. Кинематический анализ движения лопастей планетарного смесителя в системе Solid Works [Текст] / С.И. Анциферов, В.С. Богданов // . – Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2014 г.
10. Анциферов С.И. Определение координат расположения и скорости движения стержней планетарного смесителя. [Текст] // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 8. С. 122-127.

Improved planetary mixer design

A.V. Chekhlov

Bratsk State University, Makarenko 40, Bratsk, Russia
alex_chekhlov@mail.ru

Key words: planetary mixer, apparatus for mixing bulk and viscous materials, mixer, design.

In this paper, the author reviewed the improved design of the planetary mixer based on data obtained as a result of analysis of the designs of mixers, their development trends and modern requirements of the industry of dry construction mixes, as well as improving the efficiency of the mixing process of dry components in an improved design of a planetary mixer of periodic action, also in the elimination stagnation zones inside the housing of the planetary mixer and the definition of analytical dependencies that allow establish the relationship of design and technological parameters of the mixer with its power consumption. The necessity of using the design of this planetary mixer as the most optimal and structurally correct and its perfection of use over others has been established. In addition, the author analyzed the main existing structures of the mixers and justified the relevance of the use of this mixer.

Проблемы ремонта гидроцилиндров высокого давления пресс-фильтра гидросистемы медного концентрата на предприятии “ЭРДЭНЭТ”

Б.Нямбат^а, Г.Ренчинсамбуу^б, В.В. Жмуров^с

^аТехнологический институт при КОО “Предприятие Эрдэнэт”, филиал МГУНиТ, г.Эрдэнэт, Монголия

^бОбогатительная фабрика КОО “Предприятие Эрдэнэт”, г.Эрдэнэт, Монголия

^сФГБОУ ВО «Братский государственный университет», г.Братск, РФ

^аB.Nyambat@mail.ru, ^бSambuу_1015@mail.ru

Ключевые слова: испытательный стенд, эксплуатация оборудования, оборудование.

***Аннотация:** Настоящая работа посвящена изучению эксплуатации, функции, также деятельности напорного фильтрующего оборудования и его гидроцилиндров высокого давления фильтровально–сушильного отделения (далее ФСО) обогатительной фабрики (далее ОФ) предприятия “Эрдэнэт”, Монголия. Ненадежный, несоответствующий требованиям, нестандартный ремонт гидроцилиндров высокого давления может привести к простоям пресс-фильтров, к увеличению затрат на ремонт, даже к снижению производственной эффективности. При этом производится ремонт гидроцилиндров силами рабочих персоналов в ФСО, также создан испытательный стенд ФСО и Технологическим институтом, благодаря чему заметно улучшилось качество ремонта гидроцилиндров и вырос срок эксплуатации. Также в данной статье охарактеризованы созданный нами стенд с пневмоприводом и результат его эксплуатации.*

Введение: На предприятии “Эрдэнэт” было установлено фильтрующее оборудование с двумя пресс-фильтрами фирмы EIMCO, США в 2005 и 2007 гг в два этапа и введено в эксплуатацию для фильтрации медного концентрата. В 2008 году был установлен пресс-фильтр фирмы DIEMME, Италия для фильтрации молибденового концентрата. Настоящая установка является основным оборудованием, предназначенным для фильтрации конечных продуктов нашего предприятия. Поскольку ряд показателей, таких как месячный и годовой план, нормы предприятия, зависят от надежной работы пресс-фильтра, сверхплановые простои должны быть минимизированы, чтобы обеспечить производственную готовность.

Несмотря на то, что с момента установки до сегодняшнего дня это оборудование непрерывно действует, случаются поломки и неисправности оборудования в большей или меньшей степени. Из них неисправность гидроцилиндров высокого давления считается значительным, поскольку на их ремонт и замену тратится наибольшее время. В связи с тем, что произведенный ремонт гидроцилиндров не соответствует предъявленным к технике требованиям и требует высокой стоимости, нашему отделению (ФСО) пришлось обеспечивать необходимым для ремонта оборудованием и обучать рабочий персонал на основе исследования возможностей качественного ремонта гидроцилиндров с помощью рабочих сил ФСО.

В рамках настоящего исследования предоставилась возможность для создания испытательного стенда с пневмоприводом для сборки и разборки гидроцилиндров для проведения немедленного и качественного ремонта. На непрерывную и надежную работу пресс-фильтра влияют эксплуатация и надежность гидроцилиндров высокого давления.

Данные гидроцилиндры должны удерживать при давлении 250-260 bar непрерывно в течение 15-18 минут в каждом цикле и обеспечить герметизацию, чем обуславливается фильтрация с помощью давления в камерах. В случае неисправностей в гидроцилиндре

следует немедленно остановить фильтрующее оборудование и произвести замену гидроцилиндров, для чего требуется 24-48 человеко-час.

Работа и функция гидроцилиндров высокого давления

Отдельный пресс-фильтр образует высокое давление с помощью двух гидроцилиндров высокого давления. Данные цилиндры должны удерживать давление 25,5-26 МПа или 3700 – 3800 PSI непрерывно в течение 8-10 минут в каждом цикле. Работа гидроцилиндров будет оказывать влияние на работу фильтрующего оборудования, а также на эксплуатацию фильтрующего рукава.



Рис.1 Гидроцилиндр высокого давления

Неисправность гидроцилиндров высокого давления пресс-фильтра

Резиновые прокладки в гидроцилиндрах высокого давления легко поддаются давлению, отрываются, в результате чего цилиндры не могут удерживать давление, они выходят из строя. К ним относятся:

- Манжеты передней и задней крышек
- Манжеты поршней
- Манжеты передней ступицы

Ремонт гидроцилиндров производится на ремонтно – механическом заводе (далее РМЗ) предприятия “Эрдэнэт”. Там ремонт выполняется на недостаточном уровне, неудовлетворительно, что представлено в графике.

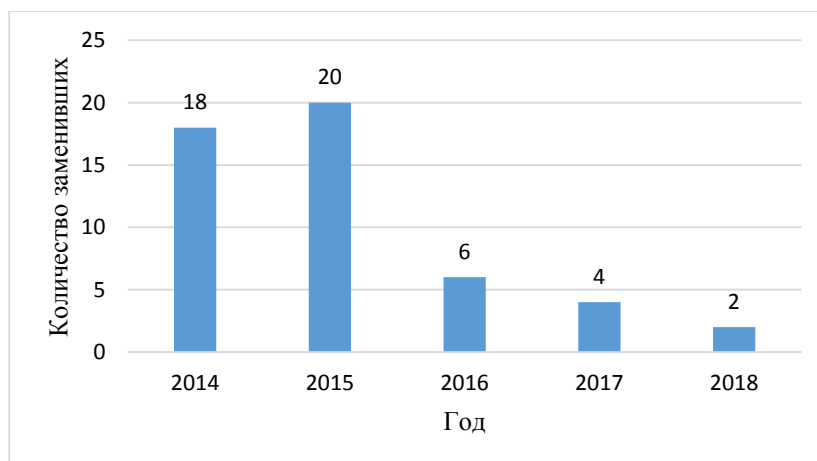


Рис.2 Количество заменивших гидроцилиндров

На графике показано, что в последние годы число заменивших гидроцилиндров резко сократилось, это связано с тем, что с 2016 года было начато проведение ремонта своими силами согласно технологии. Также с 2016 года не учитываются простои оборудования в результате неисправностей гидроцилиндров.

С 2017 года в течение года был произведен ремонт 8 гидроцилиндров и они были заменены только на время планово-предупредительных работ. Замена одного гидроцилиндра требует 8 часов, пресс-фильтры должны остановиться в течение 8 часов.

Отремонтированные на РМЗ гидроцилиндры работают с 1 дня до 5 месяцев, а цилиндры, отремонтированные своими силами в ФСО, работают более 9 месяцев. [1]

Стенд с пневмоприводом для разборки и сборки гидроцилиндров

Испытательные стенды предназначены для механизации сборки, разборки, перевозки и слива оставшего масла.

- ✓ Настоящий испытательный стенд сделан с помощью пневмопривода, вышедшего из употребления пресс-фильтра.
- ✓ Использование систем газового давления 5-6 атм в управлении деятельностью цилиндров, также при сливе оставшего масла.
- ✓ Ширина стенда составляет 1,5 м, а длина – 3м.
- ✓ Нагрузку балок испытательных стендов можно рассчитывать с помощью программы SOLIWORKS.
- ✓ Подавляющая сила цилиндров, используемых в испытательных стендах, составляет 1,5 тонны.
- ✓ По нашим исследованиям и расчётам, одна балка напорной части длиной 1,5м и 160 мм может выдержать нагрузку в 2,2 т и 2 балки могут нести нагрузку в 4,4 тн.



Рис.3 Общий вид стенда

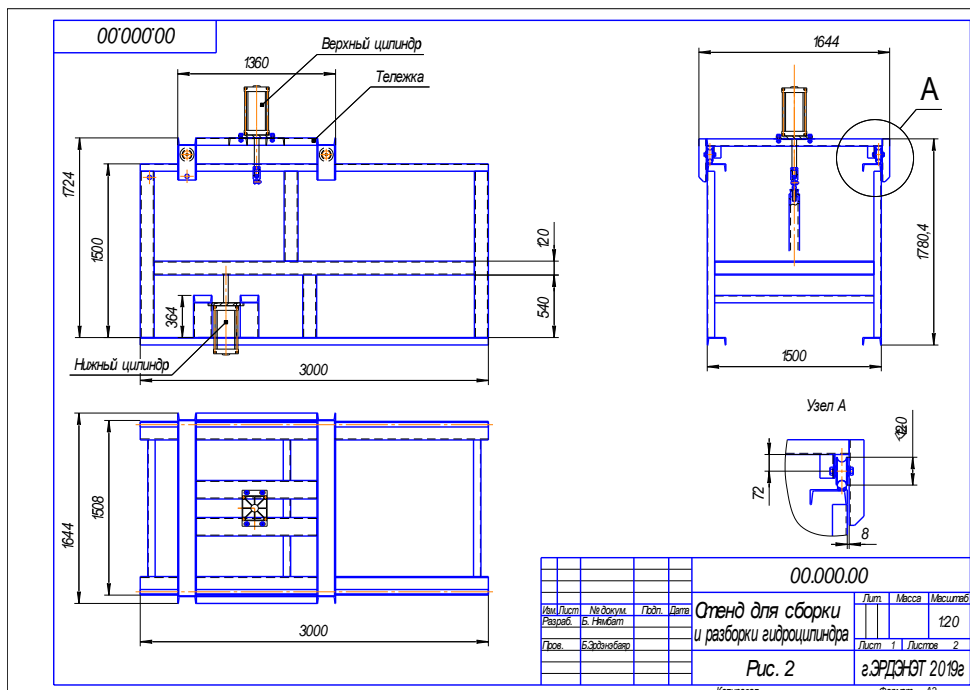


Рис.4 Чертёж общего вида стенда

Экономическая эффективность

Плохо работающие, использованные до конца года 2015-2016 цилиндры были разобраны, 4 цилиндра были введены в нормальную работу, а 4 цилиндра вышли из строя из-за непригодности к работе. Для них оформлен акт списания оборудования. В фильтры дополнительно установлены 4 цилиндра, поставленных в 2016 году. В настоящее время имеются 4 запасных гидроцилиндра.

В течение 10 лет выходили из строя 6 гидроцилиндров в результате некачественного ремонта. Средний годовой срок службы гидроцилиндра составляет 0,6 цил/год.

Стоимость одного нового гидроцилиндра составляет 56800 долларов США [3].

В представленной таблице годовая затрата составляет 34000 долларов США. При постоянном выполнении ремонта с помощью разработанных стендов согласно инструкции и правилам, износ гидроцилиндров уменьшается на 50%. Дело в том, раньше 1 цилиндр ремонтировался 3 раза в год, а в настоящее время только 1 раз. Таким образом можно экономить средства размером 17000 долларов США в год от стоимости на покупку новых цилиндров.

Таблица 1

Расчёт общей экономической эффективности

Виды затрат	Единица	Стоимость за единицу	2015		2016		2017		2018	
			кол. во	Стоимость	кол. во	стоимость	кол. во	стоимость	кол. во	стоимость
Покупка цилиндров, \$	штук	56800	0,6	34080	0,6	34080	0,3	17040	0,3	17040
Ремонт цилиндров на РМЗ, \$	шт	1900	20	38000	4	7600	0	0	0	0
Ремонт цилиндров в ФСО, \$	шт	350	0	0	4	1400	8	2800	8	2800
Замена цилиндров /оплата труда/, \$	шт	73	20	1460	8	584	8	584	8	584
Производство стендов, \$	шт	1350			1	1350				
Общий расход, \$				73540		45014		20424		20424
Экономия, \$						28526		53116		53116

Вывод

Создание испытательных стендов для ремонта гидроцилиндров высокого давления пресс-фильтра позволило экономить средства размером 53116 долларов США в год, привело к снижению простоев оборудования и повысило его эффективность.

Литература:

1. Журнал агрегатов пресс-фильтры
2. Раскладка затрат выполненных работ РМЗ за 2015-2018 гг
3. Отчет о проделанной работе ФСО за 2017

Study on possibilities of repairing and maintaining high pressure hydraulic cylinder of pressurized filtering hydro system for copper ore at erdenet mining corporation

Nyambat.B^a, Renchinsambuu.G^b, V.V.Zhmurov^c

MUST, School of Technology named after Otgonbileg Sh, Erdenet city, Mongolia
B.Nyambat@mail.ru, Sambuu_1015@mail.ru

Keywords: experimental stand, equipment utilization

Abstract:

This study shows the results of functions and utilization of pressurized filters and high pressure cylinders within, at the Filtering and Dehydration unit of Erdenet Mining corporation.

There are certain difficulties, which are downtime of press filter, an increase in maintenance cost, and a decline in the production efficiency, may arise since the high pressure hydraulic cylinder repairing and maintaining do not meet the demand. Due to the mentioned situation, Filtering and Dehydration unit and Technological Institute designed and constructed repairing and maintaining stand by using self-effort and applied it in operation. As a result, an increase in quality of repairing and maintaining and in uptime of hydraulic cylinder have been experienced. Moreover, this study introduces the gas-operated stand and its utilization performance.

УДК 62-7

Стенд для диагностирования гидроцилиндров

М.А. Куклин^а, А.А. Кулаков

ФГБОУ ВО «Братский государственный университет»
mixa_dragon@mail.ru

Ключевые слова: диагностический стенд, гидроцилиндры, диагностирование, рабочие скорости, ход штока

Аннотация: Настоящая работа посвящена описанию процесса диагностирования гидроцилиндров рабочего оборудования ДСМ и разработке стенда для испытаний и диагностирования гидроцилиндров.

Создание новых экономичных и высокопроизводительных машин практически невозможно без применения гидравлического привода [1, 2]. Наличие у гидропривода целого ряда преимуществ перед другими типами приводов [3, 4] что в свою очередь способствует его широкому применению в нашей стране и за рубежом [5, 6]. Но, отмеченные преимущества машин с гидроприводом реализуются только при строгом соблюдении всех требований к их эксплуатации и обслуживанию [7].

Современные средства испытаний и диагностирования гидроцилиндров дорожных и строительных машин и, в частности, одноковшовых строительных экскаваторов не позволяют учесть всех факторов, влияющих на состояние испытуемых гидроцилиндра и их элементов: циклически изменяющиеся нагрузки, скорости перемещения поршня, углы, определяющие пространственное положение гидроцилиндра и значения контактных давлений в подвижных сопряжениях.

В результате исследований был проведен анализ стендов для ресурсных испытаний и диагностирования гидроцилиндров.

В целом, при всем разнообразии предлагаемых методов и реализующих их устройств, стенды для испытаний и диагностирования гидроцилиндров можно разделить на несколько типов [5, 6].

Статического действия (опрессовка). Характеризуются простотой конструкции, но не позволяют учесть зависимость параметров испытуемых элементов гидроцилиндра от его пространственного положения и хода штока (неравномерный износ уплотнителей, изгиб штока, наличие задиров на штоке и т.п.).

Возвратно-поступательного действия. Работают как в режиме опрессовки, так и при вдвигании-выдвигании штока, что позволяет проводить циклические испытания. Не учитывают изменение пространственного положения гидроцилиндра в реальных условиях эксплуатации.

Динамические возвратно-поступательного действия. Имеют возможность изменять нагрузку на испытуемый гидроцилиндр в течении цикла, что позволяет проводить испытания, имитируя динамический характер изменения нагрузки в условиях реальной эксплуатации. Не учитывают изменение пространственного положения гидроцилиндра в реальных условиях эксплуатации.

Динамические возвратно-поступательного действия с возможностью создания угла перекоса гильза-шток для учета технологических и эксплуатационных зазоров. Кроме того, позволяет учесть искривление штока, вызванное остаточными деформациями, полученными в процессе эксплуатации. Не учитывают изменение пространственного положения гидроцилиндра в реальных условиях эксплуатации.

Динамические возвратно-поступательного действия с возможностью изменения угла пространственного положения гидроцилиндра в процессе цикла испытаний (Рис.1). Данные конструкции стендов позволяют проводить испытание и диагностирования в условиях, близких к эксплуатационным, но в небольшом диапазоне изменения угла пространственного положения гидроцилиндра, что существенно сужает их универсальность и не позволяет проводить испытания гидроцилиндров работающих в широком диапазоне изменения угла положения, например, гидроцилиндров привода ковша одноковшовых строительных экскаваторов, гидроцилиндров привода рукояти шарнирно-сочлененных манипуляторов лесозаготовительных машин и т.п. [5, 6].

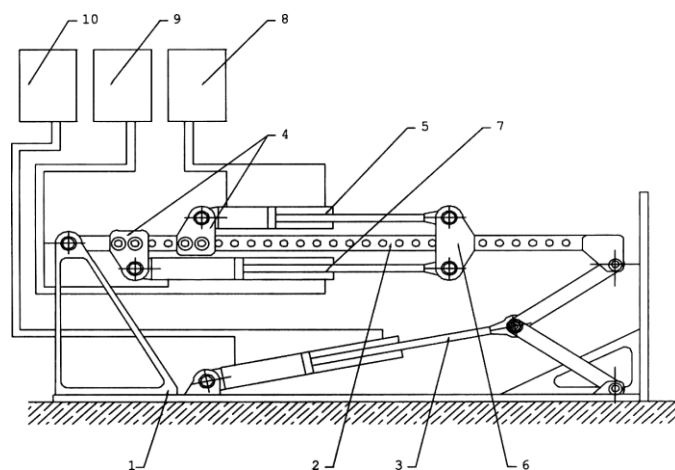


Рис.1 Стенд для испытания гидроцилиндров

С целью устранения перечисленных недостатков, разработано техническое решение стенда для диагностирования и ресурсных испытаний гидроцилиндров машин различного назначения. Стенд для испытания гидроцилиндров (Рис.1) позволяет проводить ресурсные испытания гидроцилиндров привода стрелы (Рис.2а), рукояти (Рис.2б) и ковша (Рис.2в) с расположением испытуемых гидроцилиндров близко к реальному.

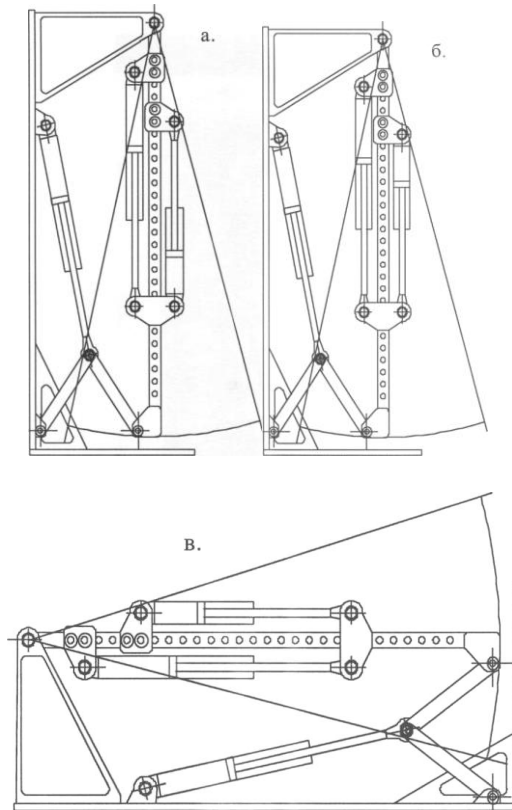


Рис.2 Варианты расположения стенда с испытуемым гидроцилиндром

Стенд для ресурсных испытаний гидроцилиндров (Рис.1) состоит из рамы 6, на которой шарнирно закреплена качающаяся балка 1 с установленными гидроцилиндрами: 2 - приводным и 3 - испытуемым. Гидроцилиндры с помощью кареток 12 и 13 неподвижно закреплены на балке, а передача движения от приводного гидроцилиндра к испытуемому осуществляется через подвижную каретку 5. Конструкция балки предусматривает возможность испытания гидроцилиндров различных типоразмеров. Изменение угла положения гидроцилиндра достигается перемещением штока гидроцилиндра 4 и тяг 7. Задание параметров циклов осуществляется применением контрольно-задающего блока 11, который передает сигнал на насосные блоки приводных и испытуемого гидроцилиндров.

Для задания параметров рабочего цикла гидроцилиндра используются известные реальные значения ходов штоков, скоростей перемещения и усилий [8, 9].

Для испытания на герметичность (Рис.3) к испытуемому гидроцилиндру присоединяется диагностическое устройство 10.

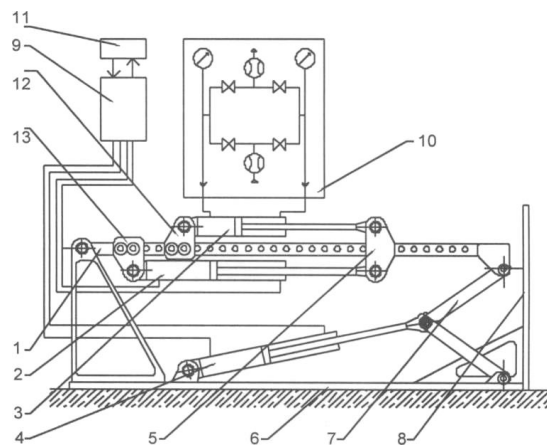


Рис.3 Испытания гидроцилиндров на герметичность уплотнительных узлов

Применение предлагаемого стенда позволяет повысить точность ресурсных испытаний, автоматически осуществлять формы графиков нагружения, перемещения и угла поворота испытуемого гидроцилиндра, проводить испытания широкой номенклатуры штоковых гидроцилиндров одно- и двустороннего действия, тем самым снизить затраты на испытания и ремонт гидроцилиндров.

Литература:

1. Кондаков Л.А. и др. Машиностроительный гидропривод. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.: ил. – Библиогр.: С.487-491.
2. Никитин О.Ф., Хохлин К.Н. Объёмные гидравлические и пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1981. – 296 с.: ил. – Библиогр.: С.267.
3. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – Киев: Вища школа, 1980. – 232 с.: ил. – Библиогр.: С.227-229
4. Демин В.Ф. и др. Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт гидравлических экскаваторов в Главмосстрое//Улучшение качества технического обслуживания и ремонта строительных машин. – М.: МДНТП, 1978. – С.97-102.
5. Закин Я.Х. и др. Диагностика технического состояния автомобиля. – М.: Транспорт, 1968. – 93 с.: ил. – Библиогр.: С.92-93.
6. Смоляницкий Э.А., Мокин Н.В. Гидравлические экскаваторы. Часть 1. Определение параметров. – Новосибирск: НИИЖТ, 1976. 86 с.: ил. – Библиогр.: С.82.
7. Васильченко В.А., Беркович Ф.Н. Гидравлический привод строительных и дорожных машин. – М.: Стройиздат, 1978. – 166 с.: ил. – Библиогр.: С.165.
8. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. В ВИНТИ № 3552-1399. 108 с.
9. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития. Деп. В МАШМИР №2-сд98. 59 с.

Stand for diagnostics hydrocylinder

^aМ.А. Kuklin, А.А. Kulakov

Bratsk State University
mixa_dragon@mail.ru

Keywords: diagnostic stand, hydraulic cylinders, diagnostics, operating speeds, stroke

Annotation: The present work is devoted to the description of the process of diagnosing hydro-cylinders of working equipment of DSM and the development of a stand for testing and diagnosing hydraulic cylinders.

Модернизация геометрии лопастного вала в бетоносмесителе

Д.П. Коробка^{1,а}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аcorobka.darya@yandex.ru

Ключевые слова: бетоносмеситель, модернизация, лопасти, конструкция, бетонная смесь.

Наиболее распространенной техникой на строительной площадке является бетоносмеситель. Бетоносмеситель позволяет облегчить ручной труд, а так же сокращает временные затраты на проведение строительных работ. Несмотря на все свои преимущества в работе, бетоносмеситель имеет ряд проблем. Например, для достижения высокого качества смешивания или однородности раствора, процесс смешивания требует продолжительное время. Так же, бетоносмесители испытывают трудности при работе с вязкими и пластинчатыми материалами, налипающие на стенки емкости.

Чтобы решить эти проблемы необходимо исследовать бетоносмесители на различных составах смесей и разработать новые конструкции современных смесителей с малыми энергозатратами и высокой производительностью. Бетоносмесители могут быть ручными и электрическими. Электрические являются удобными, потому что оператору не надо прикладывать свои усилия, все работает автоматически.

Создание универсальных и экономически выгодных технологических комплектов оборудования для приготовления однородных бетонных смесей высокого качества является актуальным направлением в современной строительной индустрии.

Существующие конструкции бетоносмесителей работают по принципу гравитационного или принудительного перемешивания. Однако диапазон приготовления строительных смесей в гравитационных смесителях очень узок, в основном, это подвижные смеси.

Машины принудительного действия имеют более широкий диапазон, однако не всегда могут обеспечить должное качествоготавливаемых смесей. Поэтому при создании эффективных комплектов оборудования для приготовления бетонных смесей следует использовать, с одной стороны, смесители универсальные, а с другой стороны, машины, позволяющие получить строительные смеси высокого качества. С такими задачами успешно справляются смесители, работающие в каскадном режиме, которые могут стать достойной частью эффективных технологических комплектов оборудования.

Повышение уровня надежности машин и технологического оборудования относится к числу основных инженерных задач анализа, прогноза и выбора эффективных методов и средств обеспечения надежности оборудования для обеспечения высокой эффективности и безопасности эксплуатации в заданные гарантированные сроки службы.

Необходимо выявить связи показателей надежности элементов с физикоконструктивными характеристиками материалов их рабочих поверхностей и условий эксплуатации с применением статистических методов оценки надежности. Эти факторы определяют специфичность проблемы обеспечения безотказной работы деталей, узлов и агрегатов [1], а также диктуют необходимость применения более эффективных методов оценки их полной надежности.

Применительно к составным рабочим элементам технологического оборудования, используемого в строительстве, вопросы теории и практики конструкционной износостойкости являются определяющими направлениями повышения их долговечности,

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

эксплуатационной надежности и работоспособности. Решение этой проблемы осуществляется на основе изучения физических процессов изнашивания.

В настоящее время на строительных площадках при приготовлении бетонов и растворов наибольшее распространение получили цикличные смесители принудительного действия с цилиндрической чашей.

Анализ различных конструкций смесителей данного типа [1] показал, что основными их недостатками являются:

- рабочие органы смесителей чаще всего специализированы для приготовления одного вида смеси – раствора или бетона;
- при приготовлении различных видов смесей (и бетонов и растворов) без изменения конструкции рабочих органов наблюдается перерасход энергии, снижается производительность;
- на всех смесителях установочная мощность привода существенно увеличивает потребляемую энергию, что также приводит к завышению удельного расхода энергии;
- известные методики расчета КПД смесителей и установочной мощности привода имеют значительные погрешности, что не обеспечивает рациональное конструирование смесителей и их рабочих органов.

За последние годы как у нас, так и за рубежом активно идет их модернизация [3]. Основными направлениями совершенствования бетоно-растворосмесителей можно считать:

- совершенствование рабочих органов (лопастей, шнеков, корпуса) с целью повышения эффективности процесса перемешивания;
- совершенствование привода и механических передач с целью снижения энергоемкости процесса;
- использование современных конструкционных материалов с целью повышения эксплуатационной надежности;
- применение различных добавок с целью интенсификации процесса приготовления смеси и придания ей определенных технологических свойств.

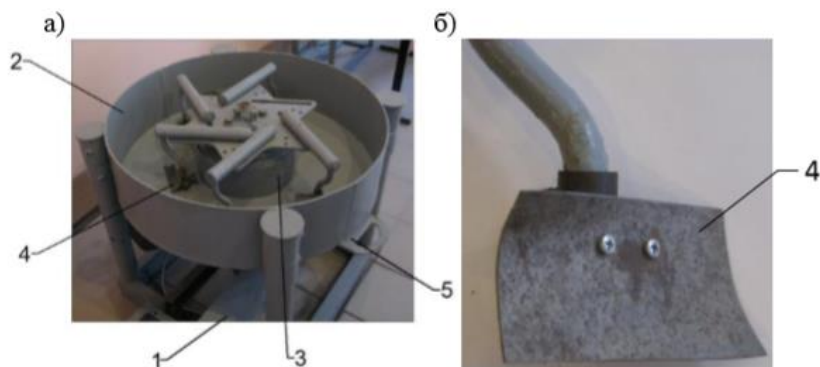


Рис.1 Бетоносмеситель (а) и лопасть геликоидной формы (б)

1 – привод, 2 – смесительная чаша, 3 – ротор, 4 – лопасти, 5 –разгрузочное устройство

Созданный смеситель позволяет повысить эффективность перемешивания, благодаря чему улучшается качество готовой смеси, повышается равномерность распределения компонентов по объему готовой смеси, сокращается время, затрачиваемое на перемешивание, что приводит к повышению производительности смесителя и позволяет выпускать смеси с более высокими характеристиками [5].

На лопастном валу бетоносмесителя при помощи стоек закреплены центральные и периферийные лопатки, образующие прерывистые винтовые линии для перемещения смеси во взаимно противоположных направлениях: по периферии смесительного барабана и в его центральной части.

Эффективность работы смесителей определяется временем, необходимым для приготовления однородной по составу и свойствам смеси.

Результаты обобщения теоретических исследований и экспериментальных данных показали, что для современных двухвальных лопастных смесителей время приготовления смесей изменяется в пределах 60-150 сек в зависимости от конструкции смесителя, типа заполнителя и консистенции смеси.

Производительность смесительных машин зависит как от их конструктивного совершенства, так и особенностей технологии смесеобразования, непосредственно влияющей на время t см получения однородной смеси.

В двухвальном смесителе исходный материал смешивается лопастями, крепящимися к роторам, которые вращаются в противоположных направлениях. При этом образуется встречное продольное (вдоль осей роторов) или поперечное движение потоков материала с высокой разницей скоростей (Рис.2).

При пересечении потоков смеси происходит их завихрение и формирование вихревой пелены.

В результате сложного взаимодействия встречных и продольных потоков (в трех плоскостях) смесь совершает круговое движение.

Активному смесеобразованию способствует гребень, образованный двумя цилиндрическими поверхностями в нижней части смесительного резервуара, как это хорошо видно на Рис.2.

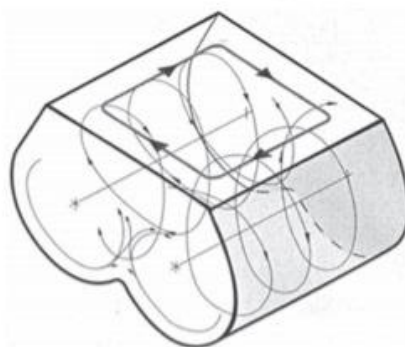


Рис.2. Основные потоки движущейся смеси в смесителе

Перекрытие рабочих зон двух лопастных роторов при $L_6 < D$, где L_6 – расстояние между осями валов, а D – диаметр цилиндрических поверхностей резервуара, дополнительно ускоряет процесс смесеобразования.

Таким образом, в средней части корыта образуется обширная зона интенсивного смешивания. По экспериментальным данным фирмы ELKON, уже через 15 сек перемешивания получается 85% однородности бетонной смеси, а за следующие 15 сек – 95% однородности. Для получения полностью однородной смеси требуется не менее 90 сек.

Схожие характеристики имеет двухвальный смеситель похожей конфигурации немецкой фирмы BHS. Проведенный выше анализ известных конструкций смесителей показывает, что время приготовления однородной смеси t см уменьшается с увеличением объема зоны турбулентного смешивания как по высоте смесительной емкости, так и по ширине [6].

Подводя итог выполненному анализу, можно сделать вывод, что основные направления совершенствования данных машине заключаются в следующем:

- повышение интенсификации процесса смешивания, путем изменения конструкции привода, характера движения валов с рабочими органами, и изменения угла установки лопастей;
- повышение качества смеси за счет внедрения многостадийного процесса смешивания;

- повышение герметичности смесителей;
- уменьшения времени простоя для смесителей периодического действия;
- улучшение эстетических качеств смесителя и его внешнего вида.

Литература:

1. Почупайло Б.И. Обоснование режимов работы циклических смесителей принудительного действия: дис. канд. техн наук. Белгород, 2000.
2. Несмеянов Н.П., Дмитриенко В.Г., Матусов М.Г. Планирование экспериментальных исследований бетоносмесителя принудительного действия. //Материалы межвузовского сборника статей: «Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов». Белгород, 2014. Вып. XIII. С. 180-184.
3. Богданов В.С., Несмеянов Н.П., Горшков П.С. Бражник Ю.В. Пути увеличения степени однородности сухих строительных смесей с целью формирования максимального их качества. //Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2013, №4. С. 62-64
4. Патент РФ № 2014125744/0, 02.09.2014. Богданов В.С., Несмеянов Н.П., Дмитриенко В.Г., Матусов М.Г. Смеситель// Патент России № 149622.2015 Бюл. № 1
5. Поляков А.А. Модернизация рабочего оборудования бетоносмесителя / А.А.Поляков, Е.В. Сигаева // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Издательство: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова (Белгород). – 2016. – с.146-150.
6. Абрамов В.В. Совершенствование технологии смесеобразования в двухвальных бетоносмесителях путем организации турбулентного смешивания / В.В. Абрамов, В.Г.Васильев, С.В. Петухов, А.В. Боровских // Журнал №12 (834): Механизация строительства Издательство: Издательский дом «БИБЛИО-ГЛОБУС» (Москва) – 2013. – с. 17-19

УДК 62-1/9

Влияние геометрии лопастного вала на качество приготовления бетонной смеси

Д.П.Коробка^{1,а}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аcorobka.darya@yandex.ru

Ключевые слова: бетоносмеситель, лопасти, конструкция, приготовление, модернизация, перемешивание, бетонная смесь, снижение затрат на производство.

В современном производстве предъявляются повышенные требования к бетоносмесителям, которые должны иметь сравнительно простую конструкцию, высокую производительность, надежность, низкую энергоемкость и обеспечивать высокое качество приготовления пластичных, жестких и сверхжестких бетонных смесей. Характеристика бетонной смеси зачастую меняется от правильности приготовления. Качество смеси и ее однородность напрямую зависит от способа перемешивания или главного рабочего органа бетоносмесителя - лопастей.

В настоящее время в строительной индустрии широкое распространение получили смесители принудительного действия. Свое распространение они заслужили благодаря следующим своим достоинствам: простота конструкции, универсальность применения. Но у них есть следующие недостатки: высокая удельная энергоемкость на единицу получаемой смеси, низкая эффективность перемешивания исходных компонентов за счет

неравномерного распределения частиц по всему объему готового продукта, большое время, затрачиваемое на приготовление смеси [6].

Для эффективной и надежной работы предлагаемых бетоносмесителей принудительного действия необходимо точно выбрать рациональные параметры перемешивающих рабочих органов, создающих при перемешивании новые эффекты в виде активной циркуляции и виброактивации бетонных смесей, а также обосновать рациональные скоростные режимы и режимы виброактивации смеси в процессе её перемешивания

Модернизация лопастей в бетоносмесителе позволит увеличивать нагрузку без потери качества материала и без увеличения мощности двигателя, позволит снизить затраты на производство и также упростится работа с бетоном для рабочих [3].

Создание универсальных и экономически выгодных технологических комплектов оборудования для приготовления однородных бетонных смесей высокого качества является актуальным направлением в современной строительной индустрии.

Качество смеси может быть улучшено за счет организации направленного движения потоков смешиваемых компонентов. С этой целью внутри смесительного барабана с помощью центрирующих опор установлен центральный вал, вращающийся вместе с ним. На валу размещены лопасти Г-образной формы (в поперечном сечении). Биссектриса угла, образованного сторонами лопасти в поперечном сечении, перпендикулярна оси центрального вала.

В обычном бетоносмесителе бетон перемешивается по поверхности до днища емкости [1]. Часть энергии затрачивается не на перемешивание рабочим органом смеси, а на трение, которое влечет за собой износ лопастей и днища [2]. При разработке новой формы лопастей можно продлить эксплуатационные свойства вала (Рис.1).

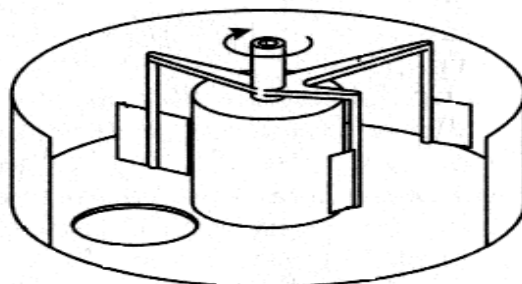


Рис.1 Расположение лопастей в бетоносмесителе

При вращении барабана смешиваемые компоненты ссыпаются с рабочих поверхностей лопастей вниз, смешиваясь одновременно по двум образующим барабана. При этом кроме разделения объема материала на два равных потока, на каждой лопасти происходит его циркуляция по длине барабана. Основной поток смеси будет перемещаться в осевом направлении в сторону выгрузки, так как большие стороны лопастей установлены соответствующим образом. Одновременно происходит внутренняя объемная рециркуляция смеси, позволяющая сглаживать пульсации входных потоков исходных компонентов и, улучшая качество смеси. Степень рециркуляции регулируется за счет изменения угла наклона барабана. При этом на потоки, образованными вращающимися лопастями, накладывается другой поток, вызванный движением смеси вдоль барабана под углом естественного откоса. Таким образом, за счет многократного наложения и разделения потоков смешиваемых компонентов обеспечивается заданное качество смеси.

Соблюдая требования перпендикулярности биссектрисы Г-образных лопастей к оси вала обусловлено необходимостью обеспечения равного угла атаки сторон лопастей при их относительном движении в потоке смеси. В противном случае нарушается условие пропорционального разделения потока материала на лопасти, что приводит к снижению величины его осевой циркуляции и, как следствие, снижению качества смеси.

В работе устанавливаем зависимость между углами установки и расположением лопастей в зависимости от направления движения смеси. Размер лопастей зависит от диаметра смесителя, зазор между ними и стенками обязателен, но не более 3-5 см., чтоб предотвратить налипание раствора на стенки и дно бетоносмесителя [4].

Расположение лопастей располагается на разных радиусах и под различными углами [5]. Установка лопастей под углом к радиусам и к вертикальной плоскости обеспечивает интенсивную циркуляцию смеси в окружном, радиальном и вертикальном направлениях.

Разработанный смеситель (Рис.2) содержит корпус 1 цилиндрической формы с разгрузочным устройством 2, установленную на корпусе крышку 3 с загрузочным устройством 4. В корпусе соосно с осью корпуса установлен вертикальный вал 5, на котором жестко закреплены радиальные кронштейны разной длины 6, на торцах которых установлены лопасти геликоидной формы 7 (Рис.2, 3). Длины кронштейнов определяются таким образом, чтобы в процессе вращения лопасти охватывали всю площадь корпуса [7].

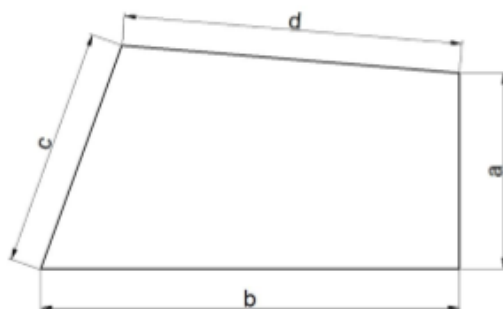


Рис.2 Развертка лопасти

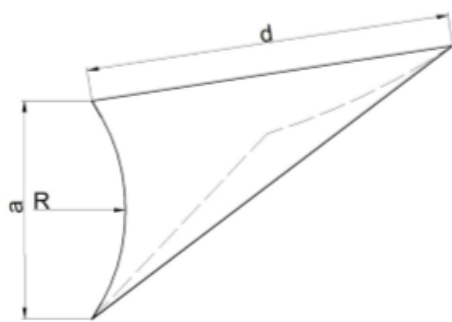


Рис.3 Лопасть в аксонометрии

Смеситель работает следующим образом: исходные компоненты (например – цемент, песок, щебень и воду) загружают в корпус 1 через загрузочное устройство 4, расположенное в крышке 3. Приводом (на рисунке не показан) приводится во вращение вертикальный вал 5 с установленными на нем с помощью радиальных кронштейнов 6 лопастями геликоидной формы 7. При вращении лопасти создают конвективные потоки материала, а расположение их на кронштейнах разной длины позволяет равномерно распределить исходные компоненты, имеющие разную плотность, по всему объему готовой смеси и обеспечивать полный охват площади корпуса. Происходит перемешивание компонентов смеси в горизонтальной и в вертикальной плоскостях при их вращении вокруг вертикального вала. После смешивания готовый продукт выгружается через разгрузочное устройство 2 расположенное в днище корпуса 1.

Созданный смеситель позволяет повысить эффективность перемешивания, благодаря чему улучшается качество готовой смеси, повышается равномерность распределения компонентов по объему готовой смеси, сокращается время, затрачиваемое на перемешивание, что приводит к повышению производительности смесителя и позволяет выпускать смеси с более высокими характеристиками.

Литература:

1. Королев К.М. Интенсификация приготовления бетонной смеси / К.М. Королев. – М.: Стройиздат, 1976. – 58 с.
2. Сапожников В.А. и др. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». М., «Высшая школа». 1971 - 139 с.
3. Бауман В.А. и др. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». М., «Машиностроение», 1981 - 324 с.
4. Журавлев М.И. и др. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов». М., «Высшая школа», 1973 308 с
5. Селенов С.Г. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов и изделий», М., Стройиздат, 1973
6. Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 324 с., ил.
7. Несмеянов Н.П. Разработка смешивающего механизма бетоносмесителя принудительного действия / Н.П. Несмеянов, В.Г. Дмитриенко, М.Г. Матусов // Научно-технические инновации. Юбилейная международная научно-практическая конференция, посвященная 60-летию БГТУ им. В.Г. Шухова, XXI научные чтения. 2014. Издательство: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова (Белгород). – 2014. – с. 88-90.

УДК 62-1/-9

Реконфигурируемое зажимное устройство на основе многофункциональной связи и гидравлического цилиндра с встроенным поршневым штоком

Александров И.А., Егоров В.А., Кириченко О.П.
Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

Ключевые слова: Зажимное устройство; бесштоковый поршневой цилиндр; Реконфигурируемые разработки; многофункциональная связь; шток; колесо

В статье раскрыты реконфигурируемые зажимные устройства, основанные на многофункциональной связи и бесштоковом поршневом цилиндре гидравлической трансмиссии. Они были представлены публике. Также были представлены принципы их работы и соответствующие формулы расчета механики. В этих устройствах бесштоковый поршневой цилиндр использовался как привод, а многофункциональные штоки и колеса с простыми и схожими геометрическими формами были основными компонентами. Необходимость в зажиме заготовок разных размеров или форм и требования для линейного или лицевого контакта зажима может быть решена при изменении формы основных компонентов и перемены их места расположения, в этом случае большая зажимная сила может быть обеспечена. Благодаря быстрому восстановлению могут быть удовлетворены требования многотипности, переменного объема и коротких сроков.

Введение

Модульное зажимное приспособление, широко используемое в современном производстве, может применяться только в малообъемном производстве с коротким циклом, но не отвечает потребностям крупносерийного с малым циклом производственного процесса. В настоящее время обрабатывающая промышленность сталкивается с серьезными проблемами, связанными с многотипностью, неустойчивым объемом и коротким временем подачи. В большинстве случаев период подготовки устройства часто является самым долгим

среди всех факторов, которые влияют на срок подачи во всех ключевых элементах, таких как станки, режущие инструменты, разного рода контактирующие приспособления, измерительные приборы и так далее. И в конструкции зажимного прибора цикл подготовки наибольший. Таким образом, предварительная реконфигурация зажимного устройства является лучшим выбором для решения фундаментальных противоречий, упомянутых выше.

В ответ на выше указанные проблемы, авторами новаторски разработаны своего рода реконфигурируемые жидкостные трансмиссии зажимных устройств, на основе высокой жесткости бесштокового поршневого цилиндра, снабженного рычагами, и основанные на многофункциональных штоках и колесах с простыми и идентичными геометрическими формами [1-8]. При умелом использовании угла или размера длины рычага, необходимость в зажиме заготовок разных размеров или форм для линейного или лицевого контакта зажим можно обеспечить, изменив его форму и расположение, применяя различные зажимные усилия [9-15].

Инновационная идея

Зажимные устройства, основанные на механизме рычага

Три вида зажимных устройств с общим рычажным механизмом, постоянным усилителем и с рычагом под прямым углом, управляемым бесштоковым поршневым цилиндром, показаны на Рис.1, Рис.2 и Рис.3. Принцип работы заключается в том, что радиальное прямоугольное отверстие обрабатывается в центральном гидроцилиндровом поршневом штоке, при этом колесо вращается в радиальном отверстии при соответствующем допуске, затем шарнирно закрепляется на рычаге. При движении поршня вверх и вниз рычаги колеблются вокруг фиксированного стержня, колесо, закрепленное на рычаге, вращается в радиальном отверстии, содействуя зажиму заготовки в левой части устройства.

На Рис.1 и Рис.2 чётко видно, что прямой рычаг действует также, в то время как на Рис.3 единственным отличием является только изогнутая рукоятка, но процессы изготовления почти те же самые.

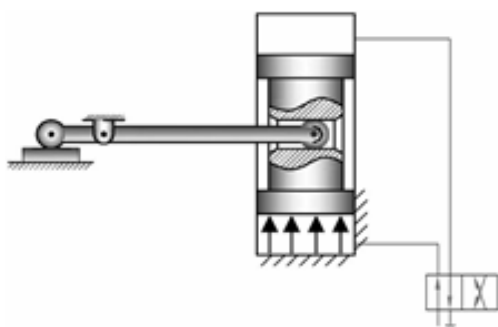


Рис.1 Зажимное устройство с общим рычажным механизмом на линейном контакте

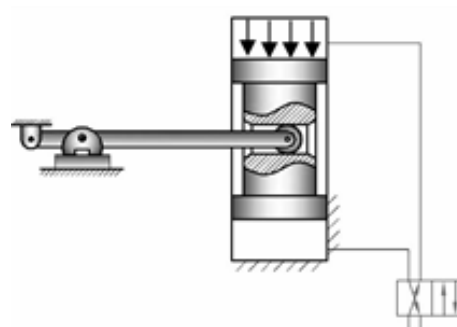


Рис.2 Зажимное устройство с рычажным механизмом постоянного усиления при лицевом контакте

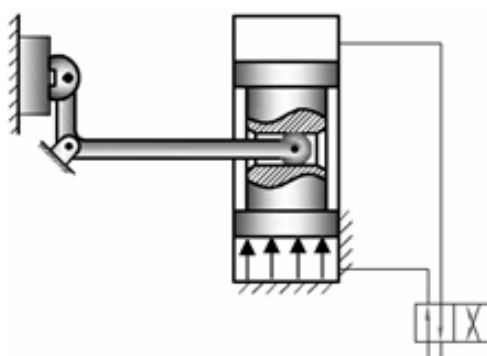


Рис.3 Зажимное устройство с рычажным механизмом с прямым углом

Зажимное устройство и заготовка на Рис.1 имеют линейный контакт, в то время как на Рис.2 и Рис.3 контакт лицевой. И лицевой контакт зажимного элемента может быть далее обработан по линейному контакту. Иными словами, трём видам, показанным на рисунках, зажимных устройств нужно только два вида соединения для таких же или подобных процессов изготовления.

Формула усилия зажимного устройства трех видов, упомянутых выше, выводится следующим образом:

$$F = \frac{\pi D^2 p L}{4l} \eta_c \eta_L \quad (1)$$

Где D - диаметр гидравлических или пневматических цилиндров, p - давление в системе (МПа), L и l - длина плеча и пассивной рукоятки рычага, η_c - механическая эффективность гидравлической или пневматической системы (обычно 0.85), η_L - механическая эффективность рычага (обычно 0,97).

Зажимное устройство на основе коленчатого рычага

Два зажимных устройства, показанные на Рис.4 и Рис.5, собраны на основе другого многофункционального элемента под названием двусторонний рычаг и бесштокового поршневого цилиндра, причем на обоих зажимных устройствах используется угловой эффект увеличения усилия. Когда поршень перемещается вправо, колесо катится вверх по стенке отверстия, поэтому угловое давление при повороте становится меньше, при этом усилии, передаваемое от цилиндра, будет увеличиваться и, соответственно, выходное усилие зажима F будет расти. Принцип зажимного устройства на Рис.5 аналогичен на Рис.4. Единственное отличие состоит в том, что усилие механизма возрастает, а при изменении двух углов α и β гораздо большее усилие F может быть достигнуто при том же гидравлическом давлении p . Колесо в гидравлическом штоке этих двух приспособлений решило проблему недостаточной степени свободы (СС). Более того, поскольку колесо в гидравлическом цилиндре идет по кругу, сила трения и потеря мощности становятся меньше, чем при трении скольжения. В то же время площадь зажима этих двух приспособлений формируется многофункциональными устройствами - рычагом и зажимным элементом, что способствует созданию двух приспособлений, что обеспечивается плавающей функцией и автоматической фиксацией заготовок.

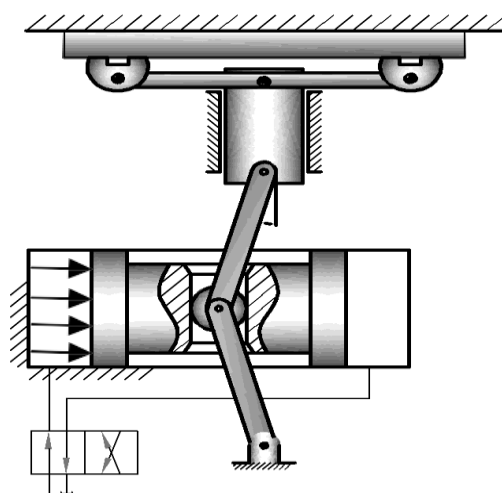


Рис.4 Составное зажимное устройство с двусторонним рычагом с увеличением усилия

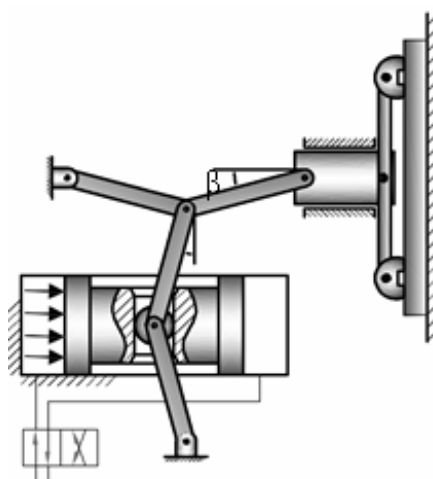


Рис.5 Составное зажимное устройство с серией двусторонних рычагов одинаковой длины с увеличенным усилием

Выходное усилие на Рис.4 может быть выражено следующим образом:

$$F = \frac{pD^2}{4 \tan \alpha} \eta_1 \eta_2 \quad (2)$$

На рис.5 выходное усилие вычисляется по уравнению:

$$F = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{\tan \alpha \tan \beta} + 1 \right) \frac{pD^2}{4} \eta_1 \eta_2 \quad (3)$$

Где α, β – углы переключения

Зажимное устройство, основанное на рычажно-шарнирном механизме

Зажимное устройство, показанное на Рис.6, состоит из многофункционального рычага-кривошипа и бесштокового поршневого цилиндра. Принцип работы - это, прежде всего, вертикальное усилие, направленное вверх, создаваемое в гидравлическом цилиндре, сначала увеличивается благодаря действию рычажного механизма. Между тем, это усилие приводит в движение рычаг переключения, передавая это усилие элементу вывода, где оно увеличивается во второй раз благодаря углу рычага.

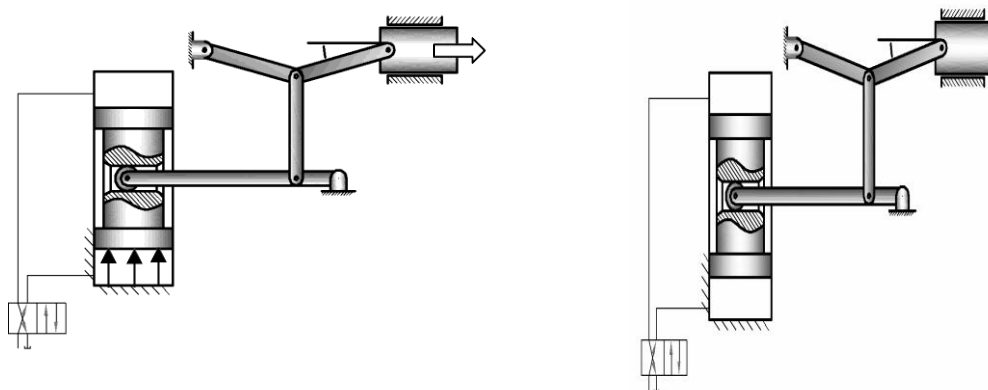


Рис.6 Зажимное устройство, основанное на рычажно-шарнирном механизме

Формула выходного усилия зажимных устройств, показанных на рис.6:

$$F = \frac{pD^2 L}{4l \tan \alpha} \eta_1 \eta_2 \quad (4)$$

Зажимное устройство на основе рычажно-шарнирного механизма

Механизм на основе зажимных устройств, показан на Рис.1, Рис.2 и Рис.3. Новые устройства могут быть представлены на Рис.7, Рис.8 и Рис.9, с увеличением количества рычажных механизмов. Из-за углового эффекта, усилия переключения и длины связи, выходное усилие здесь увеличивается в 2 раза, что обеспечивает большую силу зажима, чем в устройствах на Рис.1, Рис.2, Рис.3.

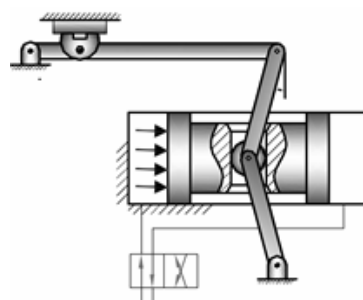


Рис.7 Составной зажимной рычажно-шарнирный механизм с постоянным усилием

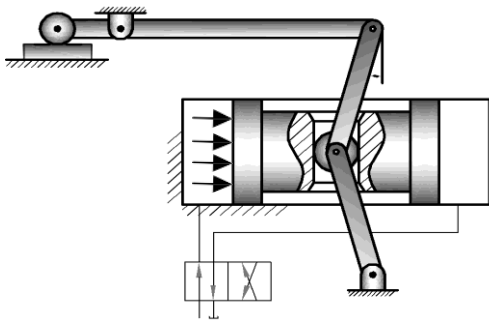


Рис.8 Составной зажимной механизм с неизменным рычагом

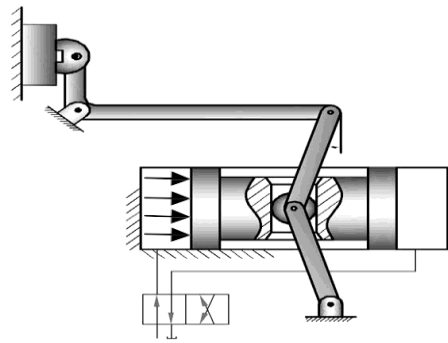


Рис.9 Составной зажим с рычагами и шарниром

Формула выходного усилия зажимных устройств, показанных на Рис.7, Рис.8 и Рис.9:

$$F = \frac{p\pi D^2 L}{4l_1 \tan \alpha} \eta_1 \eta_2 \quad (5)$$

В современном производстве одиночное зажимное устройство не всегда отвечает требованиям промышленности, а из-за отклонения симметрии в конструкции, сила трения во время рабочего процесса всегда велика. Руководствуясь эстетикой симметрии при разработке, авторы улучшили механизм, представленный на Рис.7, Рис.8 и Рис.9. Новаторски были разработаны два типа двунаправленных зажимных устройств, как показано на Рис.10 и Рис.11. Как видно на рисунках, степень симметрии в конструкции довольно велика, т.е., можно сказать, что теоретически отсутствует сила трения между поршневым штоком и стенкой цилиндра.

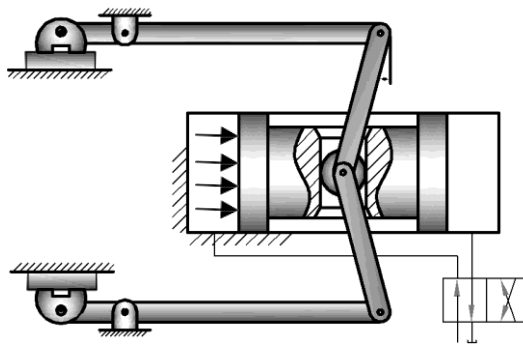


Рис.10 Составной зажим с плавающей функцией рычага и зажима (основной рычажный механизм)

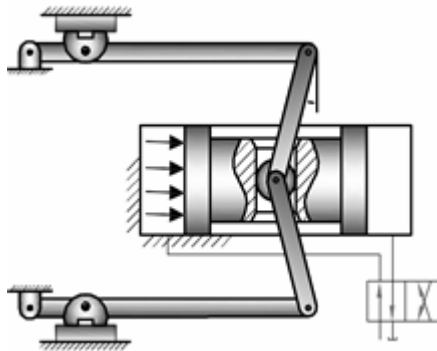


Рис.11 Составной зажим (рычажный механизм с постоянно возрастающим усилием)

Выходное усилие может быть вычислено через уравнение:

$$F = \frac{pD^2l_2}{8l_1 \tan \alpha} \eta_1 \eta_2$$

Вывод

Инновационная идея конструкции о реконфигурируемых зажимных устройствах, основанных на многофункциональной связи и бесштоковом поршне

Руководствуясь этой идеей, авторы проиллюстрировали некоторые примеры конструкций, которые могут быть применены в промышленности при выполнении в соответствии с формулами расчета механики. Зажимные устройства, которые были разработаны и изготовлены, имеют следующие четыре преимущества:

Во-первых, модель сборочного гидравлического цилиндра или пневматического цилиндра с поршнем без штока приводит к большей жесткости и, следовательно, к лучшей обрабатываемости, а также к высокой стандартизации и реконфигурации конструкции.

Во-вторых, хотя рычажный механизм той же формы и аналогичного геометрического профиля был принят как усилитель для зажимного устройства, в результате чего стало возможным достичь многофункциональности этого устройства.

В-третьих, более мощная пара, состоящая из органа, передающего усилия, и элемента линейного или лицевого контакта, представляющего собой шестерни с зубьями простого геометрического профиля. Эта пара используется для одинаковых производственных процессов и различных функций.

Наконец, подходящие зажимные устройства могут отвечать требованиям зажима заготовок различной формы и размеров и соответствовать потребностям переменного усилия зажима путем перестановки базовых компонентов гидравлического цилиндра или изменением остроты и расположения многофункциональных зажимных механизмов.

Руководствуясь идеей реконфигурации, как упоминалось выше, период проектирования зажимных устройств и цикл производства могут быть значительно сокращены. Таким образом, спрос на механизмы, обеспечивающие многотипность, изменение объема, сокращение сроков производства, могут быть удовлетворены.

Литература:

- [1] K.M. Zhong, P.Q. Guo. Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive // Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms. 1999. p. 2037-2042.
- [2] D.N. Su, K.M. Zhong. A Hydraulic-amplified Base on Non-rod Piston Cylinder and Symmetrical hinges // Hydraulic and Pneumatic. 2005. p. 73-74.
- [3] C. Xi, K.M. Zhong. The Symmetrical Combination System with Two-step Orthogonal Toggle Force Amplifier and Hydraulic Cylinder with Two Rod-less Pistons // Machine Tools & Hydraulic. 2006. p. 99-100.
- [4] X.M. Sheng, K.M. Zhong. Force Amplifier Driven by Air Cylinder with Rodless Piston // Machinery. 2005. p. 71-72.
- [5] M.D. Wang, G.J. Si, K.M. Zhong. Multipoint Floating Clamping Device Base on Two-step Orthogonal Toggle Force Amplifying Driven by Rodless Piston Cylinder // Machinery. 2008. p. 69-70.
- [6] K.M. Zhong, D.Y. Wang. Hydraulic driving clamping device based on wedge force amplifier with double inclined sides // The proceedings of the china association for science and technology. 2006.
- [7] W. Wang, K.M. Zhong. Two-way and Aligning Fixture Base on Rodless Piston Cylinder // Machinery. 2007. p. 73-74.
- [8] H. Cao, K.M. Zhong. Hydro-mechanic Compound Gearing Composed of Rod-less Cylinder and Force Amplifier // Chinese Hydraulics & Pneumatics. 2004. p. 71-72
- [9] W.H. Lin, B.T. Chen. The design of the machine tool // Defence Industry Press, Beijing. 1987.
- [10] W.J. Liu. Fixture engineer handbook // Heilongjiang Science & Technology Press, Harbin.
- [11] K.M. Zhong. Clamping Device Use of Lever-plate Base on Rodless Piston by Fluid

Transmission // New Technology & New Process. 2004. p. 45.

[12] J.L. Cui, K.M. Zhong. Pneumatic and Flexible Fixture Based on Rod-less Piston Cylinder and Clamped by Pressure Plate // Chinese Hydraulics & Pneumatics. 2008. p. 60-61.

[13] C. Xi, K.M. Zhong. Comparison of Performance characteristic of Six Kinds of Hydraulic Clamping Devices Based on Two-step Toggle-lever Force Amplifier // Machinery. 2007. p. 61-62.

[14] J.L. Cui, K.M. Zhong. Fluid Transmission Clamping Fixture with Piston Movement Direction Perpendicular to Clamping Force Direction // Machinery. 2007. p. 66-67.

[15] C. Xi, K.M. Zhong. The Symmetrical Combination System with Two-step Orthogonal Toggle Force Amplifier and Hydraulic Cylinder with Two Rod-less Pistons // Machine tool & Hydraulic. 2006. p. 99-100.

Reconfigurable Clamping Device Based on Multi-function Link and Hydraulic Cylinder with Built-in Piston Rod

Alexandrov I.A., Egorov V.A., Kirichenko O.P.

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

Keywords: Clamping device; Rod-less piston cylinder; Reconfigurable design; Multi-function Linkage; Bar; Wheel

Reconfigurable clamping devices based on multi-function linkage and rod-less piston cylinder by fluid transmission were introduced. Their working principles have been introduced, and the relevant mechanics calculation formulas were presented. In these devices, rod-less piston cylinder was used as a drive, while multi-function bars and wheels with simple and similar geometric shapes as the basic components. The needs for the clamping of workpieces with different sizes or shapes and requirements for the line-contact or face-contact clamping can be meet by changing the shapes of the basic components and the locations, meanwhile great clamping force can be provided. Due to the rapid reconstruction, the demands of multi-type, variable-volume and short periods can be satisfied.

УДК 621.923

Выбор числа операций шлифования с обеспечением заданных параметров обработки

Новоселов Ю. К.^a, Богуцкий В. Б.^b

Севастопольский государственный университет, Университетская 33, Севастополь, Россия
^asev.novoseloff@yandex.ru, ^bbogutskivb@yandex.ru

Ключевые слова: абразивная обработка, число операций шлифования, припуск, шероховатость поверхности, критерий эффективности.

В статье приведены варианты решения задачи обеспечения заданных параметров шероховатости поверхности на стадии проектирования структуры технологического процесса. Показано что при разработке маршрута технологического процесса выбранного варианта сначала назначают число операций, обеспечивающих заданную точность, а затем число финишных операций для обеспечения заданных параметров шероховатости поверхности. На примере анализа изменения величины приведенных затрат при обработке заготовки с обеспечением заданной шероховатости при двух операциях шлифования, обоснована необходимость применения принципа динамического программирования при проектировании маршрута технологического процесса обработки заготовок абразивными инструментами и определения критерия эффективности. Сделан вывод, что при разработке маршрута обработки шлифованием следует рассматривать технологический процесс как сложную динамическую систему. Такой подход позволит применить для решения технологических задач аппарат теории оптимального управления дискретными системами.

Из практики известны следующие варианты решения задач обеспечения заданных параметров шероховатости поверхности на стадии проектирования структуры технологического процесса [1-5]:

- а) шероховатость поверхности достигается автоматически при получении заданной точности;
- б) шероховатость обеспечивается за счет изменения характеристики инструмента, режима резания, СОТС на одной или нескольких заключительных операциях;
- в) шероховатость обеспечивается в конце технологического процесса применением специальных финишных методов обработки.

Для первых двух вариантов число операций назначается из условия получения заданной точности. Для третьего варианта заданные параметры точности достигаются быстрее, чем заданные параметры шероховатости поверхности.

Например, при обработке валков станов холодной прокатки точность размера не контролируется, а предусмотренные техническими условиями допуски на отклонение формы выдерживаются на первой предварительной операции шлифования [6]. Для получения же заданной шероховатости рабочей поверхности валка выполняются операции чистового и тонкого шлифования.

К деталям, при проектировании маршрута обработки которых необходимо учитывать требования по шероховатости поверхности, относятся: коленчатые, кулачковые валы, шпиндели станков, ролики подшипников и ряд других деталей общего и специального машиностроения. Рекомендации по выбору числа операций с получением заданной шероховатости малочисленны и противоречивы. Так, обработку валков станов холодной прокатки с шероховатостью поверхности $Ra=0,02$ мкм рекомендуют вести при одной, двух, трех и четырех чистовых операциях [2].

Для третьего варианта технологический процесс может быть спроектирован таким образом, что при выполнении всех операций будут одновременно повышаться точность и снижаться шероховатость поверхности, либо таким образом, что сначала будут достигаться заданные параметры точности, а затем параметры шероховатости поверхности.

В первом случае число операций заключительной части процесса должно выбираться из условия получения заданной шероховатости поверхности, а ограничения по заданной точности и физико-механическому состоянию поверхностного слоя проверяются либо аналитически, либо экспериментально. Во втором случае при выполнении финишных операций точность может не только не увеличиваться, но, наоборот, снижаться. Это наблюдается, например, при суперфинишировании, полировании поверхностей абразивными лентами, гидроабразивной обработке.

При разработке маршрута технологического процесса рассмотренного варианта сначала назначают число операций, обеспечивающих заданную точность, а затем число финишных операций, обеспечивающих заданные параметры шероховатости поверхности.

Рассмотрим изменение приведенных затрат при обработке заготовки с обеспечением заданной шероховатости при двух операциях шлифования (рис. 1). Будем считать, что характеристики инструментов, режимы резания и другие технологические факторы подобраны таким образом, чтобы точность обработки обеспечивалась при любом распределении припуска по операциям. Суммарный припуск Π_{Σ} вычисляется по общепринятым методикам [6, 7-9 и др.]

$$\Pi_{\Sigma} = \Pi_{N-1} + \Pi_N \tag{1}$$

Где Π_{N-1} и Π_N – соответственно припуск, удаляемый на первой и второй операциях шлифования.

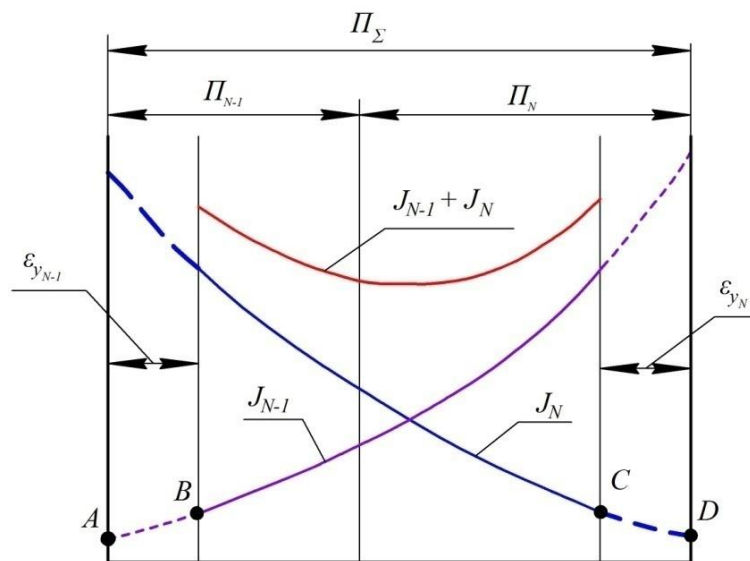


Рис.1 Влияние распределения припуска на приведенные затраты при шлифовании заготовок в две операции

На участке $A-B$ кривой J_{N-1} планируемый припуск $\varepsilon_{y_{N-1}}$ меньше погрешности установки заготовки и поэтому первая операция не выполняется. На участке $C-D$, кривая J_N , $\Pi_N < \varepsilon_{y_N}$, не выполняется вторая операция. При шлифовании в одну операцию величина суммарного припуска снижается на величину погрешности установки заготовки.

Согласно [1, 2, 8, 10] с увеличением припуска на первую операцию увеличивается трудоемкость и приведенные затраты на ее выполнение (кривая J_{N-1}), но уменьшаются

припуск и затраты на вторую операцию, кривая J_N . Суммарные же приведенные затраты могут как уменьшаться, так и увеличиваться.

При этом возможны следующие варианты:

- у кривой суммарных приведенных затрат нет глобального минимума. Это наблюдается при больших погрешностях установки и больших пространственных отклонениях заготовки. В этом случае необходимо рассмотреть возможность снижения погрешностей установки и пространственных отклонений, изменения схемы шлифования, применения более гибкого инструмента и т.д. Если это невозможно или нецелесообразно, обработка заготовки выполняется при одной операции шлифования.

- кривая $J_{N-1} + J_N$ имеет глобальный минимум, но затраты при двух операциях больше, чем при обработке в одну операцию. В этом случае обработка заготовки выполняется при одной операции шлифования. Заданная шероховатость обеспечивается за счет соответствующего подбора характеристики круга и режима резания.

- кривая $J_{N-1} + J_N$ имеет глобальный минимум со значением приведенных затрат меньшим, чем при шлифовании в одну операцию. В этом случае обработку заготовки целесообразно вести при двух операциях шлифования. Припуски на выполнение операции определяются точкой глобального минимума.

При выполнении анализа в рассмотренном примере характеристики инструментов и режимы предполагались известными. С целью повышения точности расчетов целесообразно их определять для каждого сравниваемого варианта. Объем вычислений может быть значительно уменьшен при вычислении числа операций методом динамического программирования.

На основании рекуррентного соотношения и принципа динамического программирования может быть рекомендована следующая последовательность проектирования маршрута технологического процесса обработки заготовок абразивными инструментами.

На первом этапе выполняется анализ возможных вариантов заключительной операции процесса. Для этого устанавливается множество возможных сочетаний показателей качества после $N-1$ -й операции. Для каждого варианта возможных сочетаний определяют условия выполнения заключительной операции, входные переменные и управляющие воздействия. По результатам первого этапа запоминаются значения критерия J и условия выполнения заключительной операции для каждого варианта.

На втором этапе переходят к анализу двух последних операций технологического процесса. Устанавливаются все возможные сочетания показателей качества после выполнения $N-2$ -й операции. Для каждого из сочетаний задаются все возможные наборы выходных переменных после $N-1$ -й операции, и на основе сопоставления критерия эффективности выбирается лучший вариант. Он сравнивается с вариантом преобразования качества в одну операцию, из последних выбирается наилучший.

На третьем этапе переходят к анализу трех, четырех и так далее операций технологического процесса. Для этого устанавливаются все возможные сочетания показателей качества на $N-j$ -й операции ($j = 3, 4, \dots$), для каждого сочетания задаются все возможные наборы выходных переменных после $N-j+1$ -й операции и вычисляются значения критерия эффективности (в качестве критерия эффективности рекомендуется принимать приведенные затраты на удаление единицы объема материала [10]), выбирается оптимальный вариант выполнения заключительной части процесса. Вычисления заканчиваются при получении результата, свидетельствующего, что дальнейшее увеличение числа операций приводит к увеличению значения критерия эффективности.

Таким образом, при разработке маршрута целесообразно рассматривать технологический процесс как сложную динамическую систему. Такой подход позволяет применить для решения технологических задач аппарат теории оптимального управления дискретными системами.

Литература:

1. Обеспечение качества при абразивной обработке: вопросы теории и практики: [монография] / Т. А. Аскалонова, А. М. Иконников, С. Л. Леонов, Ю. К. Новоселов, А. А. Ситников, Е. Ю. Татаркин. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2016. – 219 с.
2. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения В 10 т. Т. 4. Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов. / Под ред. Ф.В. Новикова, А.В. Якимова. – Одесса: Изд-во ОНПУ, 2002. – 802 с.
3. Stephen Malkin, Changsheng Guo. Grinding technology. Theory and Applications of Machining with Abrasives. Industrial press, New York, 2008. – 372 p.
4. Robert I. King, Robert S. Hahn. Handbook of Modern Grinding Technology. Springer Science & Business Media, 2012. – 360 p.
5. Novoselov Yu., Bogutsky V., Shron L. Patterns of removing material in workpiece - grinding wheel contact area// 4-nd International conference on industrial engineering (ICIE-2017). Procedia engineering, Vol. 206. – 2017. – PP. 991–996.
6. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке /Ю.К. Новоселов. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – 304с.
7. W. Brian Rowe. Principles of modern grinding technology. Jordan Hill, Oxford OX2 8DP: UK 2009. – 421 p.
8. Shaw C. Milton. Principles of Abrasive Processing. Oxford Series on Advanced Manufacturing, 13. – New York: Oxford University Press, – 1996. – 592 p.
9. Novoselov Yu., Bogutski V., Bratan S. Analysis of relation between grinding wheel wear and abrasive grains wear// 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016). Procedia Engineering. Vol. 150, – 2016. – PP. 809-814.
10. Тверской М.М., Каленик Д.В. Повышение точности размера и формы поверхности при внутреннем шлифовании с контролем усилия врезания // Адаптивные системы управления металлорежущими станками. - М.: НИИМАШ, 1971. – С. 155- 162

Selection of the number of grinding operations with the specified processing parameters

Novoselov Yu. K., Bogutsky V. B.

Sevastopol State University, University st., 33, Sevastopol, 222053, Russian Federation
sev.novoseloff@yandex.ru, bogutskivb@yandex.ru

Keywords: abrasive processing, the amount of grinding operations, machining allowance, surface roughness, the criterion of efficiency.

In the article are shown the variants of solving the problem of providing the specified parameters of surface roughness at the design stage of the structure of the process. It is shown that when developing the route of the technological process of the selected option, first assign the number of operations that provide a given the specified precision, and then the number of finishing operations to ensure the specified parameters of surface roughness. On the example of the analysis of the change in the value of the given costs in the processing of the workpiece with the provision of a specified roughness in two grinding operations, the necessity of applying the principle of dynamic programming in the design of the route of the technological process of processing workpiece with abrasive tools and determine the criterion of efficiency. It is concluded that the development of the grinding processing route should be considered as a complex process dynamic system. This approach will allow us to apply the apparatus of the theory of optimal control of discrete systems to solve technological problems.

УДК 621.914.2

Анализ методов определения силовых характеристик при цилиндрическом фрезеровании

Андросов С.П.^a, Иванов А.В.^b

Омский государственный технический университет, пр. Мира 11, Омск, Россия

^aasp57@list.ru, ^bsuperkriger@yandex.ru

Ключевые слова: фрезерование, цилиндрическая фреза, технологические силовые характеристики.

Рассматриваются вопросы определения при фрезеровании цилиндрическими фрезами технологических силовых характеристик. Приводятся сведения о теоретических подходах нахождения значений сил резания. Первый основывается на использовании эмпирических формул, второй – на расчете сил резания по аналитическим зависимостям, полученным при математическом моделировании процесса фрезерования. Первый подход имеет ограничения применения, так как формулы соответствуют только конкретным условиям проведения эксперимента. В работе выполнен сравнительный анализ результатов расчета силовых характеристик двумя подходами. Показано, что силовые характеристики, вычисленные по эмпирическим формулам, имеют меньшие значения характеристик, определяемых по аналитическим зависимостям. Снижение достоверности и точности расчетов по эмпирическим формулам обусловлено тем, что они не отражают физическую природу и закономерную связь составляющих сил резания по параметрам процесса фрезерования. Точными, а, следовательно, и перспективными, являются методы расчета силовых характеристик по аналитическим зависимостям.

Введение

Фрезерование цилиндрическими фрезами является одним из распространенных видов обработки резанием, который применяется в машиностроении для формообразования плоских, цилиндрических и других поверхностей [1]. Данный способ относится к сложным процессам металлообработки, так как он характеризуется как свободным, так и несвободным нестационарным резанием, обусловленным изменением толщины срезаемой стружки вследствие вращения и наклона зубьев фрезы.

Одной из актуальных задач исследования процесса фрезерования является определение сил, действующих на зубья фрезы. Знание сил резания необходимо для решения многих практических вопросов в металлообработке: определение требуемой мощности приводов металлорежущих станков; расчет на прочность и жесткость при конструировании инструментов, приспособлений и механизмов станков; выбор и оптимизация режимов фрезерования.

В работах [2 - 4] рассматриваются методы определения сил резания, предложенных как отечественными, так и зарубежными исследователями. К первой группе относятся методы определения сил резания с помощью эмпирических формул, а также таблиц и номограмм, составленным по этим формулам. Эмпирические зависимости соответствуют только конкретным условиям проведения эксперимента. Кроме того, они не отражают физическую природу составляющих сил резания, что снижает достоверность и точность расчетов. Поэтому перспективной считается вторая группа методов определения сил, которая базируется на результаты математического моделирования процесса фрезерования и режущего инструмента.

В работах авторов [5,6,7] проведены исследования цилиндрического фрезерования. На основе модели острозаточенных фрез [5], к которым относятся и цилиндрические фрезы,

выполнено моделирование процесса формообразования поверхностей цилиндрическими фрезами [6] и силового нагружения зубьев фрезы в процессе резания [7]. В результате моделирования получены аналитические выражения составляющих силы резания.

Целью данной работы является определение силовых характеристик цилиндрического фрезерования по аналитических зависимостям и сравнение их с результатами расчета по эмпирическим формулам.

Методика и результаты исследований

На рис.1 приведены схема сил, действующих на зуб цилиндрической фрезы при встречном фрезеровании и системы координат: неподвижная система $XOYZ$, связанная со станком и подвижная $X_1O_1Y_1Z_1$, связанная с режущей кромкой зуба вращающейся фрезы. В системе координат $XOYZ$ сила резания P раскладывается на составляющие:

$$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y + \bar{P}_z, \tag{1}$$

где P_x – горизонтальная составляющая, действующая в направлении оси OX ; P_y – осевая составляющая, направленная вдоль оси фрезы OY ; P_z – вертикальная составляющая, направленная вдоль оси OZ .

В системе координат $X_1O_1Y_1Z_1$ сила резания P раскладывается на составляющие:

$$\bar{P} = \bar{P}_t + \bar{P}_r + \bar{P}_y, \tag{2}$$

где P_t – окружная составляющая; P_r – радиальная составляющая. Оси OY и O_1Y_1 взаимно параллельны.

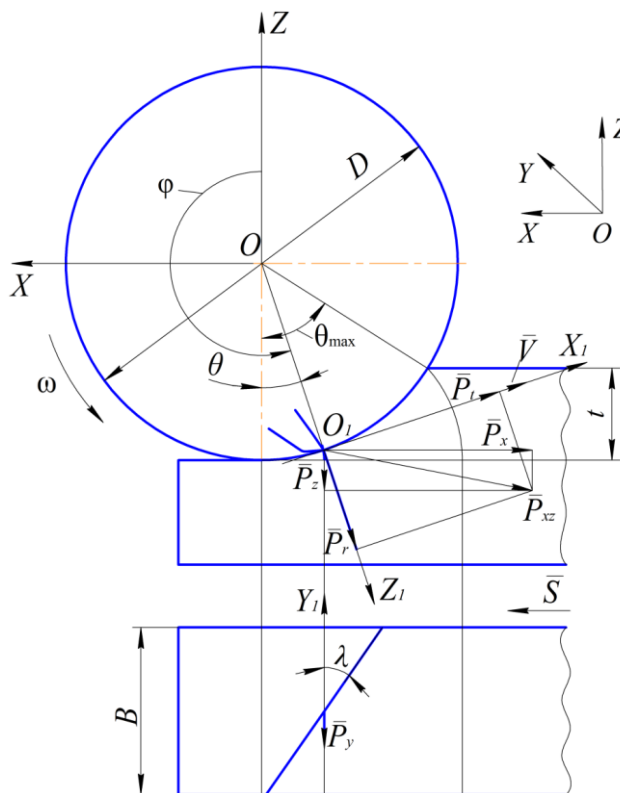


Рис.1 Составляющие силы резания при встречном фрезеровании

К основным технологическим силовым характеристикам цилиндрического фрезерования относят составляющие силы резания системе координат $XOYZ$, а также

крутящий момент M_k и мощность N . Оси OX и OZ лежат в рабочей плоскости, которая содержит векторы скорости \bar{V} и подачи \bar{S} . Ось OY , перпендикулярная рабочей плоскости, совпадает с осью вращения фрезы. Составляющие силы резания по этим осям вызывают упругие деформации технологической системы, которые оказывают влияние на качество и точность обработки поверхностей заготовки. Горизонтальная сила P_x нагружает механизм подачи станка и элементы крепления заготовки. По ней рассчитывают на прочность и жесткость детали и узлы механизма подачи, а также зажимные устройства заготовки в приспособлении. Вертикальная сила P_z в зависимости от глубины резания и размера диаметра фрезы может быть направлена вверх или вниз. Неблагоприятным является первый случай, при котором заготовка приподнимается относительно опорной плоскости приспособления. Поэтому при выборе режимов резания необходимо учитывать величину и направление силы P_z . По величине равнодействующей P_{xz} или ее составляющих P_x и P_z оценивают прочность и жесткость оправки фрезы. Осевая сила P_y действует на подшипники шпинделя станка, крепление заготовки и элементы механизма подачи.

Сравним два подхода определения технологических силовых характеристик по эмпирическим и аналитическим зависимостям. В справочной литературе [8] приводится эмпирическая зависимость окружной составляющей P_t силы резания при цилиндрическом фрезеровании:

$$P_t = \frac{9.81 C_p t^x S_z^y B^{u_z}}{D^q n^w} K_{\mu p}, \quad (3)$$

где C_p – коэффициент, характеризующий условия обработки; t – глубина резания; S_z – подача на зуб; B – ширина обрабатываемой поверхности заготовки; z – число зубьев фрезы; D – диаметр фрезы; n – частота вращения фрезы; $K_{\mu p}$ – коэффициент, учитывающий влияние качества обрабатываемого материала.

По значению окружной составляющей силы резания определяются технологические силовые характеристики:

$$P_x = 1,1 P_t; P_y = 0,35 \operatorname{tg} \lambda P_t; P_z = 0,66 P_t \quad (4)$$

Аналитические выражения технологических силовых характеристик, крутящего момента и мощности фрезерования определены в работе [7] путем интегрирования элементарных сил, действующих на участке контакта зуба фрезы и заготовки по длине режущей кромки. Выражения силовых характеристик имеют вид:

$$P_x = \frac{1}{4} A \sum_{i=1}^{Z_p} \left\{ K_v [(\sin 2\theta_{2i} - \sin 2\theta_{1i}) - 2(\theta_{2i} - \theta_{1i})] - K_\xi \cos \lambda (\cos 2\theta_{1i} - \cos 2\theta_{2i}) \right\} - A_1 \sum_{i=1}^{Z_p} [(\cos \theta_{1i} - \cos \theta_{2i}) + \mu_1 (\sin \theta_{2i} - \sin \theta_{1i})];$$

$$P_z = \frac{1}{4} A \sum_{i=1}^{Z_p} \left\{ K_\xi \cos \lambda [(\sin 2\theta_{2i} - \sin 2\theta_{1i}) - 2(\theta_{2i} - \theta_{1i})] - K_v (\cos 2\theta_{1i} - \cos 2\theta_{2i}) \right\} - A_1 \sum_{i=1}^{Z_p} [(\sin \theta_{2i} - \sin \theta_{1i}) + \mu_1 (\cos \theta_{1i} - \cos \theta_{2i})]; \quad (5)$$

$$P_Y = -K_\xi A \sin \lambda \sum_{i=1}^{z_p} (\cos \theta_{1i} - \cos \theta_{2i});$$

$$M_K = R \sum_{i=1}^{z_p} [K_\xi A \cos \lambda (\cos \theta_{1i} - \cos \theta_{2i}) + \mu_1 A_1 (\theta_{2i} - \theta_{1i})]; N = \frac{\pi n}{30} M_K,$$

где z_p – число зубьев, находящихся в контакте с деталью; θ_{1i} и θ_{2i} – начальные и конечные координаты угла контакта i – го зуба; K_ξ – удельная сила на передней поверхности, перпендикулярная к режущей кромке; K_v – удельная сила на передней поверхности в основной плоскости; μ_1 – коэффициент трения на задней поверхности; λ – угол наклона режущих кромок зубьев; $A = R S_B S_z \text{ctg} \lambda$; $A_1 = R \sigma_B h_3 \text{ctg} \lambda$; S_B – действительный предел прочности; σ_B – предел прочности при растяжении; h_3 – фаска износа.

На рис. 2. приведена схема определения углов контакта зубьев фрезы. Практический интерес представляет равномерное фрезерование цилиндрическими фрезами, при котором обеспечивается постоянство окружной силы и крутящего момента или их малые колебания. В этом случае ширина фрезерования B кратна осевому шагу p_a зубьев фрезы. При выборе коэффициента равномерности фрезерования единице резание несколькими зубьями эквивалентно работе одного зуба. При встречном фрезеровании координаты угла контакта имеют значения: $\theta_{1i} = 0$ и $\theta_{2i} = \theta_{\max}$

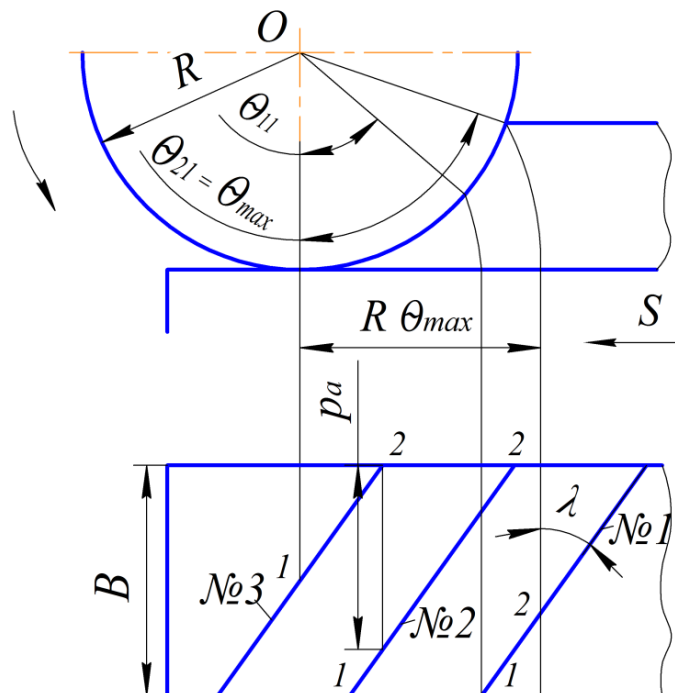


Рис.2 Определение углов контакта зубьев фрезы: №1, №2, №3 – номера зубьев; θ_{11} и θ_{21} – углы контакта зуба №1

В таблице приведены результаты расчета силовых характеристик при черновом фрезеровании цилиндрической фрезой с крупным зубом из быстрорежущей стали P18 двумя способами по формулам (3), (4) и (5). Исходные данные: материал заготовки – сталь 20X; $\sigma_B = 750 \text{ МПа}$; $S_B = 844 \text{ МПа}$; $D = 100 \text{ мм}$; передний угол $\gamma = 10^\circ$; $\lambda = 27,64^\circ$; $z = 12$; $h_3 = 0,6 \text{ мм}$; $B = 40 \text{ мм}$; $t = 2 \text{ мм}$; $n = 63 \text{ мин}^{-1}$; $S_z = 0,2 \text{ мм/зуб}$; $\theta_{\max} = 0,284 \text{ рад}$; $K_\xi = 2,1$;

$K_v = 0,9$. Значения удельных сил K_ξ и K_v определяются по методике, изложенной в работе [6]. Коэффициенты и показатели степени в формуле (3): $C_p = 68,2$; $K_{mp} = 1$; $x = 0,86$; $y = 0,72$; $u = 1$; $q = 0,86$; $w = 0$.

Таблица 1

Силловые характеристики

Силловые характеристики	Эмпирические формулы	Аналитические формулы
$P_t, кН$	4,562	6,077
$P_x, кН$	5,018	7,816
$P_y, кН$	0,716	0,628
$P_z, кН$	3,011	13,51
$M_k, Н м$	228,1	303,88
$N, кВт$	1,43	2,01

Анализ результатов расчета показывает, что эмпирические зависимости дают более низкие значения силловых характеристик фрезерования в сравнении с аналитическими зависимостями. Исключение составляет осевая сила P_y , по которой значения совпадают. Различие значений силловых характеристик, определяемых двумя способами, обусловлено тем, что эмпирические зависимости не в полной мере учитывают физическую природу и закономерную связь составляющих сил резания по всем параметрам процесса фрезерования, причем без ограничения их допускаемых величин. Неточное определение технологических силловых характеристик резания может привести к неправильному выбору характеристик фрезерного станка по мощности электродвигателя, по допускаемому усилию, прилагаемому к механизму подачи, а также в целом режима резания. Кроме того, возможны ошибки в назначении размеров деталей механизмов станка с точки зрения их прочности, жесткости и устойчивости.

Выводы

Таким образом, выполненные исследования имеют следующие результаты: показано, что при цилиндрическом фрезеровании требуется точное определение сил резания, так как они определяют правильный выбор привода станков и режимов обработки деталей, а также используются при расчетах на прочность и жесткость инструмента, приспособлений и механизмов станков; проведены исследования и анализ теоретических методов расчета силловых характеристик по эмпирическим формулам и по аналитическим зависимостям; установлено, что расчет по аналитическим зависимостям позволяет определять более точные значения силловых характеристик фрезерования. В этой связи данный метод имеет перспективное применение.

Литература:

1. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Моделирование процессов резания. Старый Оскол: ТНТ, 2013. – 240 с.
2. Розенберг Ю.А., Тахман С.И. Силлы резания и методы их определения. Часть 1. Общие положения. – Курган: КМИ, 1995. – 128 с.
3. Грубый С.В., Зайцев А.М. Исследование концевых фрез при фрезеровании корпусных деталей из алюминиевых сплавов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. №12. – С. 44-56. DOI: 10.7463/1213.0634375.
4. Rott O., Homberg D., Mense C. A comparison of analytical cutting force models. Preprint No. 1151, WIAS, Berlin, 2006. 23 p.

5. Андросов С.П., Коляри И.Г., Меньших С.А. Моделирование фрез с острозаточенными зубьями // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2015. – № 3. – С.61–67.
6. Андросов С.П., Степанова Е.П. Моделирование процесса формообразования цилиндрической фрезой. Технические науки - от теории к практике: сб. ст. по матер. LVIII междунар. науч.- практ. конф. № 5(53). опасность жизнедеятельности. Часть I. – Новосибирск: СибАК, 2016. – С. 115-121.
7. Андросов С.П., Гаврилин Я.А. Моделирование силовых характеристик при фрезеровании цилиндрическими фрезами // Металлообработка. – 2017. – № 5(101). – С.14-20.
8. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Сулова, А.Г. Косиловой, Р.Х. Мешерякова. – М.: Машиностроение-1, 2001. – Т. 1. 912 с; Т. 2. 944 с
9. Кушнер В.С., Бургонова О.Ю. Теория стружкообразования: монография. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. – 176 с.

Analysis of methods for determining the power characteristics of cylindrical milling

Androsov S.P.^a, Ivanov A.V.^b

Omsk state technical University, pr. Mira 11, Omsk, Russia
asp57@list.ru, superkriger@yandex.ru

Keywords: milling, cylindrical cutter, technological power characteristics.

The questions of determination of technological power characteristics by cylindrical milling cutters are considered. Data on theoretical approaches of finding values of cutting forces are given. The first is based on the use of empirical formulas, the second – on the calculation of cutting forces on the analytical dependences obtained in the mathematical modeling of the milling process. The first approach has limitations of application, since the formulas correspond only to the specific conditions of the experiment. The paper presents a comparative analysis of the results of the calculation of power characteristics by two approaches. It is shown that the force characteristics calculated by empirical formulas have lower values of the characteristics determined by Analytical dependences. The decrease in the reliability and accuracy of calculations on empirical formulas is due to the fact that they do not reflect the physical nature and the legal relationship of the components of the cutting forces on the parameters of the milling process. Accurate, and therefore promising, are the methods of calculating the power characteristics of the analytical dependences.

УДК 004.92

Компьютерное моделирование датчика МЕТРАН-43

Гришин Р.С.^а, Неснов Д.В.^б

Самарский государственный технический университет, ул. Молодогвардейская 244, 443100, Самара, Россия

^аgrishin655@gmail.com, ^бnqtaig@gmail.com

Ключевые слова: компьютерное моделирование, трехмерная графика, Метран-43ДИ, изделие.

В приведённой статье описано создание трехмерной модели датчика избыточного давления Метран-43ДИ при помощи графического редактора КОМПАС-v17, а также выполнены фотореалистичные изображения в программе Artisan Rendering и создана анимация разборки-сборки устройства, позволяющая увидеть внутренние составляющие изделия.

Нынешнее общество не может обойтись без инноваций, которые облегчают жизнь не только простым людям в повседневной жизни, но и инженерам, и рабочим в их сфере. Одним из нововведений является компьютерное моделирование. Множество приборов, машин, станков и изделий сейчас делаются не просто на чертежах вручную, а в различных трёхмерных редакторах. Это значительно облегчает создание объектов и устройств и позволяет изучить каждую деталь и каждую часть изделия, не собирая его вживую.

Цель работы: изучить возможности многофункциональной программы КОМПАС-3D [1, 2], для создания трёхмерных моделей реальных объектов, научиться применять на практике широкий спектр прикладных библиотек редактора, а также показать выполненную работу на устройстве «Датчик избыточного давления Метран-43 ДИ»

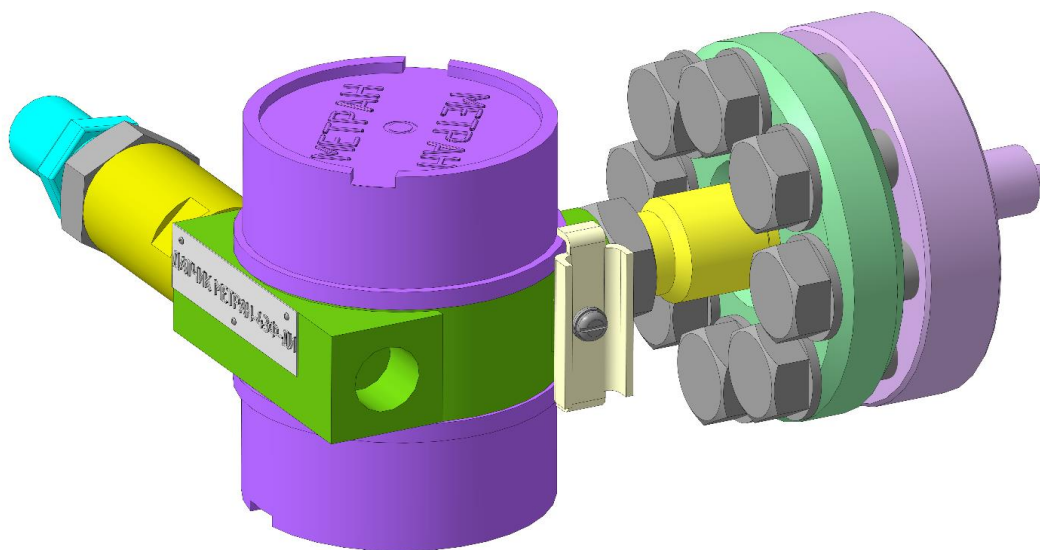


Рис.1 3D-модель датчика избыточного давления Метран-43 ДИ

Датчик Метран-43 ДИ (рис. 1) моделировался полностью при помощи программы КОМПАС v17.1. Все детали устройства создавались отдельно и собирались в под сборки, а далее уже в общие крупные сборки. Данный сборочный узел имеет 70 оригинальных деталей и 72 стандартные детали. Общее количество деталей, участвующих в сборке, 370 штук.

При создании датчика использовались такие стандартные операции КОМПАСа, как: вращение, вырезание, выдавливание, условное указание резьбы и кинематическая операция. При создании проводов применялся пространственный сплайн, который соединял начальную и конечную точки, у которых мы знали координаты. Промежуточные точки задавались произвольно, но с учетом того, что после добавления 3D модели провода в сборку, он не пересекал другие провода и компоненты самой сборки. Те детали, которым были необходимы стандартные конструктивные элементы, создавались с помощью прикладной библиотеки редактора.

В полную сборку устройства Метран-43 ДИ входит множество подборок: 7 основных крупных и 24 мелких подборок. После окончательной сборки модель устройства была представлена в полностью разнесенном состоянии. Это было сделано с целью показать все стандартные и оригинальные детали, которые входят в модель.

С помощью стандартной библиотеки КОМПАСа «Анимация» была создана анимация полной разборки сборки датчика Метран. В видео наблюдается пошаговый разбор сначала полного устройства, а далее каждой подбороки, входящей в общую сборку, отдельно. Данная анимация помогает понять внутренний вид датчика, а также правильный разбор и сбор изделия для неопытных работников.

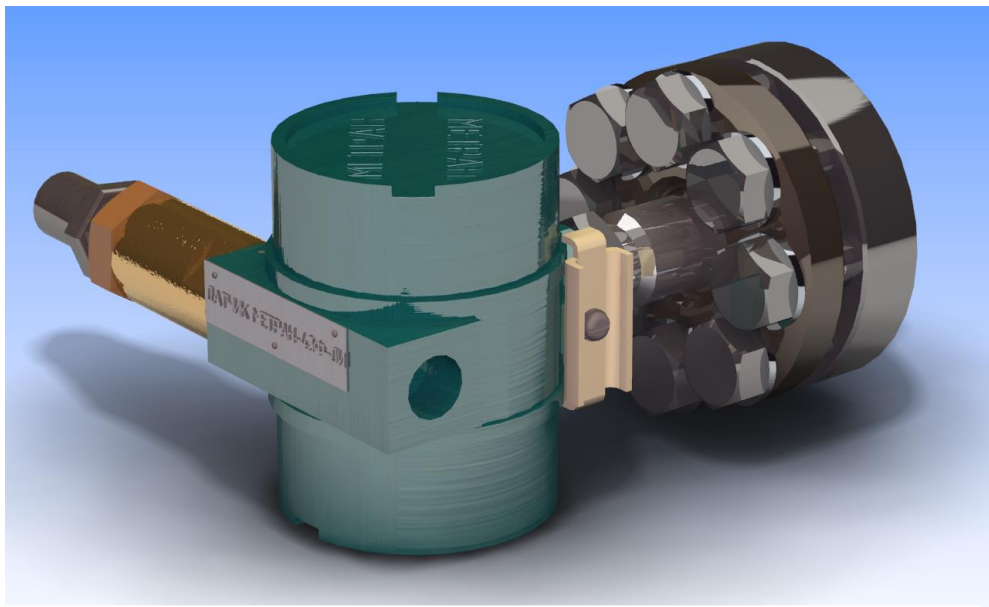


Рис.2 Фотореалистичное изображение Метрана-43 ДИ

При помощи программы Artisan Rendering создавалось фотореалистичное изображение датчика давления Метра-43 ДИ (рис.2). Artisan Rendering — это инструмент создания высококачественных фотореалистичных изображений изделий и зданий, спроектированных в КОМПАС-3D. С помощью Artisan Rendering можно комбинировать материалы и освещение, фон и сцену, и буквально в несколько кликов пройти путь от трехмерной модели до высококачественного изображения. Фотореалистика помогает пользователю инженеру, не видевшему никогда в жизни данный прибор вживую, увидеть его полный размер, точный цвет и материал.

В результате выполнения работы были созданы компьютерные модели деталей и трехмерная сборка датчика избыточного давления, которые полностью соответствует всем геометрическим и технологическим требованиям, описанным в технических условиях и сопроводительной документации по созданию и монтажу данного устройства.

Анимация работы демонстрирует сбор-разбор изделия. Фотореалистичные изображения позволяют увидеть созданную модель в желаемой обстановке, в различных

комбинациях фонов, текстур изделия, освещения и прочих параметров современного рендеринга.

Литература:

1. Аскон. КОМПАС-3D V17. Руководство пользователя. Москва, Россия: Аскон, 2017. 2920 с.
2. Аскон. Азбука КОМПАС 3D V17. Москва, Россия: Аскон, 2018. 478 с.
3. Большаков В., Бочков А., Лячек Ю. Твердотельное моделирование деталей в САД-системах. AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo., 2015. Вып. Питер. 480 с.
4. Ефремов Г., Ньюкалова С. Инженерная и компьютерная графика на базе графических систем.: Тонкие наукоемкие технологии (ТНТ), 2014. 256 с.

Computer simulation of the device Metran-43

Grishin R. S.^a, Nesnov D.V.^b

Samara State technical University, Molodogvardeyskaya st., 244, Samara, 443100, Russian Federation
grishin655@gmail.com^a, nqtaiq@gmail.com^b

Keywords: computer simulation, graphics, Metran-43, device.

This article describes the creation of a three-dimensional model of the overpressure sensor Metran-43 using the graphic editor COMPASS-v17, as well as photorealistic images in the program Artisan Rendering and created animation disassembly-Assembly of the device, allowing you to see the internal components of the product.

УДК 621.865.8:621.01

**Проектирование самоустанавливающихся механизмов
параллельной структуры промышленных роботов с
кинематической развязкой**

Толстошеев А.К.^a, Татаринцев В.А.^b

Брянский государственный технический университет, 50 лет Октября 7, Брянск, Россия
andrei.tolstosheev@yandex.ru^a, v_a_t52@mail.ru^b

Ключевые слова: робот, параллельная кинематика, избыточные связи, самоустанавливающийся механизм

В статье выполнен структурный анализ механизмов параллельной структуры семейства Isoglide с тремя и четырьмя степенями свободы. На их основе разработаны структурные схемы самоустанавливающихся манипуляторов роботов с параллельной кинематикой и кинематической развязкой. При структурном анализе манипулятор представляется иерархической структурой и рассматривается как параллельное соединение элементарных механизмов с незамкнутой кинематической цепью; как кинематическая цепь, состоящая из ведущей и ведомой частей; как совокупность звеньев и кинематических пар; как кинематическое соединение выходного звена и стойки. Предложенная методика позволяет определять число степеней свободы механизма, число и вид избыточных связей, устранять избыточные связи и на альтернативной основе строить

структурные схемы статически определимых механизмов технологических роботов с параллельной кинематикой.

Промышленные роботы нового типа с параллельной кинематикой, получившие в последние годы широкое распространение [1, 2], снабжены механизмами параллельной структуры с замкнутой кинематической цепью и несколькими степенями свободы. Замкнутая кинематическая цепь обеспечивает таким механизмам по сравнению с традиционными манипуляторами с незамкнутой кинематической цепью большую жесткость, грузоподъемность и точность, а также улучшение динамических показателей вследствие снижения масс подвижных звеньев. Одним из существенных недостатков манипуляторов с параллельной кинематикой является сложность управления из-за взаимного влияния приводов параллельных кинематических цепей. Поэтому синтез манипуляторов с частичной или полной кинематической развязкой движений, в которых управление существенно упрощается, является актуальной задачей [1–4]. Например, разработано большое количество манипуляторов параллельной структуры, обеспечивающих поступательное перемещение выходного звена с тремя степенями свободы, которые являются аналогом последовательных роботов, работающих в декартовой системе координат. В замкнутых кинематических цепях механизмов параллельной структуры часто присутствуют контурные избыточные связи, отсутствующие в незамкнутых цепях. Избыточные связи превращают манипулятор в статически неопределимый механизм. В механизмах с избыточными связями при погрешностях в изготовлении и сборке, а также вследствие внешних температурных и силовых воздействий, ранее повторяющиеся связи становятся разными и уже не дублируют друг друга. Следовательно, вместо избыточных связей в механизме появляются дополнительные обычные связи. Эти лишние связи затрудняют монтаж и демонтаж механизма, вызывают деформации звеньев при сборке и движении механизма, а также неравномерное распределение нагрузки, повышенное трение и износ в сопряжениях, приводят к существенному увеличению времени обкатки, снижению долговечности и, в некоторых случаях, к заклиниванию механизма. Поэтому к механизмам с избыточными связями предъявляют повышенные требования по точности изготовления и монтажа звеньев и их соединений известно, что замена статически неопределимых механизмов статически определимыми (самоустанавливающимися) механизмами позволяет существенно повысить надёжность и технологичность конструкций машин различного назначения [5].

Целью данной работы является структурный синтез самоустанавливающихся механизмов параллельной структуры с тремя и четырьмя степенями свободы семейства *Isoglide* – манипуляторов с кинематической развязкой по входу-выходу, у которых каждый линейный двигатель перемещает выходное звено (платформу) по соответствующей оси декартовой системы координат с отношением скоростей входа-выхода равным единице.

Процедура структурного синтеза, разработанная авторами, заключается в модификации структуры прототипа и включает три этапа [6]: выявление избыточных связей в структурной схеме рассматриваемого механизма; исключение этих связей; проверка правильности решения. На первом этапе выполняют структурный анализ, используя методику, предложенную авторами в работе [7]: определяют число степеней свободы механизма, вид движения выходного звена (платформы), а также число и вид избыточных связей в кинематической цепи механизма. При структурном анализе манипулятор представляют иерархической структурой и рассматривают как параллельное соединение элементарных механизмов с незамкнутой кинематической цепью; как кинематическую цепь, состоящую из ведущей и ведомой частей; как совокупность звеньев и кинематических пар. Для выявления избыточных связей, наложенных на движение выходного звена, анализируют множества независимых возможных перемещений платформы и определяют связи со стороны каждой кинематической цепи, соединяющей платформу и стойку. Механизм параллельной структуры рассматривают при этом как кинематическое соединение, образованное выходным звеном и стойкой, конструктивно заменяющее кинематическую

пару. На втором этапе устраняют избыточные связи, включая в состав кинематической цепи дополнительные (разгрузочные) звенья и пассивные кинематические пары. При этом подсчитывают баланс подвижностей и связей и учитывают, что одно звено вносит в кинематическую цепь шесть степеней свободы, а каждая кинематическая пара – соответствующее её классу число связей. Для получения альтернативных вариантов схем самоустанавливающихся механизмов также выполняют замену одноподвижных кинематических пар двухподвижными или трёхподвижными парами. Для проверки правильности устранения избыточных связей выполняют структурный анализ [7]. Самоустанавливающийся механизм должен сохранять число степеней свободы, вид движения выходного звена, параллельную кинематику и кинематическую развязку.

Семейство манипуляторов *Isoglide* включает механизмы параллельной структуры с числом степеней свободы $2 \leq W \leq 6$. Рассмотрим манипулятор *Isoglide4-T3R1* (рис. 1) [8]. Выходное звено 15 соединено со стойкой 0 двумя кинематическими цепями. Одна из них содержит механизм параллельной структуры *Tripteron*, в состав которого входит стойка 0 и подвижные звенья 1 – 10. Другая соединительная кинематическая цепь содержит звенья 0, 11 – 14, показана утолщённой линией. Манипулятор *Tripteron* представляет собой параллельное соединение трёх элементарных механизмов X, Y, Z . Незамкнутая кинематическая цепь каждого из них содержит одну поступательную кинематическую пару и три вращательные, причём оси вращательных пар и неподвижная направляющая поступательной кинематической пары параллельны соответствующей оси декартовой системы координат. В механизме X , образованном звеньями 0 – 4, множество независимых возможных перемещений платформы, определяемое подвижностями в кинематических парах, $M_x = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_x\}$. Аналогично для механизма Y , составленного из звеньев 0, 4 – 7 множество независимых возможных перемещений платформы $M_y = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_y\}$, а для механизма Z соответственно $M_z = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_z\}$.

Множество M независимых возможных перемещений выходного звена манипулятора *Tripteron* есть пересечение множеств M_x, M_y, M_z :

$$M = M_x \cap M_y \cap M_z = \{\delta x, \delta y, \delta z\}.$$

Число степеней свободы W манипулятора *Tripteron* равно мощности множества M :

$$W = |M| = 3.$$

Из сравнения элементов множеств M_x, M_y, M_z следует, что в каждом механизме запрещено два элементарных вращательных движения платформы относительно стойки, соответственно $\delta \varphi_y$ и $\delta \varphi_z$, $\delta \varphi_x$ и $\delta \varphi_z$, $\delta \varphi_x$ и $\delta \varphi_y$. Три связи, запрещающие элементарные вращения платформы $\delta \varphi_x, \delta \varphi_y, \delta \varphi_z$, дублируются, поэтому число избыточных связей механизма $q = 3$. Проверим по известной структурной формуле:

$$q = W - 6n + 5p_1 = 3 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 12 = 3,$$

где $n = 10$ – число подвижных звеньев, $p_1 = 12$ – число одноподвижных кинематических пар.

Рассмотрим манипулятор *Isoglide4-T3R1* как параллельное соединение двух элементарных механизмов с незамкнутой кинематической цепью (рис. 1). Первый механизм включает манипулятор *Tripteron* и выходное звено 15. Множество независимых возможных перемещений выходного звена первого механизма $D_1 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_y\}$. Второй механизм состоит из стойки 0 и подвижных звеньев 11 – 15. Множество независимых возможных перемещений выходного звена 15 второго механизма $D_2 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_y, \delta \varphi_z\}$. Для составного механизма *Isoglide4-T3R1* множество независимых возможных перемещений выходного звена 15

$$D = D_1 \cap D_2 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta \varphi_y\}.$$

Число степеней свободы механизма параллельной структуры $W = |D| = 4$. При равенстве обобщённых координат $q_3 = q_4$ угол поворота выходного звена $\varphi_y = 0$, а манипулятор превращается в поступательно направляющий механизм с отношением скоростей входа-выхода равным единице и с числом степеней свободы $W = 3$.

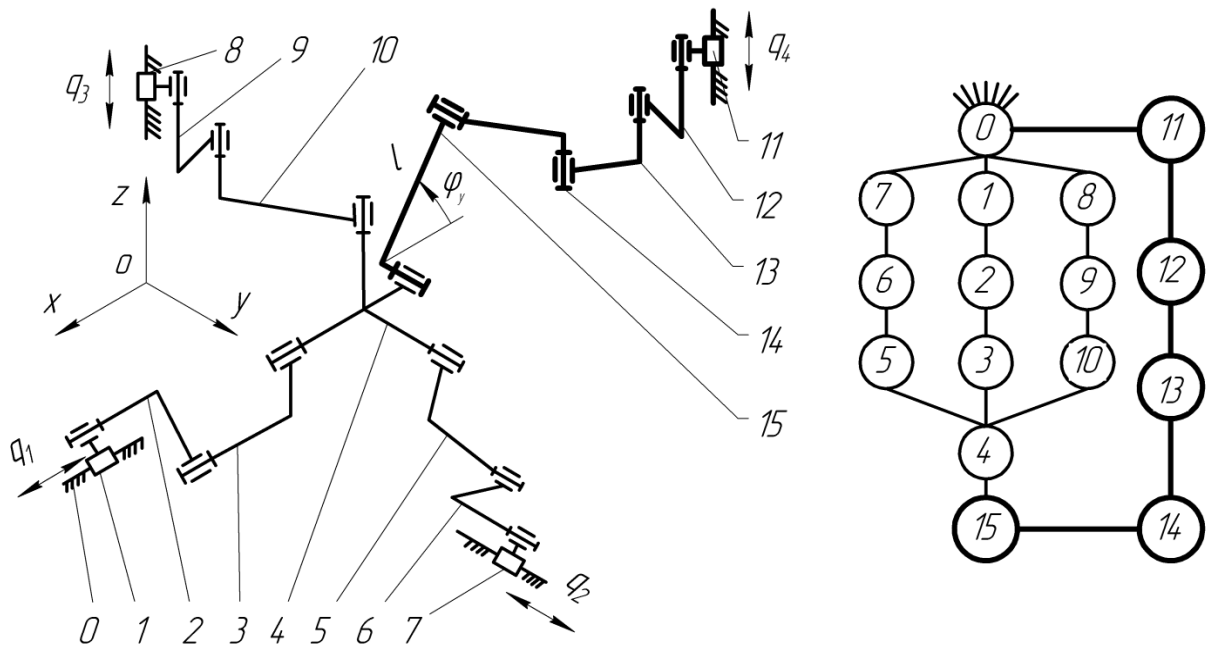


Рис.1 Кинематическая схема и граф механизма *Isoglide4-T3R1*

Из сравнения элементов множеств D_1 и D_2 следует, что на выходное звено наложена одна избыточная связь, запрещающая элементарное вращение звена $\delta\varphi_x$. С учётом трёх избыточных связей, наложенных на движение платформы манипулятора *Tripteron*, число избыточных связей в схеме манипулятора *Isoglide4-T3R1* равно $q = 4$. Проверим по структурной формуле:

$$q = W - 6n + 5p_1 = 4 - 6 \cdot 15 - 5 \cdot 18 = 4.$$

Для устранения четырёх избыточных связей введём в каждую из четырёх параллельных соединительных кинематических цепей (ног) одну дополнительную подвижность, разместив в каждой такой цепи дополнительное разгрузочное звено и вращательную кинематическую пару необходимой ориентации (рис. 2). Разгрузочные звенья 16, 17, 18, 19 образуют вращательные кинематические пары с выходными звеньями 4 и 15.

Проверка решения. Для механизмов X, Y, Z с дополнительными звеньями соответственно 17, 16, 18: $M_x = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_x, \delta\varphi_y\}$, $M_y = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_y, \delta\varphi_z\}$, $M_z = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_z, \delta\varphi_x\}$. Множество независимых возможных перемещений платформы 4 самоустанавливающегося механизма параллельной структуры *Tripteron* принимает вид:

$$M = M_x \cap M_y \cap M_z = \{\delta x, \delta y, \delta z\}.$$

Число степеней свободы манипулятора не изменилось $W = |M| = 3$.

Для элементарных механизмов самоустанавливающегося манипулятора *Isoglide4-T3R1* множества независимых возможных перемещений выходного звена 15 принимают вид: $D_1 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_y\}$, $D_2 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_x, \delta\varphi_y, \delta\varphi_z\}$.

Для платформы 15 манипулятора *Isoglide4-T3R1*:

$$D = D_1 \cap D_2 = \{\delta x, \delta y, \delta z, \delta\varphi_y\}.$$

Число степеней свободы механизма не изменилось

$$W = |D| = 4.$$

Проверим по структурной формуле. При $n = 19$, $p_1 = 22$ число избыточных связей $q = 4 - 6 \cdot 19 + 5 \cdot 22 = 0$.

Статически определимый механизм параллельной структуры сохранил число степеней свободы, вид движения выходного звена и кинематическую развязку движений.

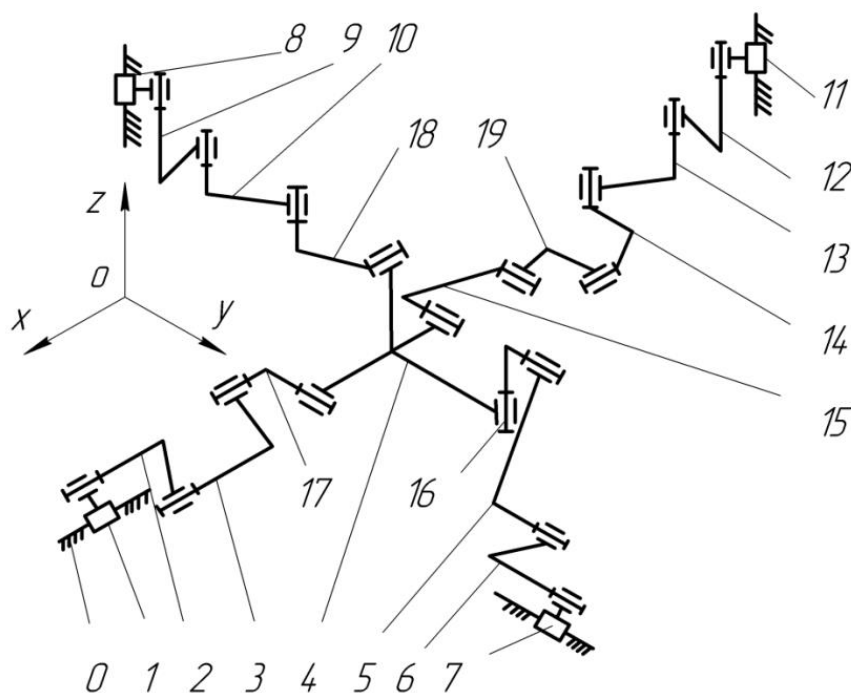


Рис.2 Структурная схема механизма *Isoglide4-T3R1* без избыточных связей

Таким образом, в работе разработаны структурные схемы самоустанавливающихся манипуляторов роботов семейства *Isoglide* с тремя и четырьмя степенями свободы. Используемая методика структурного синтеза позволяет определять число и вид избыточных связей в кинематической цепи механизма, а также устранять выявленные избыточные связи и на альтернативной основе строить структурные схемы самоустанавливающихся механизмов, сохраняющие их основные функциональные свойства. Применение структурных схем манипуляторов без контурных избыточных связей является одним из способов повышения надёжности и технологичности конструкций промышленных роботов с параллельной кинематикой.

Литература:

1. Merlet J.P. *Parallel Robots*. The Netherlands Dordrecht: Springer, 2006. 417 p.
2. Kong X., Gosselin C. *Type Synthesis of Parallel Mechanisms*. Berlin Heidelberg: Springer, 2007. 272 p.
3. Носова Н.Ю., Глазунов В.А., Палочкин С.В., Терехова А.Н. Синтез механизмов параллельной структуры с кинематической развязкой // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2014. № 5. С. 34–40.
4. Данилин П.О., Тывес Л.И., Глазунов В.А. Групповая кинематическая развязка двигателей в механизмах параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2010. № 3. С. 27–35.
5. Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник*. М.: Машиностроение, 1991. 288 с.
6. Толстошеев А.К., Татаринцев В.А. Методика структурного синтеза статически определимых механизмов параллельной структуры технологических роботов // Механика машин, механизмов и материалов. 2019. №1(46). С. 47–52.
7. Толстошеев А.К., Татаринцев В.А. Структурный анализ механизмов роботов-станков с параллельной кинематикой // Вестник Брянского государственного технического университета. 2017. № 1(54). С. 33–43.
8. Gogu G. Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations // *European Journal of Mechanics, A/Solids*. 2004. Vol. 23. P. 1021–1039.

Design of parallel structure self-aligning mechanisms of industrial robots with kinematic decoupling

Tolstosheev A.K.^a, Tatarintsev V.A.^b

Bryansk State Technical University, 7, 50 let Oktyabrya blvd, Bryansk, 241035, Russian Federation
^aandrei.tolstosheev@yandex.ru, ^bv_a_t52@mail.ru

Keywords: robot, parallel kinematics, redundant links, self-aligning mechanism.

The article contains a structural analysis of Isoglide family parallel structure mechanisms with three and four degrees of freedom. On their basis, structural schemes of self-aligning robot arms with parallel kinematics and kinematic decoupling are developed. In structural analysis, a manipulator is represented by a hierarchical structure and is considered as a parallel connection of elementary mechanisms with an open kinematic chain; as a kinematic chain consisting of leading and driven parts; as a set of links and kinematic pairs; as a kinematic connection of the output link and the rack. The proposed technique allows to determine the number of degrees of freedom of the mechanism, the number and type of redundant links, eliminate redundant links and, on an alternative basis, build structural diagrams of statically determinable mechanisms of technological robots with parallel kinematics.

УДК 621.914.5

Погрешности спироидных зубчатых колес, вызванных деформацией технологической системы

Пешехонов К. Ю.^a, Тарапанов А.С.^b

Орловский государственный университет, ул. Комсомольская 95, г. Орёл, Россия
^atopmega2014@yandex.ru, ^btarapanov@rambler.ru

Ключевые слова: спироидная передача, анализ точности зубьев спироидного колеса, деформация технологической системы.

Спироидные передачи имеют повышенную нагрузочную способность и в настоящее время нашли свое применение в грузоподъемных машинах, в запорной и регулирующей трубопроводной арматуры, в прецизионном оборудовании и военной технике. В настоящее время нормы точности для спироидных передач не стандартизованы. При исследовании показателей точности установлено, что на технологическую систему при обработке спироидных колес оказывает влияние значительно больше одновременно работающих зубьев фрезы, что приводит к значительной деформации системы. Показано, что оправка червячной фрезы для обработки спироидных колес имеет увеличенную длину, что способствует большим отжатиям ее от спироидного колеса в процессе формообразования. Представлены зависимости, позволяющие численно определить величину погрешностей, нарезаемых спироидных колес. Выявлено, что под действием силы P_x возникает перемещение фрезерной оправки. Представлена зависимость для определения погрешности от действия силы P_x .

Введение:

Зубчатые колеса являются наиболее сложными по обеспечению точности деталями машиностроительного производства. Это объясняется большим числом (порядка 30-ти) показателей точности, при этом большинство показателей являются взаимозависимыми. Исследование точности такого нетрадиционного вида передач как спироидные требует разработки специальной методики. Спироидные передачи имеют повышенную нагрузочную способность [1] и в настоящее время нашли свое применение в грузоподъемных машинах, в запорной и регулирующей трубопроводной арматуры, в прецизионном оборудовании и военной технике.

В исследовании основное внимание уделялось влиянию составляющих силы резания на точность зубчатых колес. Каждому способу обработки присущи свои особенности, а, следовательно, величина и направление отжати технологической системы определяющих изменение параметров точности [2].

Показатели точности разных типов зубчатых передач делят на нормы: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, бокового зазора.

Такие геометрические погрешности составляют основу отклонений параметров и оказывают большое влияние на функциональные показатели зубчатых передач.

Для спироидных передач нормы точности не разработаны, в связи с этим исследование точности зубьев спироидных колес является актуальным вопросом.

Теория:

В такой сложной технологической операции, как нарезание зубьев спироидного колеса цилиндрической червячной фрезой с асимметричным профилем зубьев, целесообразно определять погрешности геометрических отклонений рабочих поверхностей зубьев в зависимости от погрешностей расположения, геометрии, кинематики и других особенностей зубообрабатывающего инструмента [4, 5].

Параметры рабочего зацепления цилиндрической спироидной передачи совпадают с параметрами станочного зацепления, так как реализуются по второму принципу Оливье (когда рабочий и производящий червяки идентичны друг другу) [6]. Соответственно при нарезании зубьев спироидного колеса у цилиндрической червячной фрезы участвуют почти все витки. В связи с этим в резании задействовано большее количество одновременно работающих зубьев. К примеру, в процессе резания у фрезы задействованы 6 витков и зубья на одном витке работают поочередно (то 2, то 3 зуба для $m = 1,75$), в свою очередь нагрузку на технологическую систему будут оказывать то 12, то 18 зубьев. Такое количество зубьев и их численная переменность (Рис.1) существенно влияет на точность формообразования зубьев спироидного колеса, провоцирует к вибрации фрезы [7].

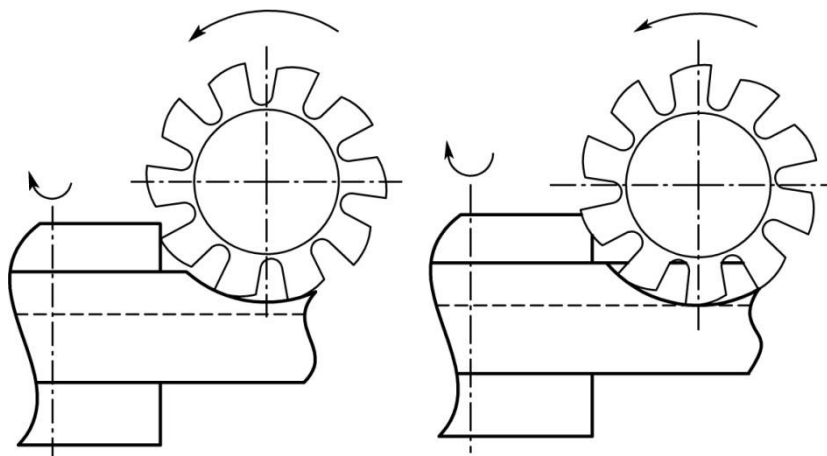


Рис.1 Численная переменность работающих зубьев во впадине

В процессе формообразования зубьев спироидного колеса заметное влияние оказывает отжатие режущего инструмента. Это связано с длиной оправки цилиндрической

червячной фрезы. Цилиндрическая червячная фреза представлена на рисунке 2. Из рисунка видно, что расстояние между опорами оправки фрезы для обработки спироидных колес в значительной степени больше, чем для обработки зубчатых и червячных колес.



Рис.2 Цилиндрическая червячная фреза с оправкой

Оправка цилиндрической червячной фрезы располагается с торца нарезаемого колеса и по длине превышает диаметр колеса (Рис.3). Соответственно расчетная схема нарезания спироидного колеса существенно отличается. Изгиб оправки фрезы от усилия резания изменяет положение режущих лезвий, что приводит к погрешностям профиля зубьев нарезаемого колеса.

Суммарное относительное перемещение осей фрезерного шпинделя и стола является результатом упругой деформации узлов и деталей станка, составляющих упругую систему. Эта система разбивается на две группы узлов и деталей. Стойка, салазки, суппорт, опоры фрезерного шпинделя и оправка составляют первую группу, а узел стола – вторую группу. Нарушение правильного положения элементов первой группы, характеризующей инструмент, относительно второй группы, характеризующей заготовку, приводит к погрешности профилирования, т. е. к снижению точности нарезаемого колеса (ошибки профиля, смещение исходного контура, погрешности направления зуба).

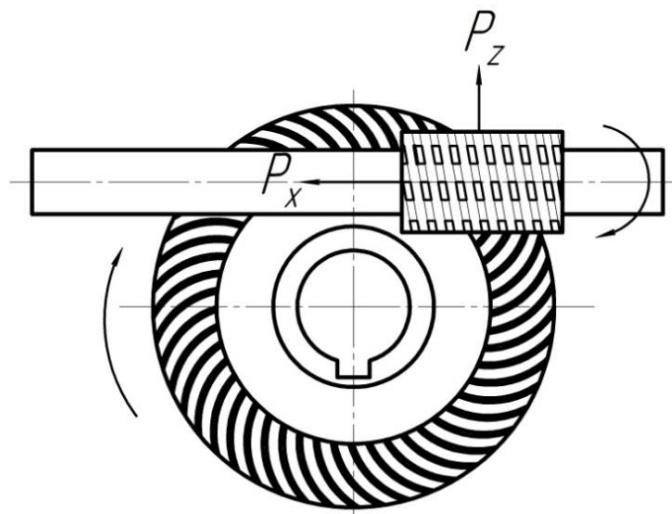


Рис.3 Расположение фрезы относительно нарезаемого колеса и изгиб оправки

Прямая пропорциональности между деформацией и нагрузкой имеет место в станках после устранения всех зазоров (люфтов) и преодоления препятствующих этому сопротивлений, а также ликвидации (по возможности) величины циклической и кинематической погрешностей.

Расчет погрешностей обработки производим с использованием методики, изложенной в работе [8].

Максимальную погрешность обработки с учетом динамического действия составляющих силы резания можно определить по формуле:

$$\Delta = \mu y_{ст \max} \quad (1)$$

где μ - коэффициент динамичности,

$u_{ст\ max}$ – максимальная статическая деформация.

При изготовлении зубьев по методу обката червячной фрезой под влиянием составляющих силы резания происходят упругие отжатия оправок стола и фрезерного суппорта.

Эти деформации технологической системы вызывают погрешности обработки зубьев. Изгибающая сила P_y (рисунок 4) отжимает оправку фрезы.

Учитывая отжатие фрезерной оправки на величину Δh_ϕ , получаем суммарное изменение высоты зуба $\Delta h_{сум}$ в следующем виде:

$$\Delta h_{сум} = \mu \cdot \Delta h_\phi, \quad (2)$$

Отжатие фрезерной оправки:

$$\Delta h_\phi = \frac{P_y (j_D + j_C)}{4 j_D j_C}, \quad (3)$$

где j_C, j_D – жесткость опор фрезерной оправки.

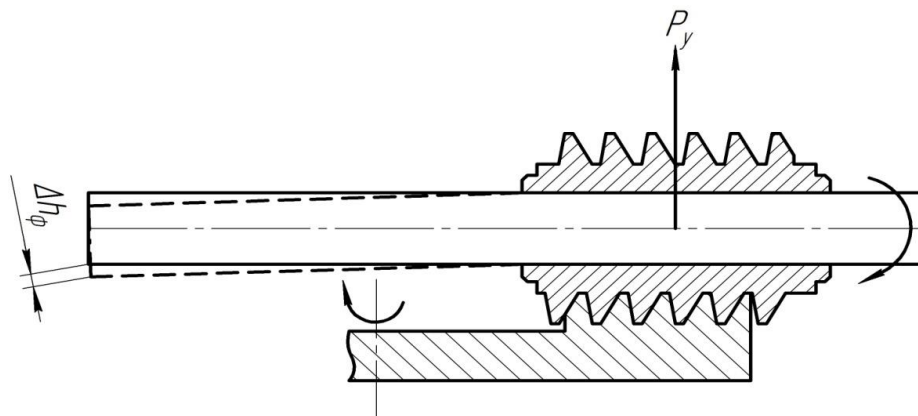


Рис.4 Отжатие фрезерной оправки

Коэффициент динамичности для единичного импульса силы определяется по формуле:

$$\mu = \frac{4\eta_c^2}{4\eta_c^2 - 1} \left(\sin \frac{2\pi}{2\eta_c + 1} - \frac{1}{2\eta_c} \sin \frac{2\pi\eta_c}{2\eta_c + 1} \right), \quad (4)$$

где η_c – коэффициент продолжительности воздействия.

$$\eta_c = \frac{\tau_0}{T_c}, \quad (5)$$

где τ_0 – длительность импульса, T_c – период собственных колебаний системы.

Изложенная методика позволяет производить расчет максимальных составляющих силы резания и, следовательно, для определения максимальной погрешности обработки можно подставить в формулы для расчета погрешностей вместо P_z и P_y соответственно $P_{z\ max}$ и $P_{y\ max}$. Изменения представлены в виде графика на рисунке 5.

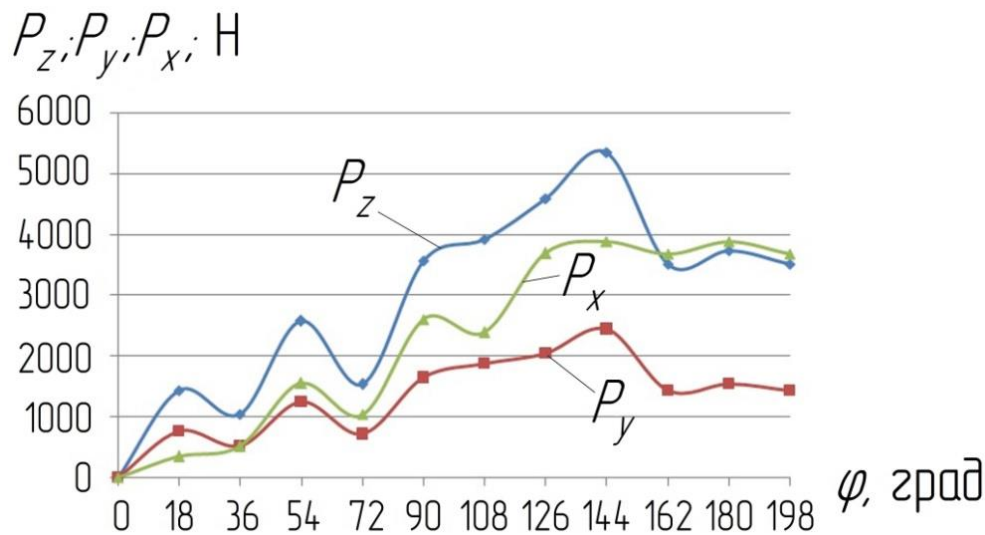


Рис.5 Изменение составляющих сил резания при обработке

Расчет суммарной погрешности производим при нарезании зубчатого колеса со следующими параметрами: $m = 1,75$ мм, $z_1 = 49$, $z_0 = 10$, $S_0 = 0,05$ мм/зуб. При данных режимах обработки $P_{z\max} = 5350$ Н, $P_{y\max} = 2445$ Н. Величины жесткости были взяты из [9] $j_C = 1,2 \cdot 10^5$ Н/мм, $j_D = 1,2 \cdot 10^5$ Н/мм.

При определении коэффициента динамичности $\tau_0 = 0,104$ с, $T_C = 0,351$ с.

Суммарное изменение высоты зуба:

$$\Delta h_{\text{сум}} = \mu \cdot \Delta h_{\phi} = 1,243 \cdot 0,01 = 0,012;$$

Аналогично можно определить и погрешности обработки, возникающие под действием составляющей силы резания P_x [10].

Под действием силы P_x возникает перемещение фрезерной оправки по направлению действия силы и упругие отжатия стола. Суммарная погрешность от действия силы P_x :

$$x = P_x \left[\frac{l_{\text{опр}}^3}{102EJ_{\text{опр}}} + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{j_{\text{БХ}}} + \frac{1}{j_{\text{АХ}}} \right) \right] + \frac{P_x}{(j_D + j_C)} \quad (6)$$

Выводы:

Установлено, что на технологическую систему при обработке спироидных колес оказывает влияние значительно больше работающих зубьев фрезы, что приводит к значительной деформации системы.

Показано, что оправка червячной фрезы для обработки спироидных колес имеет увеличенную длину, что способствует большим отжатиям ее от спироидного колеса в процессе формообразования.

Представлены зависимости, позволяющие численно определить величину погрешностей нарезаемых спироидных колес.

Представлена зависимость для определения погрешности от действия силы P_x .

Литература:

1. Goldfarb V.I. What we know about spiroid gearing. Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. China. Vol. 1, Science Press, 2006. P. 19 – 26.
2. Полохин О.В., Тарапанов А.С., Харламов Г.А. Исследование и проектирование процессов зубонарезания инструментами червячного типа. М.: Машиностроение. 2006. 148 с.

3. Береснева А.В. Подходы к нормированию точности спироидных передач // Интеллектуальные системы в производстве. №2 (18). – ИжГТУ им. М.Т. Калашникова, 2011. – С. 83 – 94.

4. Ионенко И.Д., Ратманов Э.В., Сызранцев В.Н. Расчет погрешностей профиля зубчатого колеса, обработанного спирально-дисковой фрезой // Автоматизированное проектирование механических передач: тезисы докл. науч.-техн. конф. – Ижевск, 1982. – С. 41 – 42.

5. Гудков П.А., Михалев А.М., Хрипунов С.В. Моделирование технологических погрешностей зубообработки // Пространство зацеплений. – Ижевск, 2001. – С. 170 – 174.

6. Савельева Т.В. Особенности проектирования спироидной передачи на основе унифицированного зуборезного инструмента // Интеллектуальные системы в производстве. – №2 (20). 2012. – С. 56 – 59.

7. Пешехонов К.Ю., Тарапанов А.С. Прогнозирование шероховатости при формообразовании зубьев спироидных колес // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева. № 3 (329). 2018. – С. 82 – 87.

8. Колев К.С., Горчаков Л.М. Точность обработки и режимы резания. – М.: Машиностроение. 1976. 145 с.

9. Филатов В.П. Жесткость зуборезных станков. – М.: Машиностроение. 1969. 120 с.

10. Долотов А.М., Полохин О.В., Тарапанов А.С., Харламов Г.А. Вариант управления точностью нарезания зубчатых колес на зубофрезерных станках // Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения – Технология – 2000. – Орел: ОрелГТУ, 2000. – С. 131-134.

The errors of spiroid gears caused by the deformation of the technological system

Peshekhonov K. Yu.^a, Tarapanov A.S.^b

Orel State University after I.S. Turgeneva, st. Komsomol'skaya, 95, Orel, Russian Federation

^a topmega2014@yandex.ru, ^b tarapanov@rambler.ru,

Keywords: spiroid gear, analysis of the accuracy of the spiroid wheel teeth, deformation of the technological system.

Spiroid gears have an increased load capacity and are currently found to be used in lifting machines, shut-off and control valves, precision equipment and military equipment. Currently, accuracy standards for spiroid gears are not standardized. In the study of accuracy, it was found that the technological system when processing spiroid wheels is influenced by significantly more working teeth of the cutter, which leads to a significant deformation of the system. It is shown that the mandrel of a worm cutter for processing spiroid wheels has an increased length, which contributes to its large release from the spiroid wheel in the process of formation. The dependences are presented allowing to numerically determine the magnitude of the errors of the spiroid wheels being cut. Revealed that under the action of the force P_x occurs the movement of the milling mandrel. The dependence for determining the error from the action of the force P_x is presented.

УДК 621.9

Формирование структуры комплексного подхода к технологической подготовке изготовления высокоточных изделий

Назарьев А.В.^{a, 1}, Бочкарёв П.Ю.^{b, 2}

^aФилиал ФГУП «Научно-производственный центр автоматики и приборостроения имени академика Н.А. Пилюгина» - «Производственное объединение «Корпус», 410019, Саратов, ул. Осипова, 1.

^bФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», 410054, Саратов, ул. Политехническая, 77.

¹alex121989@mail.ru, ²bpy@sstu.ru

Ключевые слова: высокоточная сборочная единица; сборочное производство; комплекс проектных процедур; структурный элемент; граф размеров, граф сопряжений элементов сборочной единицы; граф технологического процесса; генетический алгоритм.

В настоящее время функциональная точность высокоточных изделий превзошла точность обрабатывающего и сборочного оборудования почти на порядок. Это привело к возникновению проблемы достижения заданного качества и точности высокоточных изделий при их изготовлении. На сегодняшний день наблюдаются разрозненные решения отдельных задач этой проблемы, отсутствует наиболее приближенная к реальным требованиям концепция системы в целом. В данной статье формируется структура комплексного подхода системы учета требований к сборке высокоточных изделий при проектировании технологических процессов механической обработки, которая основывается на установлении связи между технологической подготовкой механообрабатывающего и сборочного производств. Также в статье рассматриваются математические модели и подходы реализации данной системы.

Основной задачей сборки высокоточных узлов является обеспечение эксплуатационных характеристик таких изделий. Достижение данных характеристик вызывает значительные трудности, устранение которых связано с затратными методами в виде многочисленных доводочных работ, переборок и уточнения конструкции. Кроме того, существующие методы достижения точности сборки не являются универсальными, зависят от типа производства и конструктивных особенностей изделий [1-3].

Необходимо отметить, что традиционное проектирование технологических процессов механической обработки и сборки носит субъективный характер. Технолог не способен рассмотреть все возможные варианты изготовления деталей и сборки изделий и выбрать из них наиболее рациональные. Кроме того, при традиционном проектировании технологических процессов невозможен учет реального состояния производственной системы. При проектировании технологических процессов механической обработки деталей отсутствует учет требований последующей сборки. Вопросы, связанные с точностью собираемого изделия, решаются в ходе проектирования технологических процессов сборки [2,3].

Именно поэтому необходимо проведение исследований по созданию комплексного подхода для решения вопросов, возникающих при изготовлении подобных изделий.

Предлагается подход - комплекс проектных процедур системы учета требований к сборке при проектировании технологических процессов механической обработки (СТСТПМ) [4,5]. Данная система позволит в зависимости от складывающейся производственной ситуации выбирать в системе автоматизированного планирования технологических процессов (САПлТП) [6-8] оптимальные технологические процессы обработки деталей, учитывающие требования последующей сборки, что, в свою очередь, позволит снизить

трудоемкость, время изготовления и себестоимость, повысить качество и точность высокоточных изделий, а также сократить время и трудоемкость при технологической подготовке производства (ТПП). Структура СТСТПМ, представленная в общем виде на рис. 1, включает в себя следующие процедуры:

- 1) Анализ высокоточной сборочной единицы (высокоточного изделия) и требований к ее (его) сборке;
- 2) Анализ возможных технологических процессов обработки деталей, входящих в высокоточную сборочную единицу;
- 3) Выбор на основе анализа рациональных технологических процессов обработки деталей.

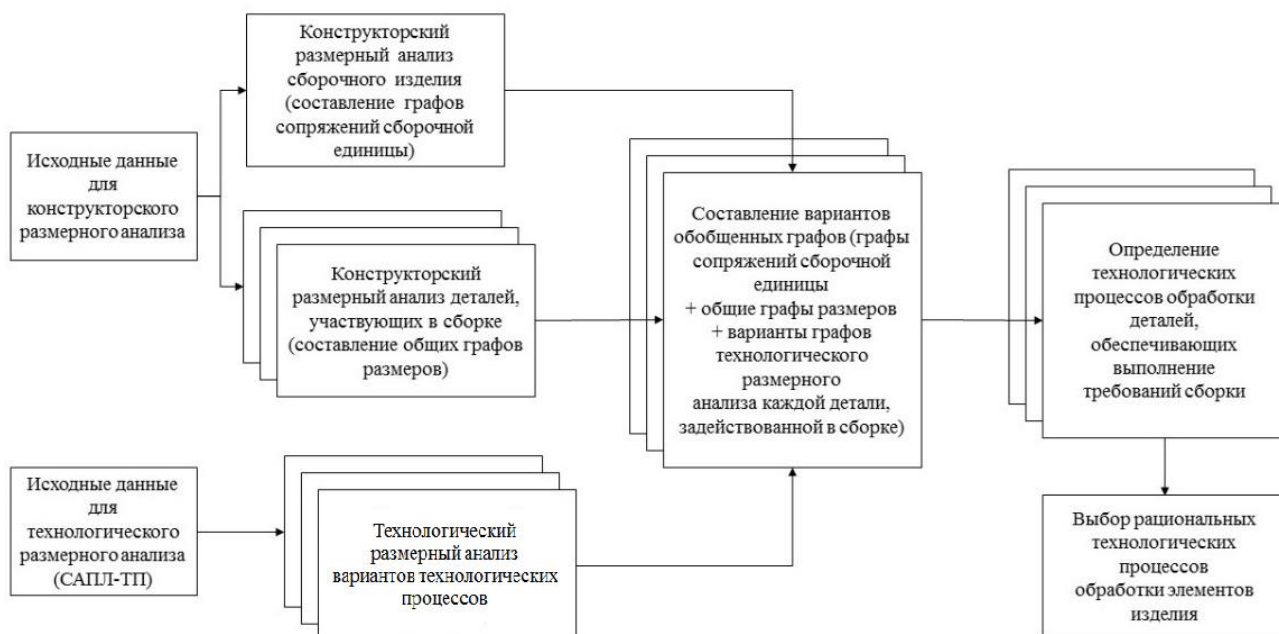


Рис.1 Структура СТСТПМ

Исходными данными для проведения первого укрупненного блока процедур являются конструкторская документация и полученные базы данных.

Для реализации процедуры необходимо выполнение нескольких этапов:

- Разбиение высокоточного изделия или высокоточной сборочной единицы на структурные элементы.
- Определение плоскостей для проведения конструкторского размерного анализа (КРА) отдельных структурных элементов и сборки в целом.
- Формирования размерных цепей конструкторского размерного анализа.

Разбиение сборочной единицы основано на принципах системного анализа, что позволяет унифицировать решения по размерному анализу элементов сборочных изделий и разработать математические модели для формализации проектных процедур структурного анализа.

Для автоматизации проведения КРА применена математическая модель представления и анализа деталей и сборок (в том числе и высокоточных), исходными данными для которой являются полученные графы сопряжений сборочной единицы и графы размеров [9].

Конструкторский размерный анализ заключается в построении графов размерного анализа сборочных единиц (графов сопряжений) $G_C = (A, B)$ и графов размерного анализа деталей (графов размеров) $G_p^j = (C, D)$ (индекс j обозначает номер детали в сборке) последующим расчетом замыкающих звеньев.

Граф размеров может быть истолкован как результат развертки графа сопряжений до уровня геометрических контуров, образующих элементы изделия. Граф сопряжений может быть истолкован как свертка графа размеров [9].

В результате получаем объединение графов (графы размеров являются элементами графа сопряжений):

$$G_P^1, G_P^2, \dots, G_P^n \in G_C = G_{CP}$$

На рис. 2 представлен фрагмент объединения графа сопряжений и графов размеров высокоточного изделия «Гиромотор р».

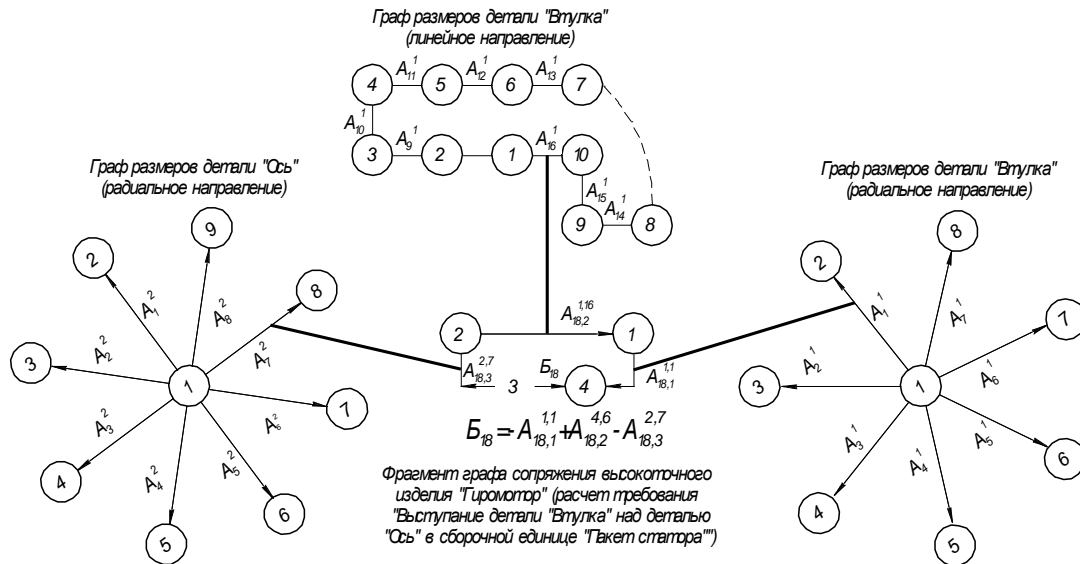


Рис.2 Объединение фрагмента графа сопряжений и графов размеров деталей высокоточного изделия «Гиромотор»

На основе полученного объединенного графа строятся системы уравнений для расчета искомых звеньев:

$$\begin{cases} B_1 = \sum_{i=1}^{p_1} A_{1,i}^{j_1,j_2} \\ B_2 = \sum_{i=1}^{p_2} A_{2,i}^{j_1,j_2} \\ \dots \\ B_X = \sum_{i=1}^{p_X} A_{X,i}^{j_1,j_2} \end{cases}, \begin{cases} A_{1,i}^{j_1,j_2} = \sum_{i=1}^{l_1} A_i^{j_2} \\ A_{2,i}^{j_1,j_2} = \sum_{i=1}^{l_2} A_i^{j_2} \\ \dots \\ A_{X,i}^{j_1,j_2} = \sum_{i=1}^{l_Y} A_i^{j_2} \end{cases}$$

где А, В, ..., N – требования к сборке, выявленные в ходе проведения КРА сборочной единицы; $A_i^{j(m)}$, $B_i^{j(m)}$, $N_i^{j(m)}$ – составляющие звенья конструкторской размерной цепи (индекс i обозначает порядковый номер составляющего звена, индекс $j(m)$ – номер детали в сборке и номер размера данной детали, участвующего в расчете требования, соответственно, K_k^m – составляющие звенья конструкторских размерных цепей деталей (индекс m – номер размера данной детали, участвующего в расчете).

Исходными данными для процедуры анализа возможных технологических процессов обработки деталей, входящих в высокоточную сборочную единицу, является множество вариантов технологических процессов изготовления деталей, задействованных в сборке, полученное в САПТП.

Технологический размерный анализ заключается в построении графов возможных технологических процессов изготовления деталей.

$$G_T^{j_1 j_3} = (B_T, C_T)$$

где j_3 – номер варианта ТП для детали ($j_3 = 1 \dots n_3$)

Граф представляет собой совмещение двух деревьев: производного и исходного. Производное дерево отображает технологические размеры, а исходное дерево – конструкторские размеры и размеры припусков. Таким образом, граф технологического процесса позволяет в закодированной форме представить геометрическую структуру технологического процесса обработки и является его математической моделью. Применение таких математических моделей позволит выбирать технологические процессы обработки элементов, удовлетворяющие требованиям по точности изготовления и требованиям сборки изделия.

В результате реализации процедуры для каждой детали сгенерированы варианты систем уравнений номинальных размеров и припусков:

Плоскость 1

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{j_3}^{j_1, j_2} = \sum_{i=1}^{n_6} S_{i, j_3}^{j_1, j_5} \\ Z_{j_3}^{j_1, j_4} = \sum_{i=1}^{n_7} S_{i, j_3}^{j_1, j_5} \end{array} \right.$$

где $A_{j_3}^{j_1, j_2}$ – конструкторские размеры; $Z_{j_3}^{j_1, j_4}$ – припуски на механическую обработку (индекс j_4 – номер припуска в детали ($j_4 = 1 \dots n_4$)); $S_{i, j_3}^{j_1, j_5}$ – технологические размеры (индекс j_5 – номер технологического размера в данной детали ($j_5 = 1 \dots n_5$)).

На рис. 3 (а, б) представлены размерные схемы (радиальное направление) двух вариантов технологических процессов для детали «Втулка»

и их расчет на точность с применением теории графов, где A – конструкторские размеры, T – технологические размеры, Z – размер исходной заготовки, Z – припуски на механическую обработку.

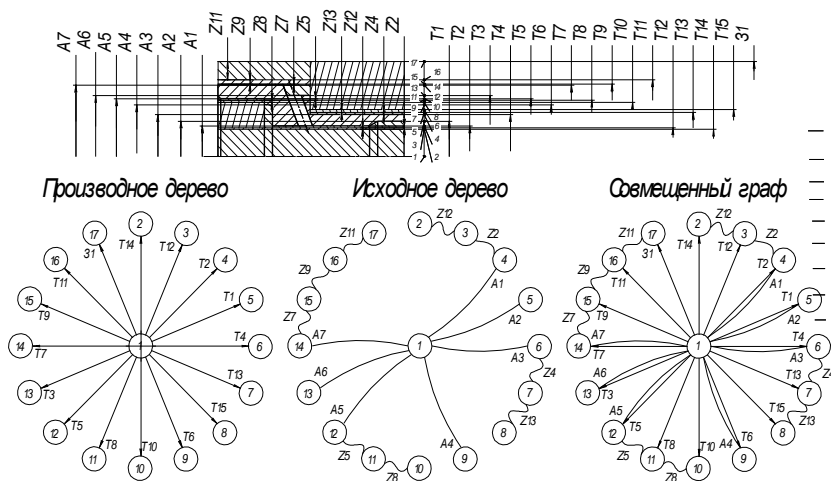


Рис.3а Размерная схема и расчет на точность для технологического процесса №1 детали «Втулка»

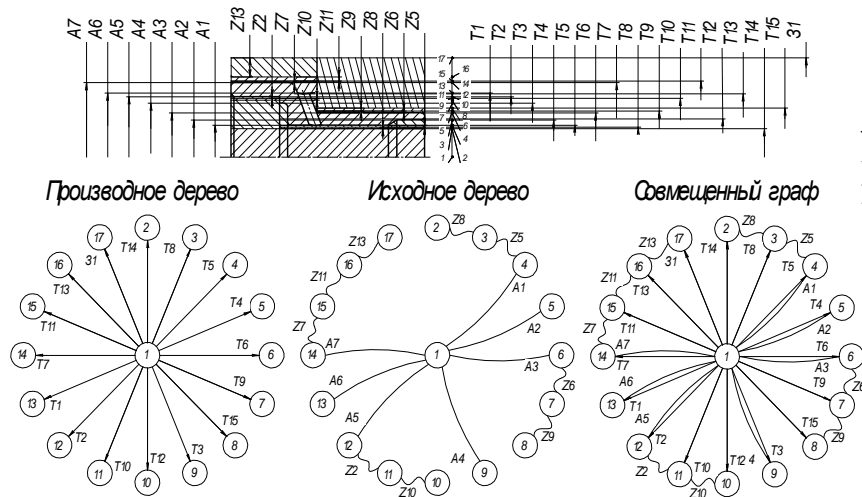


Рис.36 Размерная схема и расчет на точность и для технологического процесса №2 детали «Втулка»

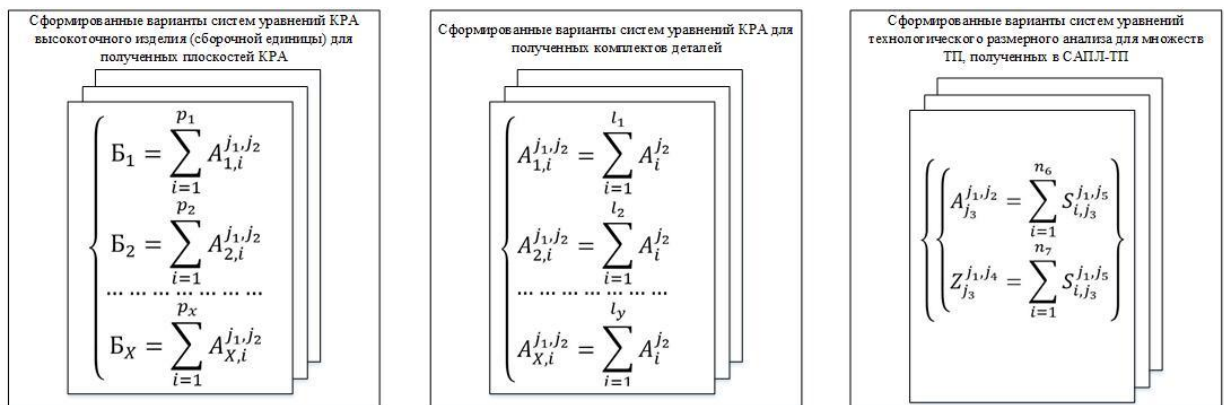
Для автоматизации расчета технологических размерных цепей использован модернизированный подход. Исходными данными являются граф технологического процесса и размерные цепи [10, 11].

На заключительном этапе составляются варианты обобщенных графов (графы размеров, графы сопряжений и графы технологического размерного анализа вариантов технологических процессов):

$$G_T^{j_1,1}, G_T^{j_1,2}, \dots, G_T^{j_1,3} \in G_{CP}$$

Пример составления обобщенных графов приведен на рис. 4.

В результате реализации процедуры генерированы варианты систем уравнений обобщенных графов:



На их основе выбирается множество технологических процессов изготовления деталей, удовлетворяющих требованиям сборки. Критерий выбора – получение максимально возможного числа сборочных комплектов (СК) $W_{СК} = \max\{d_i\}$. d_i – число сборочных комплектов для j_3 -го варианта технологического процесса.

Из них, в свою очередь, определяется вариант рационального технологического процесса с учетом складывающейся производственной ситуации. Выбор варианта рационального технологического процесса осуществляется по следующим критериям:

- количество операций технологических процессов изготовления деталей ($N_{оп}$);
- общее количество технологических переходов для каждого из технологических процессов изготовления деталей ($N_{пер}$);
- однородность технологического оборудования ($K_{одн.техн.оборуд.}$).

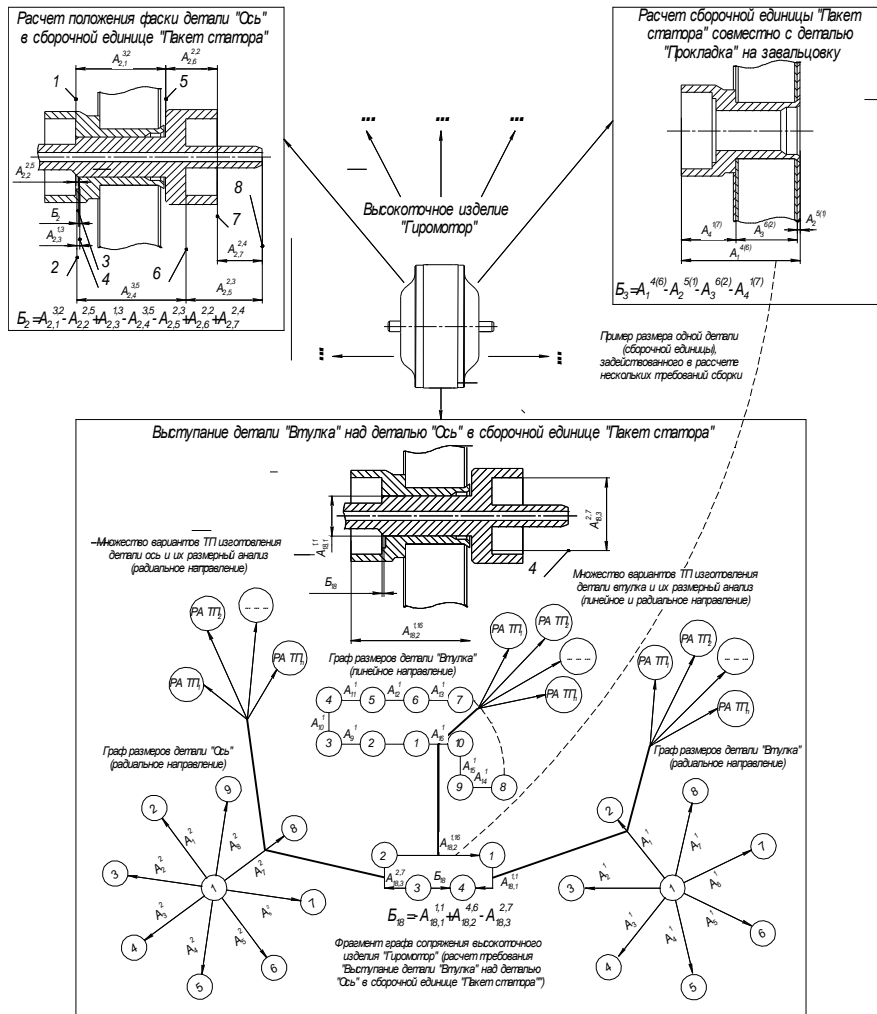


Рис.4 Фрагмент обобщенного графа для высокоточного изделия «Гиромотор»

Выбор рационального технологического процесса осуществляется методом многокритериальной оптимизации по критерию Парето с применением генетического алгоритма для определения весовых коэффициентов важности каждого из критериев [12-14].

Для каждого из критериев рациональности необходимо подобрать оптимальное значение весовых коэффициентов ξ . При этом необходимо соблюдать следующее условие:

$$\xi_{оп} > \xi_{пер} > \xi_{отд}$$

Заключение В данной статье представлена структура и проанализированы подходы для реализации СТСТПМ. Внедрение данной системы в САПлТП является актуальной задачей, так как данная система позволяет учитывать реально складывающуюся производственную ситуацию и выбирать рациональные технологические процессы обработки деталей с учетом ограничений, накладываемых требованиями сборки, что позволит снизить трудоемкость сборки высокоточных изделий, количество необходимых для сборки комплектов деталей, повысить качество и точность высокоточных изделий, а также сократить время и трудоемкость при ТПП. Кроме того, выполнение процедур комплекса позволит перейти к оценке производственной технологичности деталей в условиях многономенклатурного производства, что, в свою очередь, повысит качество конструкторско-технологических проектных решений и производительность технологического оборудования при обработке деталей. Реализация СТСТПМ в условиях действующего многономенклатурного производства показала, что полученные рациональные варианты технологических процессов изготовления деталей обеспечивают сокращение времени последующей сборки высокоточных изделий на 26%.

Литература:

1. Кесоян, А. Г. Исследование влияния изогнутости оси деталей на точность прецизионной сборки [Текст] / А. Г. Кесоян, Л. А. Рабинович // Известия ВолгГТУ. – 2006. - №3. – С. 40-42.
2. Суслов, А. Г. Научные основы технологии машиностроения / А. Г. Суслов, А. М. Дальский. - М.: Машиностроение, 2002. - 684 с.
3. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения: учебник / Б. М. Базров. - М.: Машиностроение, 2005. - 736 с.
4. Назарьев, А.В. Организация эффективного выполнения сборочных операций высокоточных изделий авиационно-космической техники [Текст] / А.В. Назарьев, П.Ю. Бочкарев // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. - 2017. - № 1. - С. 227–235.
5. Назарьев, А.В. Технологическое обеспечение изготовления высокоточных сборочных узлов [Текст] / А.В. Назарьев, П.Ю. Бочкарев // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. - № 3 (41). - С. 84-89.
6. Бочкарев, П.Ю. Проектирование технологических операций механообработки в системе планирования технологических процессов [Текст] / П.Ю. Бочкарев, В.В. Шалунов, Л.Г. Бокова // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2009. - Т. 3. - № 1. - С. 46–54.
7. Иванов, А.А. Формализация описания и метода поиска оптимальной реализации технологических процессов механообработки в системе планирования технологических процессов [Текст] / А.А. Иванов, П.Ю. Бочкарев // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2015. - Т. 3. - № 1. - С. 76–85.
8. Разманов, И.А. Обоснование системы показателей для оценки уровня проектных решений различных этапах подготовки многономенклатурных производств [Текст] / И.А. Разманов, С.Г. Митин // Новая наука: проблемы и перспективы. - 2016. - №2-1. - С. 180–183.
9. Гречников, Ф.В. Проектирование технологических процессов сборки по критериям точности [Текст] / Ф.В. Гречников, С.Ф. Тлустенко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. - 2011. - № 3-4. - С. 38–43.
10. Thimm, G. A graph theoretic approach linking design dimensioning and process planning. Part 1: Designing to process planning / G. Thimm, G.A. Britton, S.C. Fok // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2004. – P. 261–271.
11. Мухолзоев, А.В. Алгоритм модуля автоматизированного расчета технологических размерных цепей [Текст] / А. В. Мухолзоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2015. – Т.15, №3. – С. 48-55.
12. Курейчик В.М. Генетические алгоритмы и их применение. – Таганрог: изд. ТРГУ, 2002. – 244с.
13. Батищев Д.И. Генетические алгоритмы решения экспериментальных задач. Нижегородский госуниверситет. – Нижний Новгород: изд. ННГУ, 1995. – 62с.
14. Bierwirth C. Production Scheduling and Rescheduling with Genetic Algorithms / C. Bierwirth, Mattfeld D. C. // Evolutionary Computation. – 1999. – V. 7. – P. 1-17.

FORMING OF STRUCTURE OF INTEGRATED APPROACH TO PROCESS DESIGN OF MANUFACTURING OF HIGH-PRECISION PRODUCTS

Nazaryev A.V.^a, Bochkaryov P.Yu^b.

^aBranch of the Federal State Unitary Enterprise «Academician Pilyugin Scientific-Production Center of Automatics and Instrument-Making»- «Industrial Association «Korpus», 1 Osipova street, Saratov, 410019, Russian Federation.

^bYuri Gagarin State Technical University of Saratov, 77 Politechnicheskaya street, Saratov, 410054, Russian Federation.

^aalex121989@mail.ru, ^bbpy@sstu.ru

Keywords: high-precision unit; assembly production; complex of design procedures; structure element; graph of the sizes, graph of the mating of elements of assembly; graph of manufacturing method; genetic algorithm.

Now there are just the segmental solutions for some specific tasks of these issues, such as the upgrading of the quality and the precision of the production, the reduction of the material costs, the adoption of the resource-saving technologies and so on. But the unifying vision of the system meeting the real requirements does not exist. In the present paper the discipline integrated approach of system of requisition for assemblage of high-precision products in the design of manufacturing methods of machining which provide the effectiveness of the realization of the assembly operations is considered. The effective realization of the assembly operations is based on the links between the process design of the manufacturing of the high-precision products and the process design of the assembly production of the high-precision products. Moreover, mathematical models and approaches of realization of the system are considered in this paper.

УДК 621.7

Особенности классификации и представления деталей в функционально-ориентированной технологии машиностроения

Костенко А.В.^{1,a}, Михайлов А.Н.^{2,b}, Полетайкин А.Н.^{3,c}

¹ Камчатский государственный технический университет, ул. Ключевская, 35, г. Петропавловск-Камчатский, 683003, Российская Федерация

² Донецкий национальный технический университет, ул. Артема, 58, Донецк, 283001, Донецкая Народная Республика

³ Кубанский государственный университет, ул. Ставропольская, 149, г. Краснодар, 350040, Российская Федерация

^a tm@fimm.donntu.org, ^b andr13kost@list.ru, ^c alex.poletaykin@gmail.com

Ключевые слова: функционально-ориентированная технология, агрегат, функциональный элемент, объектная модель, классификация, иерархия, абстракция.

Функционально-ориентированные технологии позволяют создавать изделия с заданными свойствами. В работе рассмотрены проблемы классификации в машиностроении при технологической подготовке производства. Показано, что оптимальная организационно-технологическая структура производственного процесса напрямую зависит от возможностей классификации деталей. Показаны особенности использования объектно-ориентированного подхода при классификации и представлении деталей. Рассмотрен пример развития одной из ветвей иерархической системы «Поршень», приведены примеры абстракций для судового поршня. Приведены свойства абстракций, их целевые и технические функции. Раскрыто понятие функционального элемента, который описывается: характеристикой класса более высокого уровня, характеристиками качества самого элемента, эксплуатационными функциями. Сформирована объектная модель изделия судового машиностроения на основе объектно-ориентированного подхода, в которой основными объектами классификации выступают агрегат, технологические узлы, детали, функциональные элементы.

Введение. В современных условиях предприятия рыбодобывающей и рыбоперерабатывающей отраслей сельского хозяйства предъявляет к оборудованию ряд требований, что приводит к увеличению номенклатуры выпускаемых изделий, сокращению

жизненного цикла изделий, возрастанию интереса к изделиям с заданными характеристиками, в том числе, заданному единому ресурсу сборочных узлов [1-3]. Эти и другие задачи следует решать на базе новых подходов.

Цель статьи – получить объектную модель изделия судового машиностроения.

Основная часть. Функционально-ориентированные технологии (ФОТ) машиностроения позволяют гибко подходить к созданию технологического процесса изготовления деталей для судовых дизелей и других агрегатов, учитывая особенности эксплуатации, что позволяет создавать изделия с требуемыми характеристиками надежности и долговечности.

ФОТ представляет собой сложную структуру, состоящую из двух систем – технологический процесс и технологическая система. Внутри каждой из систем составляющие ее элементы находятся в определенных отношениях, в рамках которых происходят необходимые процессы преобразования материи, энергии, информации. В связи со сложностью таких систем является проблемой их проектирование. Одним из путей, значимо влияющих на перспективы удачного проектирования, является классификация элементов, составляющих эти системы.

Широко известно разделение способов классификации на естественную (иерархическую) и искусственную (многоаспектную) классификацию. При этом, последняя, в силу ее искусственного происхождения и явно выраженной целевой направленности, носит не онтологический, а гносеологический характер, учитывает максимальное, количество целей, существенные свойства объектов классификации (ОК) и их взаимные соотношения в произвольных комбинациях. С точки зрения применения классификации в искусственно созданной человеком сфере неживой техники, где с необходимостью возникает осознание множественности картин соотношения объектов классификации, степени их сопряженности друг с другом, что существенно влияет на технологические процессы их создания и модификации, а также на их эксплуатационные характеристики, целесообразным оказывается применение именно многоаспектной – фасетной – классификации.

Любая система обладает различными свойствами, которые могут стать существенными в некотором классе ситуаций (относительные существенные свойства, например, физические свойства детали, несущественные при ее эксплуатации, но имеющие существенное значение при выборе методов обработки при ремонте), поэтому любую систему (объект) можно рассматривать в различных ракурсах (аспектах). Каждый ракурс соответствует функционированию системы в некоторой надсистеме, определяемой с учетом свойств этих систем [4].

Первым необходимым шагом к построению такой системы классификации является исследование причинно-следственных связей, обеспечивающих формирование существенных для задачи обеспечения принципа единого ресурса существенных эксплуатационных свойств компонентов дизеля. Отражение же в системе существенных свойств ее компонентов, как показано в [5], достигается тогда, когда в содержании (видовом отличии) отражаются функциональные свойства системы в надсистеме, а в объеме компонента отражены внутренние поддерживающие свойства системы, обеспечивающие наличие функциональных свойств. Такие классификационные системы (КС), учитывающие существенные свойства объектов, отражают реальные физические законы и поэтому обладают предсказательную ценность и обладают предсказательной силой.

С помощью такой КС эффективно достигаются такие эффекты, как снижение трудоемкости технологической подготовки производства, унификация и стандартизация технологических процессов, некоторое упрощение процедур проектирования технологических процессов (ТП) и пр. Так, в задаче обеспечения соблюдения принципа единого ресурса в машиностроении можно выделить следующие объекты классификации, имеющие существенное значение для управления процессами технологической подготовки машиностроительного производства:

- 1) технологические узлы, детали и их функциональные элементы (ФЭ);

- 2) методы обработки деталей и заготовок;
- 3) технологические воздействия на ОК из п.1;
- 4) оборудование, оснастка и инструментальное обеспечение;
- 5) контрольно-измерительные средства.

Отметим, что технология машиностроения за время своего развития благодаря работам многих исследователей накопила богатую коллекцию всевозможных классификаций. Тем не менее, на сегодняшний момент как раз большое разнообразие КС и составляет одну из проблем машиностроения, поскольку каждая из систем отличается большим разнообразием элементов, сложностью предметной области, отсутствием гибкости необходимой для проектирования ТП.

Еще одним негативным моментом можно отметить определенную разрозненность каждой из КС, что не всегда позволяет создать гармоничную технологическую систему и ТП.

Актуальной является задача построения КС, принцип которых должен быть одинаков или универсален, несмотря на имеющиеся специфические отличия каждой из систем. Для решения этой задачи следует использовать объектно-ориентированный подход.

КС деталей изготавливаемых агрегатов оказывает одно из существенных влияний на технологическую подготовку производства. Выбор системы классификации, с помощью которой будет осуществляться группирование деталей в соответствии с требуемыми критериями, является одним из условий формирования оптимальной организационно-технологической структуры производственного процесса. Поэтому в процессе формирования организационно-технологической структуры необходимо решение задачи по определению структуры КС и множества наиболее информативных классификационных признаков изготавливаемых деталей машин и других объектов производства [6].

При проектировании ТП машиностроения деталь представляется в виде набора исполнительных поверхностей, выполняющих свои служебные назначения. Исходя из этого, конструктор задает параметры качества, а технолог – пути реализации этих параметров. В целом такой подход себя оправдал, позволяя создавать агрегаты и детали высокого качества, более того, принимая за неделимый элемент такую поверхность, можно реализовывать модульный принцип, что дает возможность достичь разумной унификации и решить целый ряд проблем, связанных с упрощением проектирования ТП [1].

ФОТ позволяет решать эти задачи, представляя деталь как совокупность ФЭ на разных уровнях глубины технологии, что показано на рис. 1 для судового поршня [7].

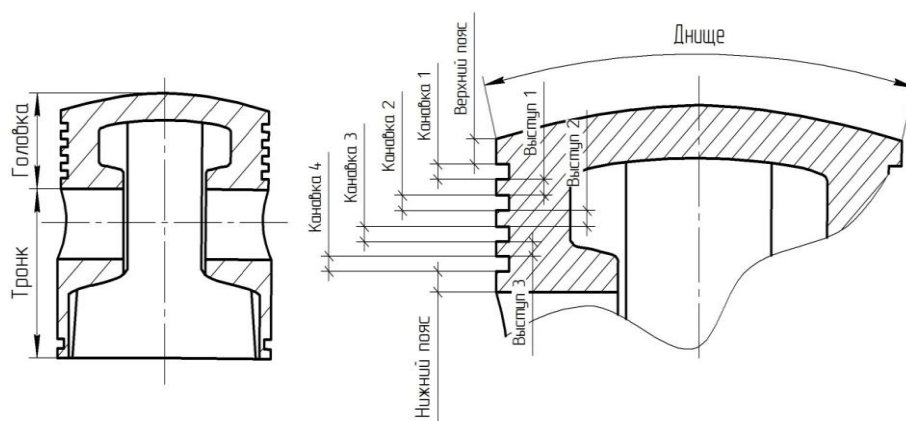


Рис.1 Судовой поршень, его части и составляющие

Отметим, что деление изделия на ФЭ по уровням глубины технологии может осуществляться на семи уровнях: всего изделия в целом, частей изделия, составляющих частей изделия, зон, макрозон, микрозон, нанозон [8]. Таким образом, система представления деталей усложняется и, соответственно, усложняется проблема классификации.

При использовании обычного метода структурной композиции «сверху-вниз» изделие представляется набором составных элементов. Объектно-ориентированный подход предлагает декомпозицию, основанную на объектах. Однако особенность объекта заключается в том, что он не только моделирует некоторый материальный объект реального мира, но и реализует свое собственное поведение – объект является материальной сущностью, обладающей определенным поведением [9]. При этом объект может изменять состояние, выполнять действия, взаимодействовать с другими объектами.

Представленное выше многообразие ОК образуют довольно сложную объектную модель, которая, согласно нотации объектно-ориентированного подхода к проектированию [9], должна содержать также следующую информацию:

- принадлежность ОК к классу;
- описание элемента ОК, реализующего служебную функцию;
- описание свойств и характеристик элемента ОК, т.е. параметров качества, свойств, которые должны быть обеспечены;
- собственное поведение, что в ФОТ соответствует эксплуатационным функциям.

Принципом, позволяющим упорядочить сложную систему, является иерархия, т.е. ранжирование. Одной из важных иерархий является наследование, означающее такое отношение между классами, когда один класс заимствует структуру или поведение одного или нескольких других классов. Применительно к особенностям представления деталей в ФОТ наследование также является важным принципом организации систем, представляющих деталь. Все ФЭ, на которые разделяется деталь, содержат в себе общие свойства, которые наследуются от более высокого класса. Агрегация позволяет представить деталь в виде иерархии «целое/часть», что позволяет однозначно определять более общие классы.

Полиморфизм является центральным понятием в ООП, поскольку объект обладает состоянием, поведением и индивидуальностью, несмотря на то, что он может входить в класс и наследовать общие свойства. Состояние объекта характеризуется перечнем всех свойств данного объекта и текущими значениями каждого из этих свойств.

Объекты (ФЭ) естественно не существуют в строгой изоляции друг от друга – они либо подвергаются воздействию – инструментом, технологической оснасткой или другими деталями, либо сами влияют на другие объекты. Каждый объект (ФЭ) выполняет свою целевую функцию посредством реализации внутренней технической функции (или нескольких функций) – обладает индивидуальностью, отличающей его от других ФЭ.

В зависимости от абстракции (глубины технологии) каждый объект рассматривается как отдельный. Таким образом, отсутствует неделимая единица, зафиксированная для всего ТП и технологической системы, но есть возможность определять за такую неделимую единицу ФЭ, определяемой в зависимости от глубины технологии. Это могут быть поверхностные и объемные точки, поверхностные и объемные линии, поверхности, поверхностные слои, объемы каждого уровня [6].

Рассмотрим в качестве примера развитие одной из ветвей иерархической системы «Поршень». В таблице 1 показана абстракция (уровень технологии на уровне детали) – поршень, приведены целевые и технические функции.

Таблица 1

Абстракция	Поршень
Уровень технологии	Деталь в целом
Целевая функция	Воспринимает давление газов и передает на шатун
Технические функции	Образование камеры сгорания Герметичность камеры сгорания Восприятие давления газов Передача силы на шатун Передача нормальной силы на стенку цилиндра

Свойства (Требования к конструкции)	к	<p>Наименьшая теплонапряженность Меньшая масса при достаточной прочности и жесткости Жаропрочность и жаростойкость Износостойкость Хорошие антифрикционные свойства Малый коэффициент линейного расширения.</p>
--	---	--

Для достижения целевой функции поршень выполняет несколько отличающихся технических функций, что порождает различные требования, которые должны быть реализованы совокупностью определенных наборов параметров качества. В связи с этим можно рассмотреть следующий уровень технологии, т.е. в качестве абстракции взять только головку поршня, что представлено в таблице 2.

Функциональная часть «Головка» выполняет свои целевые функции за счет технических – образование нижней границы камеры сгорания и крепление компрессионных колец, которые явно требуют различного подхода к реализации, что вынуждает перейти на следующий уровень технологии, рассматривая абстракцию «Днище» в таблице 3.

Таблица 2

Абстракция	Головка
Уровень технологии	Функциональные части
Целевая функция	<p>Образование камеры сгорания Герметичность камеры сгорания Восприятие давления газов</p>
Технические функции	<p>Образование нижней границы камеры сгорания Крепление компрессионных колец</p>
Свойства (Требования к конструкции)	<p>Наименьшая теплонапряженность Меньшая масса при достаточной прочности и жесткости Малый коэффициент линейного расширения.</p>

Таблица 3

Абстракция	Днище
Уровень технологии	Составляющие
Целевая функция	Образование нижней границы камеры сгорания
Технические функции	<p>Восприятие давления газов Восприятие тепла</p>
Свойства (Требования к конструкции)	к <p>Наименьшая теплонапряженность Меньшая масса при достаточной прочности и жесткости Малый коэффициент линейного расширения.</p>
Эксплуатационные функции	Напряжения и деформации
	Нагрев, изменение свойств материала, термические напряжения

На этом уровне появляются эксплуатационные функции, дающие возможность определить характер и величину воздействия. Что позволяет определять параметры качества днища и проектировать ТП реализации этих свойств.

Однако, если рассмотреть более детально действие, например, такой эксплуатационной функции, как нагрев, то можно увидеть, что на поверхности днища есть зона интенсивного выгорания, находящаяся вблизи выпускного клапана (заштрихована на рис. 3).

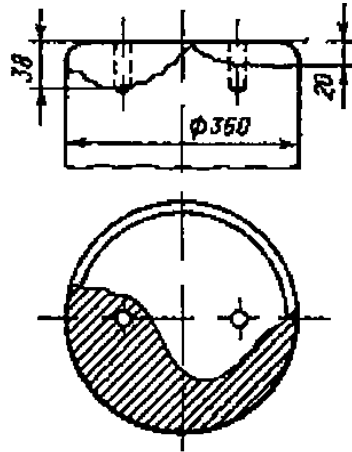


Рис.3 Зона выгорания доньшка поршня двигателя БДРН 36/60 [8]

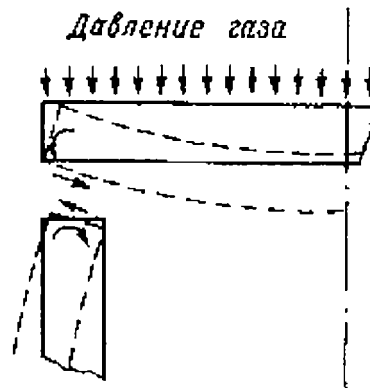


Рис.4 Характер деформации, вызываемой давлением газа на днище поршня [8]

При проектировании ТП изготовления поршня для обеспечения необходимого уровня надежности и долговечности в качестве расчетной принимают более высокую нагрузку, соответствующую нагрузке в зоне интенсивного выгорания. Это приводит к недоиспользованию ресурса зоны неинтенсивного выгорания.

Добавим, что конструктивные особенности судовых дизелей, как расположение форсунки, наличие наддува и другие, приводят к изменению удельных давлений по поверхности днища, что создает различные зоны напряжения, что также можно рассматривать как абстракции. Или рассмотреть новые абстракции на следующем уровне технологии – макрзоны. И, например, в границах зоны интенсивного выгорания выделить микрзоны, отличающиеся по удельному давлению. Еще можно привести пример деформации днища под действием давления газов (рис. 4), которая различна в разных частях днища поршня.

Как видно из вышеизложенного, для обеспечения единого запаса качества с учетом особенностей действия эксплуатационных функций требуется создание переменных свойств поверхности и поверхностного слоя днища. Реализовать такую задачу позволяет ФОТ, в рамках которой объект представляется функциональным элементом, характеризующимся:

- характеристикой класса более высокого уровня технологии, что позволяет реализовать принцип наследования
- характеристиками качества самого элемента, реализуя принцип полиморфизма, отражая специфические свойства объекта
- эксплуатационными функциями, отражающими «поведение» объекта.

Выразить это возможно через уравнение:

$$G = F(S, V, E),$$

где S – множество классифицируемых объектов; V – свойства классифицируемых объектов, характеризующие их с точки зрения качества; E – эксплуатационные функции; F – функционал, выражающий характеристики классифицируемых объектов в их соотношении с элементами множеств V и E .

На рис. 2. представлена объектная модель исследуемой области в нотации UML (Unified Modeling Language). Основными объектами классификации выступают компоненты агрегата, представленные в центральной части модели и находящиеся в отношении агрегирования: «Агрегат» – «Технологические узлы» – «Детали» – «Функциональные элементы». При этом абстракции «Свойства», «Эксплуатационные воздействия», «Значение 1» и «Значение 2» выступают в качестве признаков классификации. Сплошные стрелки обозначают направленную связь, а штриховые – связь зависимости.

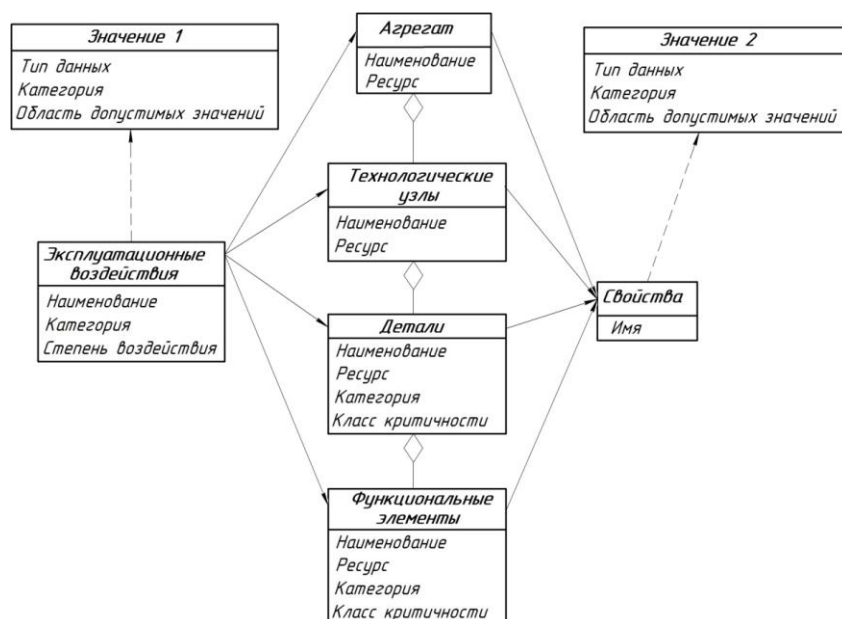


Рис.2 Объектная модель изделия судового машиностроения в нотации UML

Выводы. Выбор системы классификации, с помощью которой будет осуществляться группирование деталей и их функциональных элементов в соответствии с требуемыми критериями, является одним из условий формирования оптимальной организационно-технологической структуры производственного процесса.

Полученная объектная модель изделия на основе объектно-ориентированного подхода позволяет усовершенствовать классификационные схемы деталей и их функциональных элементов.

Литература:

1. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении / Б.М. Базров. – М.: Машиностроение, 2001. – 368 с.
2. Силич А. А. Системы автоматизированного проектирования технологических процессов: учебное пособие / А. А. Силич. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. – 92 с.
3. Костенко А.В. Принцип единого ресурса при проектировании и производстве деталей судовых дизелей / А.В. Костенко, А.Н. Полетайкин // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2018. – №4 (63). – С. 43-48.
4. Зимовец О.А., Маторин С.И. Интеграция средств формализации графоаналитических моделей "узел-функция-объект" // Искусственный интеллект и принятие решений. – 2012. – № 1. – С. 57-64.
5. Маторин С.И. Детерминантная модель системы и системологический анализ принципов

детерминизма и бесконечности мира / С.И. Маторин, Е.А. Соловьева // НТИ. – 1996. – Сер. 2, №8. – С. 1-8.

6. Трушин Н.Н. Методология формирования оптимальной организационно-технологической структуры производственного процесса изготовления деталей машин: автореф. дис. ...д-ра техн. наук: 05.02.08 / Трушин Николай Николаевич; [Тульский государственный университет]. – Тула, 2003. – 35 с.

7. Михайлов А.Н. Особенности синтеза технологического процесса поршня судового дизеля на основе функционально-ориентированного подхода / А.Н. Михайлов, А.В. Костенко // Механики XXI века. – 2016. - №15. – С. 31-36.

8. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий / Михайлов А.Н. – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с.

9. Буч Г. Объектно-ориентированный анализ и проектирование с примерами приложений: [пер. с англ.] / Г. Буч, Р. А. Максимчук, М. У. Энгл, Б.Дж. Янг, Д. Коналлен, К.А. Хьюстон. – 3-е изд. – М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2008. – 720 с.

Features of the classification and presentation of parts in a function-oriented engineering technology

Kostenko A.^{1,a}, Mikhaylov A.^{2,b}, Poletaykin A.^{3,c}

¹ Kamchatka State Technical University, 35 Kluchewskaya st, 683003, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

² Donetsk National Technical University, 58 Artema st, 83001, Donetsk, 83001, Donetsk People's Republic

³ Kuban State University, 149 Stavropol st, 350040, Krasnodar, Russian Federation

^a tm@fimm.donntu.org, ^b andr13kost@list.ru, ^c alex.poletaykin@gmail.com

Keywords: functional-oriented technology, aggregate, functional element, object model, classification, hierarchy, abstraction.

Functionally-oriented technologies allow to create products with desired properties. The paper discusses the problems of classification in mechanical engineering in the process planning. The optimal organizational and technological structure of the production process depends on the possibility of classifying parts. The features of the use of an object-oriented approach in the classification and presentation of details are shown. An example of the development of one of the branches of the hierarchical system "Piston" is considered. Examples of abstractions for the ship's piston are given. The abstraction properties, their target and technical functions are given. The concept of a functional element is described, which is described: by the characteristics of a higher level class, by the quality characteristics of the element itself, by operational functions. An object model of the ship engineering product has been formed on the basis of an object-oriented approach. The main objects of classification are the unit, technological units, parts, functional elements.

УДК 621.833

Классификация видов продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес в зависимости от функционального назначения

Грубка Р.М.^а, Михайлов А.Н.^б, Петряева И.А.^с

Донецкий национальный технический университет, Артема 58, Донецк, ДНР
grubka_roman@mail.ru^а, tm@fimm.donntu.org^б, irina_petryaeva@mail.ru^с

Ключевые слова: цилиндрическое зубчатое колесо, продольная модификация, классификация, функциональное назначение

В статье выполнены исследования видов продольной модификации зубьев цилиндрических колес в зависимости от функционального назначения, на основании которых разработана их классификация. В классификацию вошли конструктивные мероприятия, способствующие снижению негативного влияния погрешностей изготовления и сборки элементов зубчатых передач, а также деформаций деталей под действием нагрузки на эксплуатационные характеристики передач. Для каждого из видов продольной модификации указан достигаемый в результате реализации конструктивных мероприятий технический результат. Рассматриваемые конструктивные мероприятия направлены на улучшение виброакустических характеристик передач, повышение плавности их работы, повышение износостойкости рабочих поверхностей зубьев, уменьшение относительного скольжения зубьев и исключение осевого перемещения зубьев.

В результате неточного изготовления и сборки элементов зубчатых передач, а также деформации деталей под действием эксплуатационной нагрузки происходит накопление погрешностей [1, 2], которые ухудшают характеристики зацепления. Снизить влияние погрешностей и деформаций на эксплуатационные параметры цилиндрических передач возможно изменением (модификацией) боковой поверхности зубьев [3, 4, 5, 6]. В настоящей работе рассмотрим известные виды продольной модификации зубьев исходя из того какой технический результат обеспечивается при ее введении. Поэтому целью работы является - исследование видов продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес в зависимости от функционального назначения.

На рисунке 1 представлена разработанная классификация видов продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес в зависимости от функционального назначения. Продольную модификацию зубьев цилиндрических зубчатых колес выполняют для улучшения виброакустических характеристик передач, повышения плавности их работы, повышения износостойкости рабочих поверхностей зубьев, уменьшения относительного скольжения зубьев и исключения осевого перемещения зубьев.

Улучшения виброакустических характеристик передач приводит к снижению шума и к снижению динамических нагрузок в передаче [7, 8, 9].

Повышение плавности работы передач способствует повышению их несущей и компенсирующей способности [8, 10, 11, 12].

Уменьшение неравномерности распределения усилий между зубьями при расцентровке валов, повышение нагрузочной и компенсационной способностей зубчатых муфт можно обеспечить за счет изменения кривизны на участках, прилегающих к торцам зубьев [13].

Выравнивание зазоров и нагрузок по боковым поверхностям зубьев обоймы и втулки зубчатой муфты возможно при выполнении в сечениях, касательных к основному цилиндру, поверхностей зубьев втулки по синусоиде [14]. Этим повышается долговечность зубьев

муфты по критериям износостойкости и выносливости по изгибу, что позволяет более рационально использовать металл и уменьшить массу приводов различных машин.

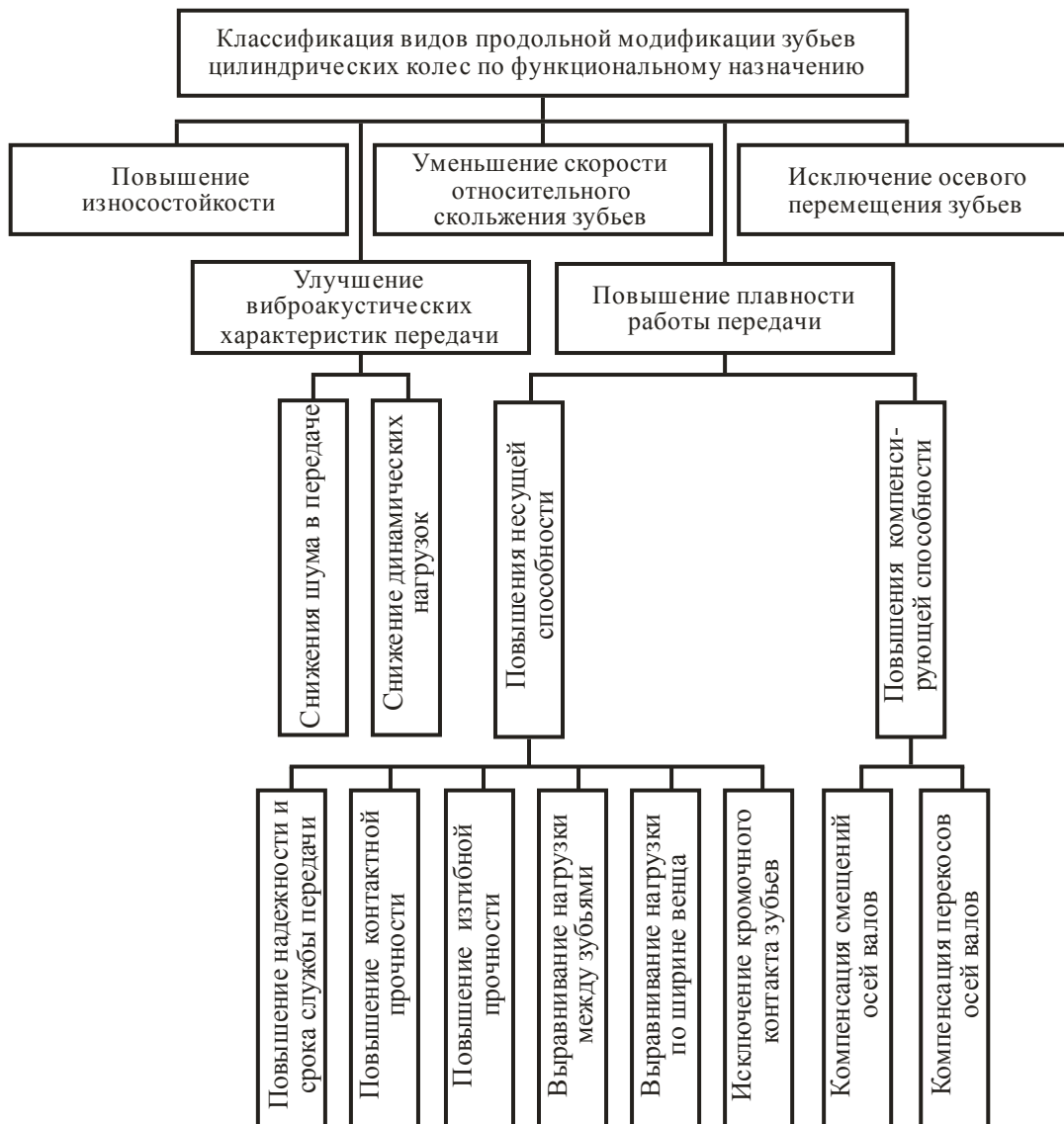


Рис.1 Классификация видов продольной модификации зубьев по функциональному назначению

Снижение неравномерности распределения боковых зазоров между зубьями в зубчатых муфтах приводит к уменьшению и перераспределению максимальных деформаций с наиболее нагруженных на наименее нагруженные зубья и, как следствие, снижается неравномерность распределения нагрузки между зубьями и повышается срок службы муфты [15]. Повышение срока службы так же достигается путем увеличения контактной прочности зубьев и уменьшением динамических нагрузок при повышенных углах перекоса [7].

Повышение плавности и бесшумности работы передачи может быть обеспечено путем исключения удара в момент пересопряжения зубьев за счет изменения угла подъема винтовой линии в косозубом зубчатом колесе от постоянного значения на среднем участке зуба до нуля у торцов [9].

Равномерное распределение нагрузки по ширине венца в быстроходных мощных редукторных передачах обеспечивается тем, что образующие поверхностей вершин и впадин зубьев каждого колеса представляют собой кривую со стрелкой прогиба, обращенной в тело колеса [16].

Снизить чувствительности к монтажным погрешностям и тем самым повысить компенсирующую способность передачи возможно путем увеличения технологически допустимой величины бочкообразности [8].

Боковые поверхности зубьев втулок в сечениях, касательных к основному цилиндру, могут быть выполнены с радиусом кривизны, равным радиусу кривизны эвольвент в этих сечениях [17]. Этим достигается повышения износостойкости зубьев путем уменьшения зазоров между боковыми поверхностями зубьев обоймы и втулок зубчатых муфт.

Радиус кривизны зуба втулки в продольном направлении R может быть определен из условия уменьшения скорости относительного проскальзывания зубьев под нагрузкой [18].

Таким образом, выполнены исследования видов продольной модификации зубьев цилиндрических колес в зависимости от их функционального назначения, на основании которых разработана их классификация. В классификацию вошли конструктивные мероприятия, способствующие снижению негативного влияния погрешностей изготовления и сборки элементов зубчатых передач, а также деформаций деталей под действием нагрузки на эксплуатационные характеристики передач. Представленные конструктивные мероприятия направлены на улучшение виброакустических характеристик передач, повышение плавности их работы, повышение износостойкости рабочих поверхностей зубьев, уменьшение относительного скольжения зубьев и исключение осевого перемещения зубьев и могут быть использованы при принятии конструктивных решений, способствующих повышению нагрузочной и компенсирующей способности цилиндрических зубчатых передач.

Литература:

1. Грубка Р.М. Суммарные перемещения элементов цилиндрических передач внешнего зацепления, вызванные наличием погрешностей изготовления, монтажа и деформациями в процессе эксплуатации / Р.М. Грубка, И.А. Петряева, А.Н. Михайлов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2018. - Вып. 1 (60). - С. 19 - 24.
2. Грубка Р.М. Обобщенные зависимости для пространственного соединения цилиндрических зубчатых колес, учитывающие наличие погрешностей и деформаций элементов передач / Р.М. Грубка // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. — Донецк: Донец. нац. техн. ун-т, 2018. - Вып. 3(62). - С. 10 - 18.
3. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных зубчатых колёс: Справочник / Ю.Н. Сухоруков. — К.: Техника, 1992. — 197 с.
4. Грубка Р.М. Синтез пространственных геометрий зубьев цилиндрических колес, работающих при наличии погрешностей и деформаций элементов передач / Р.М. Грубка, И.А. Петряева, А.Н. Михайлов, А.А. Бочаров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2018. - Вып. 4 (63). - С. 17 - 27.
5. Грубка Р.М. Конструктивные способы повышения эксплуатационных показателей цилиндрических зубчатых передач / Р.М. Грубка // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2019. - Вып. 1 (64). - С. 17 - 22.
6. US 8,201,471 B2 United States Patent, МПК7 F16H 55/00. Gears and gearing apparatus / Kenji Ohmi, KaWaguchi (JP); Yasutaka KaWakami, KaWaguchi (JP); Assignee Enplas Corporation, KaWaguchi-shi (JP). - № 12/567,672; Filed Sep. 25, 2009; Pub. Date Jun. 19, 2012. - 30 с.: ил.
7. Пат. 1037713 СССР, МПК7 F16D3/18. Зубчатая муфта/ С.А. Лагутин, А.И. Робер, А.А. Ковтушенко, Б.С. Уткин, В.И. Толока. — № 3243188/27; заявл. 27.01.1981; опубл. 10.04.2000.
8. Пат. 1087720 СССР, МПК7 F16H 1/04; F16H 55/17; F16D 3/18. Зубчатый венец / С.А. Лагутин, А. И. Робер, Б. С. Уткин, В. И. Толока, М. Л. Ерихов, Г. П. Дровозовов и Э.Л. Айрапетов. — № 3546029/25-28; заявл. 25.01.83; опубл. 23.04.84, Бюл. № 15. - 4 с.: ил.
9. Пат. 550515 СССР, МПК7 F16H 55/16; F16H 1/08. Зубчатое колесо / Г. А. Иванов, ВВ.П. Прохоров; заявитель и патентообладатель Московский станкоинструментальный институт. — № 2141325/28; заявл. 06.06.75; опубл. 15.03.77, Бюл. № 10. - 2 с.: ил.

10. Заблонский К.И. Синтез оптимальной продольной модификации зубчатых передач с твердыми ($HV > 350$) поверхностями зубьев при учете режима нагружения / К.И. Заблонский, Р.А. Мацей, Б.М. Щекин // Технологические методы обеспечения качества зубчатых передач: Тез. докл. Всесоюз. науч.—техн. конф. В г. Свердловск 8—10 апр. 1981 г. — Свердловск: Урал. политехн. ин—т; М., 1981. — Ч. 2. — С. 112 — 114.
11. Кириченко А. Ф. Метод определения вида и параметров модификации прямозубых цилиндрических зубчатых колёс на стадии проектирования / А. Ф. Кириченко, В. А. Бережной, Д. В. Воронцова// Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». - Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. - Вып. 22.- С.28-36.
12. Антонюк В.Е. Особенности продольной модификации зубчатых колес планетарных передач типа 2К-Н / В.Е. Антонюк, А.М. Гоман, Ю.И. Николаев, С. Н. Поддубко// Механика машин, механизмов и материалов. – 2010. - №3(12). – С. 28-32.
13. Пат. 2011904 РФ, МПК⁷ F16D3/18. Зубчатая муфта / Б.С. Уткин, А. И. Робер, Э.Л. Айрапетов; заявитель и патентообладатель Производственное объединение "Электростальтяжмаш". — № 5032653/27; заявл. 17.03.1992; опубл. 30.04.1994.
14. Пат. 1423834 СССР, МПК⁷ F16 D3/18. Зубчатая муфта / Д.Б. Мирзаджанов, Е.В. Хворостов, Н.А. Алиев, Э.Л. Айрапетов, Б.С. Уткин и А.И. Робер; заявитель и патентообладатель Бакинский политехнический техникум. - № 4142454/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 15.09.88., Бюл. № 34. - 3 с.: ил.
15. Пат. 1695009 СССР, МПК⁷ F16 D3/18. Зубчатая муфта / А.П. Попов, И.И. Добринов и П.А. Тонко; заявитель и патентообладатель Николаевский кораблестроительный институт им. адм. С.О. Макарова. — № 4710770/27; заявл. 26.06.89; опубл. 30.11.91., Бюл. № 44. - 4 с.: ил.
16. Пат. 1153148 СССР, МПК⁷ F16 H1/06. Зубчатая передача / М.С. Александров, А.Е. Кузьмин, А.Б. Седнев и А.Е. Слицкий; заявитель и патентообладатель Ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени производственное объединение "Невский завод" им. В.И. Ленина. — № 3649331/25-28; заявл. 03.10.83; опубл. 30.04.85., Бюл. № 16. - 3 с.: ил.
17. Пат. 1037714 СССР, МПК⁷ F16D3/18. Зубчатая муфта / А. И. Робер, Р.С. Соловьев, С.А. Лагутин, Б.С. Уткин, Э.Л. Айрапетов, В.И. Толока, В.С. Плотников - № 3274170/27; заявл. 09.02.1981; опубл. 27.08.1999.
18. Пат. 1672781 СССР, МПК⁷ F16D3/18. Зубчатая муфта / Б.С. Уткин, А.И. Робер, Э.Л. Айрапетов, А.С. Никитин, Г.Н. Павлушкин; заявитель и патентообладатель ПО "Электростальтяжмаш". — № 4694104/27; заявл. 22.05.1989; опубл. 27.10.1999.

Classification of longitudinal modification types of cylindrical gears teeth, depending on the functional purpose

Grubka R.M.^a, MiKhailov A.N.^b, Petryaeva I.A.^c

Donetsk National Technical University, Artem 58, Donetsk, DPR
grubka_roman@mail.ru^a, tm@fimm.donntu.org^b, irina_petryaeva@mail.ru^c

Key words: spur gear, longitudinal modification, classification, functional purpose

The article presents the types of longitudinal modification types of cylindrical gears teeth, depending on the functional purpose, on the basis of which their classification has been developed. The classification includes constructive measures to reduce the negative impact of manufacturing errors and assembly of gear components, as well as deformation of parts under the influence of the load on the gears operating characteristics. For each of the longitudinal modification types, the technical result achieved as a result of the implementation of constructive measures is indicated. The constructive measures under consideration are aimed at improving the vibro-acoustic characteristics of gears, improving their smooth operation, improving the wear resistance of the teeth working surfaces, reducing the relative slip of the teeth and eliminating teeth axial movement.

УДК 621.7

Автоматизированный способ группирования деталей производственной системы механообрабатывающих производств с позиции сложности измерения

Решетникова Е.П., Бочкарев П.Ю.

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.,
410054 г. Саратов, ул. Политехническая 77, Саратов, Россия
purpose22@mail.ru, bpv@mail.ru

Ключевые слова: повышение качества проектирования технологических процессов механообработки, автоматизация разработки технологического процесса, технологический контроль деталей, кластерный анализ.

Современная тенденция перевода производственного процесса в информационное пространство - его цифровизация требует новых идей и подходов к его планированию и организации. Одним из таких подходов является разработанный авторами в ходе научного исследования способ группирования изготавливаемых деталей производственной системы механообрабатывающего производства для совершенствования проектирования технологических процессов их обработки. Данный способ разработан в рамках комплекса контрольно-измерительных процедур системы автоматизированного планирования многономенклатурных технологических процессов. Основной идеей которого является выбор, из сгенерированного множества последовательности маршрутов технологических операций, рациональной этой последовательности для действующей производственной ситуации, на основе анализа реальных размерных характеристик изготавливаемой единицы продукции. Большое разнообразие и высокая конструктивная сложность поверхностей обрабатываемых деталей, а также различный характер погрешностей, возникающих при их обработке требует группирования деталей на основе общих признаков, типов анализируемых их поверхностей с позиции сложности осуществления контрольно-измерительных процедур.

В многономенклатурных производственных системах 50 - 70% от всего объёма работ технической подготовки занимают мероприятия технологической подготовки производства (ТПП) [1]. Одним из наиболее важных этапов ТПП является проектирование технологических процессов (ТП) механической обработки изготавливаемых деталей. Проведенный анализ литературных источников [1-3] о возможностях современных программных продуктов автоматизации ТПП показал, что автоматизированы лишь легко формализуемые этапы. Поэтому актуальна разработка автоматизированной системы планирования производства наиболее полно охватывающей весь производственный цикл. Для решения указанной проблемы авторами разработан комплекс контрольно-измерительных процедур (ККИП) [4] в рамках системы автоматизированного планирования многономенклатурных технологических процессов (САПлТП) [5].

Целью работы является совершенствование разработанного ККИП путем создания автоматизированного способа группирования анализируемых деталей с позиции измерения для обеспечения учёта размерных взаимосвязей поверхностей деталей при разработке структур технологических операций их обработки. В условиях многономенклатурности выпускаемой продукции для обеспечения конкурентоспособности современного производства важно выполнение жестких требований точности размерных параметров и геометрической формы изготавливаемых деталей с максимальным сокращением временных и материальных затрат на контрольно-измерительные процедуры технологического

процесса. Такой курс современного производства и требования по сокращению сроков проектных процедур ТПП, а также автоматизация производства явились основным вектором для данной работы.

Как сказано выше одна из существенных задач - сокращение временных затрат контрольно-измерительных процедур при технологическом процессе обработки деталей, но с обеспечением жестких требований к точности размерных характеристик, геометрической формы и расположения поверхностей деталей при их обработке. Однако поверхностей деталей сложной конструктивной формы большое разнообразие, в связи с этим выявлена необходимость объединения деталей производственной системы механообрабатывающего производства в группы с общими конструктивными признаками с позиции сложности и возможности технологического контроля. Что поспособствовало увеличению производительности контрольно-измерительных процедур поверхностей деталей и разработке инструментария для автоматизированного контроля. Для этого применен аппарат кластерного анализа [6], его использование обусловлено тем, что кластерный анализ – один из методов многомерного анализа, предназначенный для группировки элементов, которые характеризуются многими факторами для получения однородных кластеров.

Способ группирования деталей производственной системы состоит в описании исследуемых поверхностей этих деталей классификационными признаками [7-8], описывающими поверхности с позиций их функционального назначения и возможности измерения различными типами средствами технологического контроля.

Процедура кластеризации направлена на объединение близко расположенных кластеров в группы:

$$D_{IJ} = \frac{n_i n_{i+1}}{n_i + n_{i+1}} \cdot d_{n_i n_{i+1}} \rightarrow \max \quad (1)$$

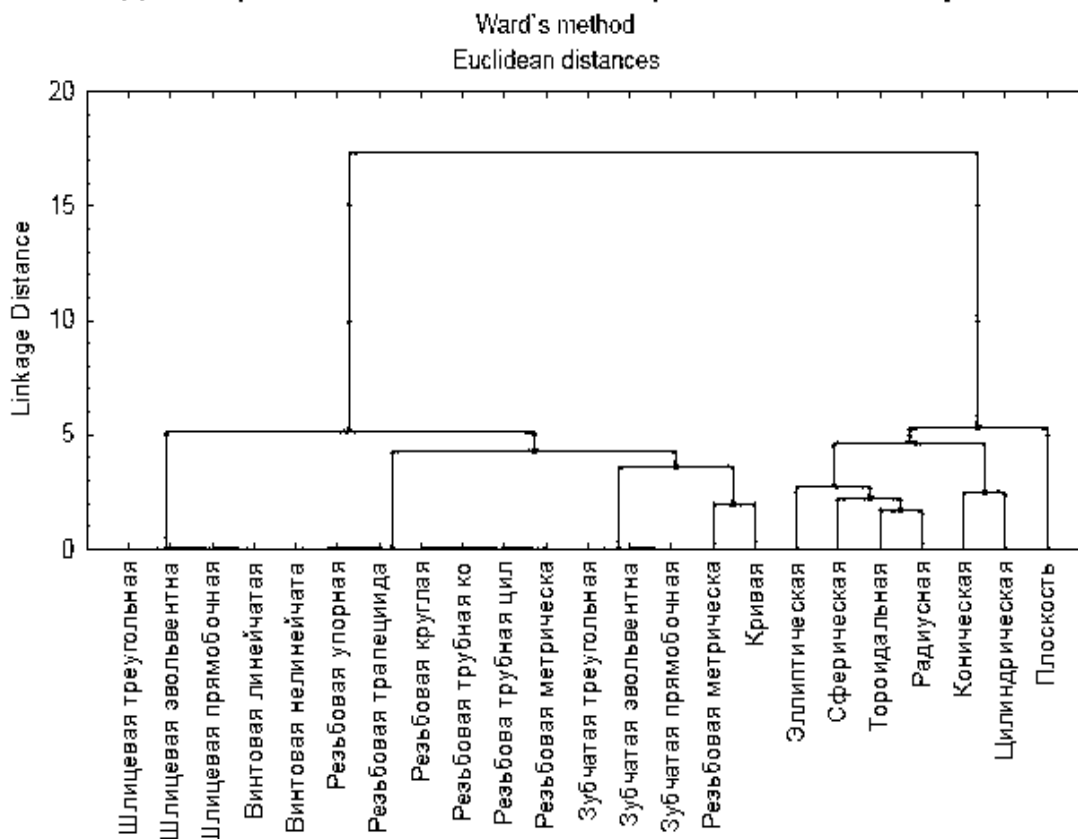
где I и J – группы поверхностей, полученные при кластерном анализе; n_i – поверхности анализируемых деталей (элементы группирования), $i=1,2,\dots,u$, u – общее количество анализируемых поверхностей; $d_{n_i n_{i+1}}$ – Евклидово расстояние (используется при кластерном анализе в качестве меры близости вариантов в пространстве признаков):

$$d_{n_i n_j} = \sqrt{\frac{1}{Z} \cdot \sum_{k=1}^Z (z_{k,n_i} - z_{k,n_j})^2} \quad (2)$$

где Z – общее число анализируемых признаков поверхностей; z_{k,n_i} z_{k,n_j} – соответственно значения k признака для n_i и n_j элемента, $k=1 \dots Z$.

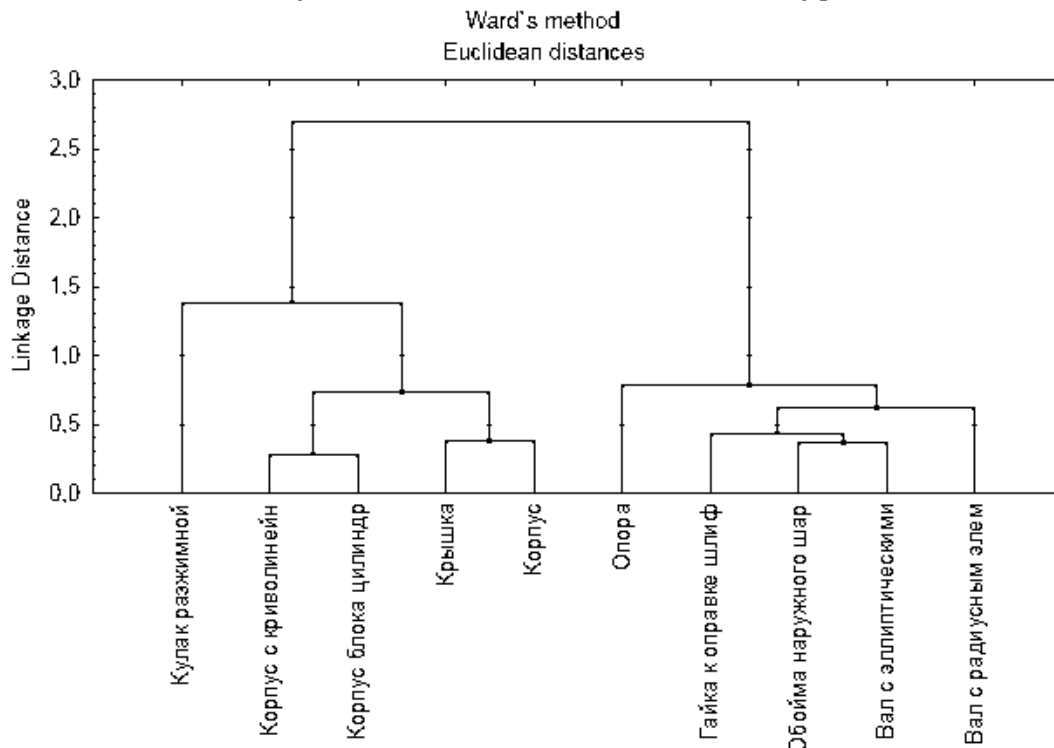
Результаты процедуры кластерного анализа представлены на дендрограмме, которая получена посредством программного пакета для статистического анализа (Рис.1), по которой можно сделать заключение, что наиболее рациональным разбиением на кластеры является классификация на уровне $\nu=6$, где формируются 2 группы поверхностей (Рис.1а) с позиции сложности контрольно-измерительных процедур.

Дендограмма объединения поверхностей в кластеры



а)

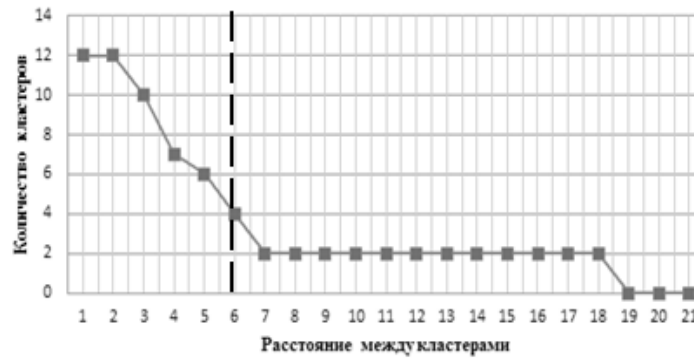
Дендограмма объединения деталей в группы



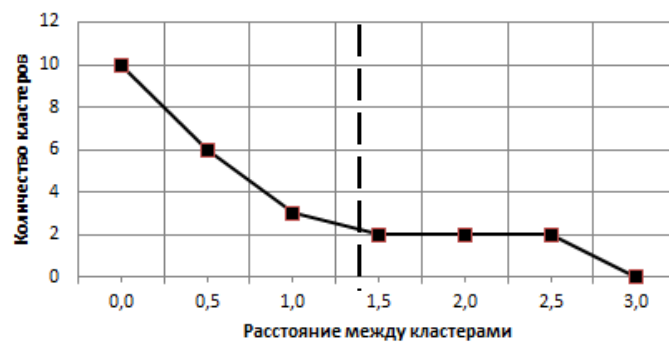
б)

Рис.1. а- группирование поверхностей деталей; б – группирование деталей производственной системы механообрабатывающего производства

Выделение групп поверхностей способствовало группированию самих деталей (Рис.1б). Данная процедура проведена также с применением кластерного анализа, основным критерием которой послужила степень сложности измерения (3).



a)



б)

Рис.2. Зависимость количества кластеров от расстояния между ними: а) для поверхностей деталей, б) для самих деталей.

$$K_c = 1 - \frac{\sum_{i=1}^k K_i}{\sum_{q=1}^Q v_q} \tag{3}$$

где K_i – суммарное значение показателя процесса измерения анализируемых поверхностей детали, $i=1 \dots k$, k – общее количество коэффициентов (рассчитываются по таблице); v_q – возможное средство измерения, которое можно использовать для анализа каждого параметра поверхностей q -ой детали $q=1 \dots Q$, Q – количество деталей в партии.

Таблица 1

Расчет показателей измерения поверхностей заготовки

№ п/п	Наименование показателя	Расчётная формула	Примечание
1	2	3	4
1	Коэффициент трудоемкости контроля	$K_{тр} = \frac{T_{ким}}{T_y}$	где $T_{ким}$ и T_y – соответственно трудоемкость измерения достигнутая с помощью автоматизированных и с помощью универсальных средств измерения

1	2	3	4
2	Коэффициент себестоимости контроля	$K_{kc} = \frac{C_{ким}}{C_y}$	где $C_{ким}$ и C_y – соответственно себестоимость измерения с помощью автоматизированных и с помощью универсальных средств
3	Коэффициент унификации элементов	$K_{y.э} = \frac{Q_{y.э}}{Q_э}$	где $Q_{y.э}$ – число унифицированных поверхностей конструктивных элементов – резьбы, отверстия, галтели, фаски; $Q_э$ – общее число поверхностей конструктивных элементов в изделии.
4	Коэффициент точности контроля	$K_T = 1 - \frac{1}{A_{cp}}$	где A_{cp} – средний квалитет поверхности контроля; A – квалитет точности обработки; n_i – число размеров соответствующего квалитета. $A_{cp} = \frac{\sum A \times n_i}{\sum n_i} = \frac{1 \times n_1 + 2 \times n_2 + \dots + 19 \times n_{19}}{n_1 + n_2 + \dots + n_{19}}$
5	Коэффициент применения автоматизированных СИ	$K_{аси} = \frac{Q_{аси}}{Q_{си}}$	где $Q_{аси}$ – число применяемых автоматизированных СИ; $Q_{си}$ – общее количество применяемых СИ
$\sum K_i = K_{тр} + K_{kc} + K_{y.э} + K_T + K_{аси}$			

Расчет и анализ коэффициента сложности с позиции измерения позволяет создание универсальной методики процесса измерений деталей сложной конструктивной формы с перспективой использования на машиностроительных предприятиях.

Таким образом, разработанный способ группирования деталей производственной системы с помощью математического аппарата кластерного анализа, обеспечивающего по исследуемому признаку (K_c) выборку групп деталей с позиции сложности технологического контроля, направлена на автоматизацию контрольно-измерительных процедур, способствующих сокращению временных затрат производственной системы.

Литература:

1. Митин, С.Г. Генерация возможных вариантов структур технологических операций с применением аппарата теории графов [Текст] / С.Г. Митин, П.Ю. Бочкарёв // Технология машиностроения. - 2012. - №4. - С. 69-73.
2. Аверченков, В.И. Автоматизация проектирования технологических процессов: учебное пособие для вузов / В.И. Аверченков, Ю.М. Казаков. - Брянск: Брянский государственный технический университет, 2012. - 228 с.
3. Система автоматизированного проектирования технологических процессов ВЕРТИКАЛЬ. - Режим доступа URL: <https://ascon.ru/products/420/review/> (дата обращения 20.01.2019).
4. Решетникова, Е.П. Разработка комплекса контрольно-измерительных процедур в системе планирования многономенклатурных технологических процессов [Текст] / Е.П. Решетникова, П.Ю. Бочкарёв // Вестник ПГТУ. Серия: Материалы. Конструкции. Технологии. - Йошкар-Ола, 2018. – С. 80-91.
5. Бочкарев П.Ю. Системное представление планирования технологических процессов механообработки [Текст] / П.Ю. Бочкарев // Технология машиностроения. - 2002. - N 1. - С. 10-14.
6. Дюран, Б. Кластерный анализ / Б. Дюран, П. Оделл; пер. с англ. Е. З. Демиденко; науч. ред. и предисл. А.Я. Боярского - Cluster Analysis: a Survey / В. Duran, P. Odell. - М.: Статистика, 1977. - 128 с.

7. Решетникова, Е.П. Кластерный анализ поверхностей деталей ракетно-космической техники при контроле на КИМ [Текст] / О. В. Захаров, Е. П. Решетникова, А. И. Склярова // Современные инновации в науке и технике: сб. науч. тр. 6-ой междунар. науч.-практ. конф., г. Курск, 21-22 апр. 2016 г. - Курск, 2016. - С. 95-97.

8. Решетникова, Е.П. Классификация деталей со сложнопрофильными поверхностями в технологической подготовке механообрабатывающих производств [Текст] / Е. П. Решетникова, П. Ю. Бочкарев // Механики - XXI века. - 2017. - № 16. - С. 173-177.

COMPUTER AIDED CLUSTER ANALYSIS OF MANUFACTURING SYSTEM'S DETAILS FROM COMPLEXITY MEASURING

Reshetnikova E.P., Bochkarev P.Yu.

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, 77 Politechnicheskaya st., Saratov, 410054 Russian Federation
purpose22@mail.ru, bpy@sstu.ru

Keywords: improving computer aided manufacturing, automation of the procedure specification, measuring of manufacturing details, clustering analysis.

Abstract. In article proposed improving of complex measuring and control procedures at automatized system of planning manufactory. This complex of measuring and control procedures claim a new perspective approach. This approach represents automatized clustering analysis of surfaces and details from complexity measuring. The development method assumes improvement of control process organization in production system by cutting time.

УДК 621.9

Классификация основных направлений исследований гибридных процессов

Леон А.В.^а, Звядинцева С.Ю., Чирков Е.А., Шкодин А.С., Каплев Д.А.

Братский государственный университет, ул.Макаренко 40, Братск, 665709, Россия
^аleon.andrey.94@mail.ru

Ключевые слова: гибридные методы, комбинированные процессы, классификация, технология машиностроения

В статье приводится краткий обзор из области такого производства, которое сочетает в себе два или более технологических процессов, что является актуальным как в научных кругах, так и в промышленности. Гибридное производство обладает огромным потенциалом роста с точки зрения получения более сложных деталей при высокой гибкости технологического процесса, оно поддерживает высокую точность в относительно короткие сроки производства, позволяет открывать новые направления исследований для расширения возможностей этих технологических процессов. Гибридные производственные процессы необходимы, так как некоторые из изделий машиностроения, которые должны быть изготовлены, больше не могут быть изготовлены с использованием отдельных традиционных производственных процессов или, другими словами, в наши дни более разумно производить эти продукты с использованием гибридных процессов с точки зрения увеличения возможностей процесса и сокращения времени производства.

Работа выполнена под руководством к.т.н., доцента кафедры МиТ Попова В.Ю.

Введение

Считается [1–3], что сочетание двух методов обработки может обеспечить новое решение существенного ограничения технологических процессов. Например, обычное механическое сверление глубоких микроотверстий сплава Inconel 718 [4] – трудоемкий процесс. При использовании гибридного процесса, сочетающего механическое сверление с лазерной и ультразвуковой вибрацией, наблюдается заметное улучшение параметра округлости. С другой стороны, дефектный слой полностью не может быть устранен, если процесс лазерного сверления используется отдельно. Комбинация лазерного сверления и электрохимической обработки обеспечивает решение для существенного сокращения дефектного слоя [5]. Чтобы продлить срок службы металлорежущего инструмента, уменьшить силы резания, а также улучшить качество обработки поверхности при механическом фрезеровании, точении и шлифовании твердых материалов (например, керамики, стали H-13, сплавов на основе Ti и Ni и Inconel 718) были предложены концепции ультразвуковой механической обработки и термически улучшенной механической обработки [6]. Процесс электроэрозионной обработки широко используется при обработке карбида вольфрама и нержавеющей сталей, но прогиб электрода ограничивает его дальнейшее развитие. Метод ультразвуковой электроэрозионной обработки способен обрабатывать эти твердые материалы с уменьшенным эффектом отклонения электрода.

В данной статье уточнены различные термины, представленные в последние два десятилетия, сгруппированы текущие производственные процессы; используемые исследователями, а также произведена классификация гибридных производственных процессов.

Определение гибридных процессов в литературе

Признано, что гибридное производство/процессы – это неопределенный термин и на протяжении последних десятилетий ученые предлагают и описывают термин гибридная обработка в различных вариациях.

Многие исследователи называют сочетание различных производственных процессов гибридным производством:

- описывают «гибридную обработку» как комбинацию двух или более процессов обработки для удаления материала;

- подчеркивают, что рабочие характеристики гибридных процессов механической обработки должны значительно отличаться от тех, которые характерны для процессов при отдельном исполнении;

- заявляют, что комбинация операций механической обработки может рассматриваться как с точки зрения гибридного метода, при котором два или более процесса механической обработки применяются независимо на одном станке, так и с точки зрения подхода механической обработки, при котором два или больше процессов используются одновременно;

- используют термин «гибридный процесс обработки», чтобы представить комбинацию двух или более процессов обработки с «различными механизмами удаления материала»;

- используют ограниченное определение, заявляя, что только метод, в котором два или более процесса удаления материала работают одновременно, может быть назван «гибридным»;

- рассматривают гибридные процессы как подход, в котором «в одной и той же зоне воздействия одновременно используются различные формы энергии или формы энергии, вызванные соответственно разными способами»;

- заявляют, что «гибрид» может означать «комбинацию процессов, оказывающих большое влияние на характеристики процесса», что означает, что гибридные процессы объединяют активные принципы.

CIRP – Международная академия технологий производства, предложила [7] три определения для гибридных процессов, а именно:

1. Интегрированное применение или комбинация различных физических активных принципов. Например, лазерная обработка.
2. Интегрированная комбинация обычно разделенных выполняемых этапов процесса. Например, формование растяжением и постепенное формирование листового металла.
3. Интегрированные машины, так называемые гибридные машины, которые могут выполнять различные процессы в одном месте. Например, механическое фрезерование и точение.

В 2010 году CIRP усовершенствовала эти определения и предложила более современное определение.

1. Развернутое определение: гибридный производственный процесс объединяет два или более устоявшихся производственных процесса в новый комбинированный процесс, благодаря которому преимущества каждого дискретного процесса могут быть использованы синергетически.

2. Узкое определение: гибридные процессы включают одновременное воздействие различных (химических, физических, контролируемых) принципов обработки на одну и ту же зону обработки.

Таким образом, классификация основных направлений исследований гибридных процессов представляется в следующем виде.

Классификация основных направлений исследований гибридных процессов

1. Аддитивные и вычитающие процессы.

- 1.1 Лазерная и механическая обработка.
- 1.2 Дуговая сварка и механическая обработка.
- 1.3 Производство осаждения форм (SDM) и механическая обработка.
- 1.4 Гальванопластика и полирование.
- 1.5 Литье под давлением и фрезерование.

2. Вычитающие и соединительные процессы.

- 2.1 Фрезерование с ЧПУ и технология сварки.

3. Аддитивные и трансформирующие процессы.

- 3.1 Процессы литья под давлением и формования листового металла.
- 3.2 Селективное лазерное плавление (SLM) для создания 2D-слоев.

4. Аддитивное производство.

- 4.1 Плавление осажденного материала.
- 4.2 Осаждение расплавленного материала.
 - 4.2.1 Осаждение смешанных материалов.
 - 4.2.2 Осаждение нескольких материалов.

5. Трансформирующее производство.

- 5.1 Гибридные трансформирующие производственные процессы.
 - 5.1.1 Процессы формования листового металла.
 - 5.1.2 Лазерная термообработка и формование листового металла.

6. Субтрактивные и трансформирующие процессы.

- 6.1 Термически улучшенная механическая обработка.
 - 6.1.1 Механическая обработка с помощью лазера.
 - 6.1.2 Плазменная механическая обработка.

6.2 Лазерная водоструйная резка.

6.3 С помощью лазера ЕСМ.

6.4 Электрохимическая обработка с помощью лазера.

6.5 Лазерная резка.

6.6 Криогенная обработка.

6.6.1 Криогенная обработка твердых металлических материалов.

6.6.2 Криогенная обработка мягких материалов.

6.7 Термическая и криогенная обработка.

6.7.1 Лазерная и криогенная обработка.

6.7.2 Плазменная и криогенная механическая обработка.

6.8 Механическая обработка с помощью охлаждения под высоким давлением.

6.9 Шлифование и упрочнение.

6.10 Фрезерование и формование.

6.11 Токарная обработка и прокатка.

7. Субтрактивное производство.

7.1 Механическая обработка и ЕСМ.

7.2 Механическая обработка и электроэрозионная обработка.

7.3 Механическая обработка и лазерная резка.

7.4 Лазерная резка и EDM.

7.5 Лазерная резка и ЕСМ.

7.6 EDM и ЕСМ.

7.7 Токарно-фрезерная, токарно-шлифовальная обработка.

7.8 Механическая обработка с помощью ультразвука.

7.8.1 Ультразвуковая шлифовка.

7.8.2 Ультразвуковая токарная обработка.

7.8.3 Ультразвуковое сверление.

7.9 Ультразвуковое EDM.

7.10 Электроэрозионная обработка и травление.

Обсуждение гибридных процессов

Исследования, касающиеся гибридных процессов, сочетающих аддитивный процесс и субтрактивный процесс, концентрируются на увеличении гибкости производства без негативного воздействия на качество обрабатываемой поверхности. Эти гибридные технологии в настоящее время подходят только для мелкосерийного производства. Будущие исследования будут направлены на изучение более широких областей применения, возможно, постепенно продвигаясь к металлическим деталям, к другим современным материалам, наряду с развитием технологии быстрого прототипирования. Гибридные процессы размерной и безразмерной обработки (т.н. вычитающие и соединительные процессы) повышают возможности процессов сварки, обеспечивая высокий уровень чистоты поверхности.

Разработка гибридной технологии аддитивного и трансформационного процессов все еще находится на начальной стадии. Определено, что при лазерной плавке и эрозии более длительное время обработки приводит к снижению производительности, что ограничивает ее дальнейшее развитие.

4. Большинство аддитивных производственных процессов также можно рассматривать как композитное производство. Исследователи, стремящиеся изготовить функциональные детали, состоящие из нескольких слоев (композитов), применяют гибридный подход, который способен поочередно осаждать различные материалы с помощью специальных головок. Другой подход – это смешивание порошков различных материалов в соответствии с определенным соотношением. В результате изготовленные детали имеют новые свойства, промежуточные по отношению к составляющим их материалам. Кроме того, исследователи также используют дополнительный источник тепла для обеспечения более высокой энергии при лазерной обработке или в процессе дуговой сварки, что ускоряет скорость осаждения, сокращает время производства и, что еще более важно, увеличивает стабильность сварки. Кроме того, необходимо отметить, что гибридные аддитивные процессы, основанные на технологиях аддитивного производства, также унаследовали и недостатки, которые заключаются в более медленном времени изготовления в массовом производстве, умеренной чистоте поверхности и относительно высокой стоимости по сравнению с деталями, обработанными на станках с ЧПУ. Улучшение шероховатости поверхности и снижение себестоимости будет оставаться основной областью дальнейшего развития этих технологий.

5. Лазерная термообработка с формовочными инструментами является еще одной популярной конфигурацией, поскольку лазерный луч способен размягчать материал, увеличивая формовемость материала при более высокой температуре. Существует исследовательская тенденция, которая объединяет лазерный блок внутри формовочного инструмента, который потенциально может эффективно использовать лазерный луч в процессах формования, где рабочие пространства (например, глубоко в теле заготовки) закрыты или труднодоступны.

6. В этой категории большинство трансформирующих процессов, например, лазерный нагрев используется в качестве вспомогательного инструмента для обеспечения лучших условий механической обработки. Термически улучшенная обработка и другие процессы лазерной обработки, например, струя воды, вызвала значительный исследовательский интерес. В этих технологиях только один из участвующих процессов непосредственно удаляет материал. Другой помогает в операциях удаления материала, изменяя условия обработки, что выгодно для процесса резки. Обзор выявил, что исследования в этой категории в основном сосредоточены на обработке труднообрабатываемых материалов, например, керамики, композитов и суперсплавов. Эксперименты свидетельствуют, что срок службы режущего инструмента может быть увеличен в 3 раза, скорость удаления материала также может быть эффективно увеличена.

7. Субтрактивные гибридные процессы, как правило, направлены на достижение более высоких характеристик с точки зрения скорости удаления материала, целостности поверхности и износа инструмента обычно гибридные субтрактивные производственные процессы включают термические, химические, электрохимические и механические воздействия. Внедрение ультразвуковой механической обработки или электрохимической обработки показало более высокую эффективность обработки, чем у отдельных видов механической обработки.

Выводы

Вышесказанное указывает на то, что гибридное производство, гибридные технологии обладают огромным потенциалом роста с точки зрения получения более сложных деталей с высокой гибкостью технологического процесса и поддержания высокой точности в относительно короткие производственные сроки. Гибридные процессы открывают новые направления исследований для расширения возможностей процессов, сводя к минимуму их недостатки и расширения области применения.

Литература:

1. Янюшкин А.С., Попов В.Ю., Шеров К.Т. Опыт применения комбинированной электроалмазной обработки современных материалов. Труды Международной научно-практической конференции «Наука, образование и производство – ведущие факторы стратегии Казахстана–2050» (Сагиновские чтения № 6), Ч.2. – Караганда: Изд-во КарГТУ, 2014. С. 213–2015.
2. Yanyushkin A.S., Popov V.Y. Combined electro-diamond grinding of high speed steels // IJAMFO. Vol. 4. No. 2. July-December 2012. pp. 91–102.
3. Чиркова А.Н., Попов В.Ю., Алтангэрэл Г. Электрофизические методы затачивания режущих инструментов из инструментальных материалов // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 103–105.
4. Okasha M.M., Mativenga P.T., Driver N. and Li L. Sequential laser and mechanical micro-drilling of ni superalloy for aerospace application // Cirp Annals-Manufacturing Technology. 2010. 59(1). pp. 199–202.
5. Zhang H., Xu J.W. and Wang J.M. Investigation of a novel hybrid process of laser drilling assisted with jet electrochemical machining // Optics and Lasers in Engineering. 2009. 47(11). pp. 1242–1249.
6. Brecher C., Schug R., Weber A., Wenzel C. and Hannig S. New systematic and time-saving procedure to design cup grinding wheels for the application of ultrasonic-assisted grinding // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2010. 47(1–4). pp. 153–159.
7. CIRP. Cirp – the internal academy for production engineering [Online]. [www.cirp.net].

Classification of the main research areas of hybrid processes

Leon A.V., Zvyadintseva S.Y., Chirkov E.A., Skodin A.S., Kaplev D.A.

Bratsk State University, st. Makarenko, 40, Bratsk, Russia, 665709
leon.andrey.94@mail.ru

Keywords: hybrid methods, combined processes, classification, engineering technology

The article provides a brief overview of the field of such production, which combines two or more technological processes, which is relevant both in scientific circles and in industry. Hybrid production has tremendous growth potential in terms of obtaining more complex parts with high process flexibility, it maintains high accuracy in a relatively short production time, and allows you to open new research directions to expand the capabilities of these technological processes. Hybrid manufacturing processes are necessary because some of the engineering products that need to be manufactured can no longer be manufactured using separate traditional manufacturing processes or, in other words, it is more sensible today to produce these products using hybrid processes in terms of increasing capabilities process and reduce production time.

УДК 621.9

Исследование напряженно-деформированного состояния при цилиндрическом свободном фрезеровании многокомпонентных композитов

Рычков Д.А.^a, Горбань И.С.^b, Смирнова Д.А.^c, Ермоленко Н.С.^d,
Войтович В.Ю.^e

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^a dielektrik84@mail.ru, ^b ivangorban98@mail.ru, ^c rikkigud@mail.ru, ^d nikita_nba95@mail.ru,
^e vvoytovich94@mail.ru

Ключевые слова: моделирование, анизотропный материал, фрезерование, силы резания, напряженно-деформированное состояние.

В данной статье рассматриваются проблемы фрезерования композитов, состоящих из разнородных материалов. Обработка резанием композиционных материалов, обладающих неоднородностью структуры и свойств в микромасштабе, сопровождается интенсивным износом режущего инструмента и низким качеством обработанной поверхности. Для этих материалов мало изучены контактные процессы, происходящие в зоне резания, что вызывает сложности при назначении режимов обработки. С целью углубленного изучения этих процессов проведено компьютерное моделирование процесса механической обработки в программе КОМПАС 3D и изучение напряженного состояния обрабатываемой поверхности с применением библиотеки АРМ FEM. Прочностной анализ анизотропного материала в процессе резания показывает, что наиболее деформированной является область, расположенная сразу за режущим лезвием. В трех образцах обрабатываемого материала, состоящего из двух слоёв, при обработке наблюдаются перемещения. Это перемещение преобладает в слоях, обладающих большей пластичностью. Материалы с более высокой прочностью оказывают значительное сопротивление резанию. Это приводит к неравномерному износу режущего инструмента, формированию на кромке

волнистой поверхности и, как следствие, ухудшению качества обработанной поверхности. Установлено, что наибольшее напряжение и сопротивление резанию испытывает в первом образце слой стали, во втором слой бронзы оловянистой, в третьей слой титана, в то время как алюминий, свинец и бронза бериллиевая в большей степени подвержены деформациям. Результаты исследования позволяют дать теоретическую оценку напряженно-деформированного состояния анизотропных композиционных материалов при свободном цилиндрическом фрезеровании.

Введение. Обработка резанием композиционных материалов, обладающих неоднородностью структуры и свойств в микромасштабе, сопровождается интенсивным износом режущего инструмента и низким качеством обработанной поверхности [1 – 9]. Преимущества анизотропных материалов состоят главным образом в том, что они позволяют проектировать изделия в соответствии со схемой нагружения. Формообразование поверхностей сложной формы непременно связано с обработкой резанием на различных операциях. В то же время для анизотропных композитов мало изучены контактные процессы, происходящие в зоне резания, что вызывает сложности при назначении режимов обработки.

Целью исследования является изучение поведения обрабатываемых анизотропных материалов под воздействием сил резания при механической обработке. В задачи исследования входит компьютерное моделирование процесса механической обработки в программе КОМПАС 3D и изучение напряженного состояния обрабатываемой поверхности с применением библиотеки APM FEM.

Методика исследования. Исследование напряженного состояния обрабатываемой поверхности проведем на примере процесса свободного цилиндрического фрезерования. Выделим момент времени, когда ширина срезаемого слоя будет максимальной и обозначим силы резания, руководствуясь положениями теории резания и предварительных исследований, проведенных нами (Рис.1) [2, 3, 6, 10 – 12]. Силы резания P_z и P_x образуют результирующую силу $P_{рез}$.

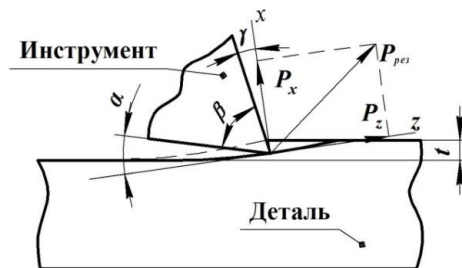


Рис.1 Схема распределения сил при цилиндрическом фрезеровании

В качестве обрабатываемых материалов исследуются три образца: алюминий-сталь, свинец-бронза оловянистая, титан-бронза бериллиевая, имеющие слоистую структуру. Для трехмерного моделирования представим структуру материала в упрощенном виде. Слои стали, оловянистой бронзы и бериллиевой бронзы представлены в виде 3D моделей пластин толщиной 0,2 мм, а слои алюминия, титана и свинца – толщиной 0,25 мм. Модель режущего элемента фрезы построена с углом заострения $\beta = 60^\circ$ согласно рекомендациям [2, 6]. После этого создавалась сборка, где режущий элемент располагался с передним γ и задним α углами резания. Для настоящего исследования достаточно представить заготовки в виде двух сопряженных слоев. Добавляем режущий элемент, расположив его так, как показано на рис. 1, т.е. в положении, когда ширина срезаемого слоя будет максимальной. На основе расположения всех элементов создается эскиз, по которому вырезается уже удаленная часть материала. Для идеализированного представления модели контактного взаимодействия эта часть материала в расчет не включена (Рис.2). Далее режущий элемент из сборки исключается.

Для выполнения прочностного расчета запускаем библиотеку «APM FEM: расчет и построение» и первым этапом строим сетку конечных элементов с автоматическим определением сопрягаемых поверхностей. Предварительно задаются закрепления и усилия. В качестве нагрузки задается распределенная сила: по оси Y – 61 Н, по оси Z – -152 Н согласно расчетам, представленным в [6] при глубине резания $t = 0,8$ мм и подаче $S_z = 0,18$ мм/зуб. В качестве параметров разбиения указаны 4-х узловые тетраэдры с максимальной длиной 0,2 мм (толщина слоя) (рис. 3).

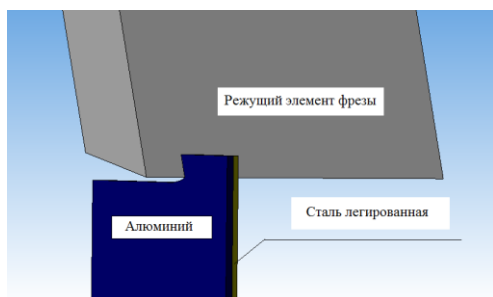


Рис.2 Трехмерная модель контактного взаимодействия

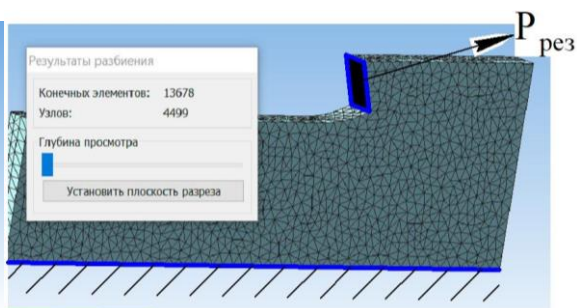


Рис.3 Разбиение детали методом конечных элементов

Далее производится статический расчет. Для его выполнения необходимо отредактировать в трех образцах свойства материалов слоев. В первом образце материал первого слоя – алюминий А7, материал второго слоя – легированная сталь 30ХГС. Во втором образце материал первого слоя – свинец С2, а второго слоя – бронза оловянистая БрОЗЦ12С5. В третьем образце материал первого слоя – титан ВТ5 и второго слоя – бронза бериллиевая БрБНТ1,9. Для каждого материала указаны свойства, требуемые для статического расчета: предел текучести, модуль упругости нормальный, коэффициент Пуассона, плотность, температурный коэффициент линейного расширения, теплопроводность, предел прочности при сжатии, предел выносливости при растяжении, предел выносливости при кручении. Данные взяты из источников [13 – 15].

Результаты и обсуждение. Результаты статического расчета представлены на Рис. 4 – 6.

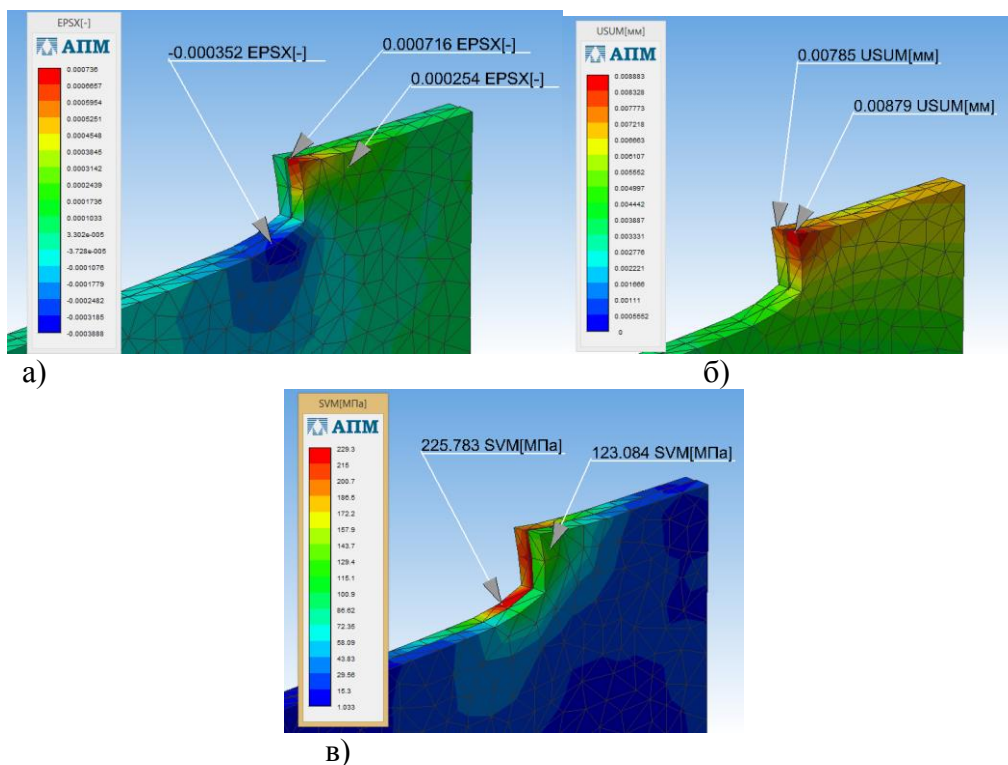


Рис.4. Результаты статического расчета (спереди слой алюминия, сзади – слой стали): а – деформации; б – перемещения; в – напряжения

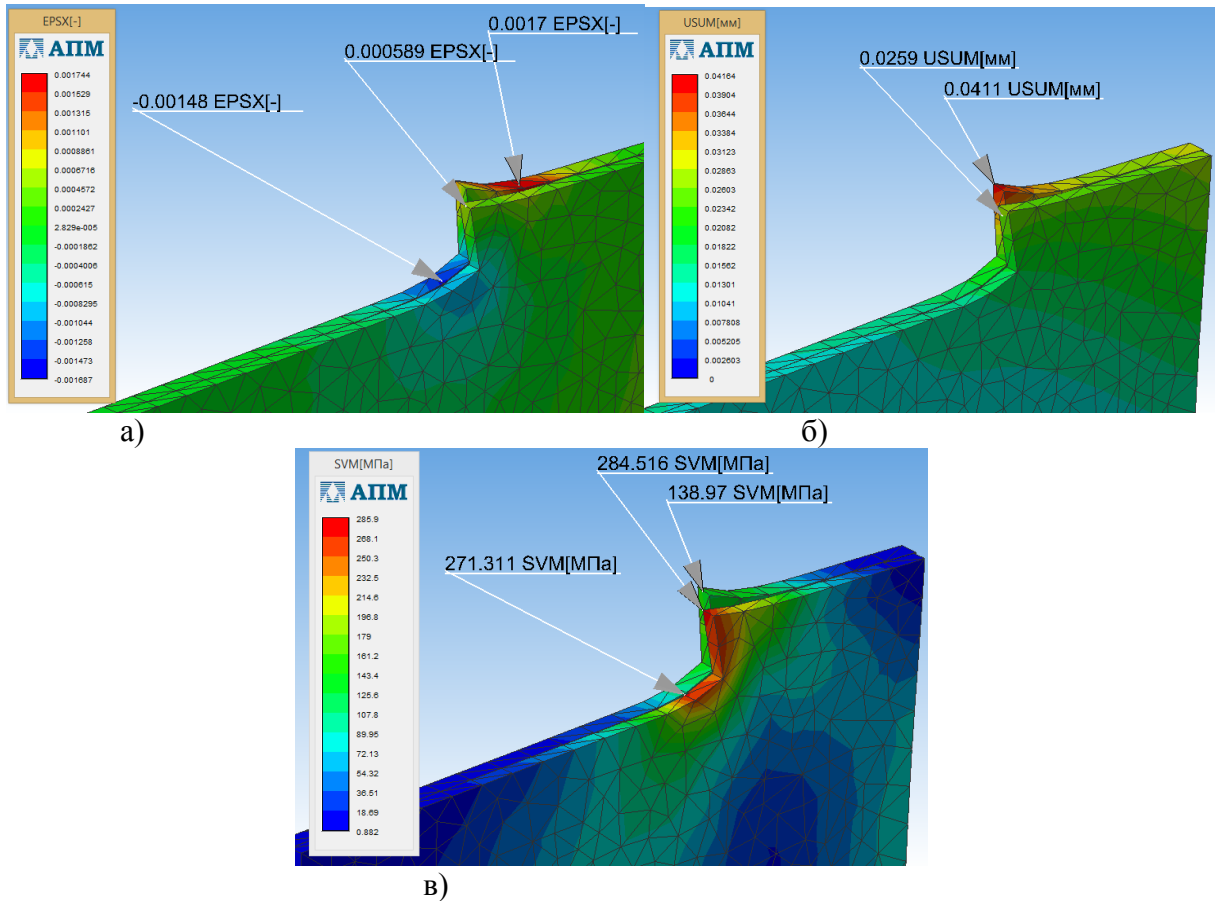


Рис.5 Результаты статического расчета (спереди слой оловянистой бронзы, сзади – слой свинца):
а – деформации; б – перемещения; в – напряжения

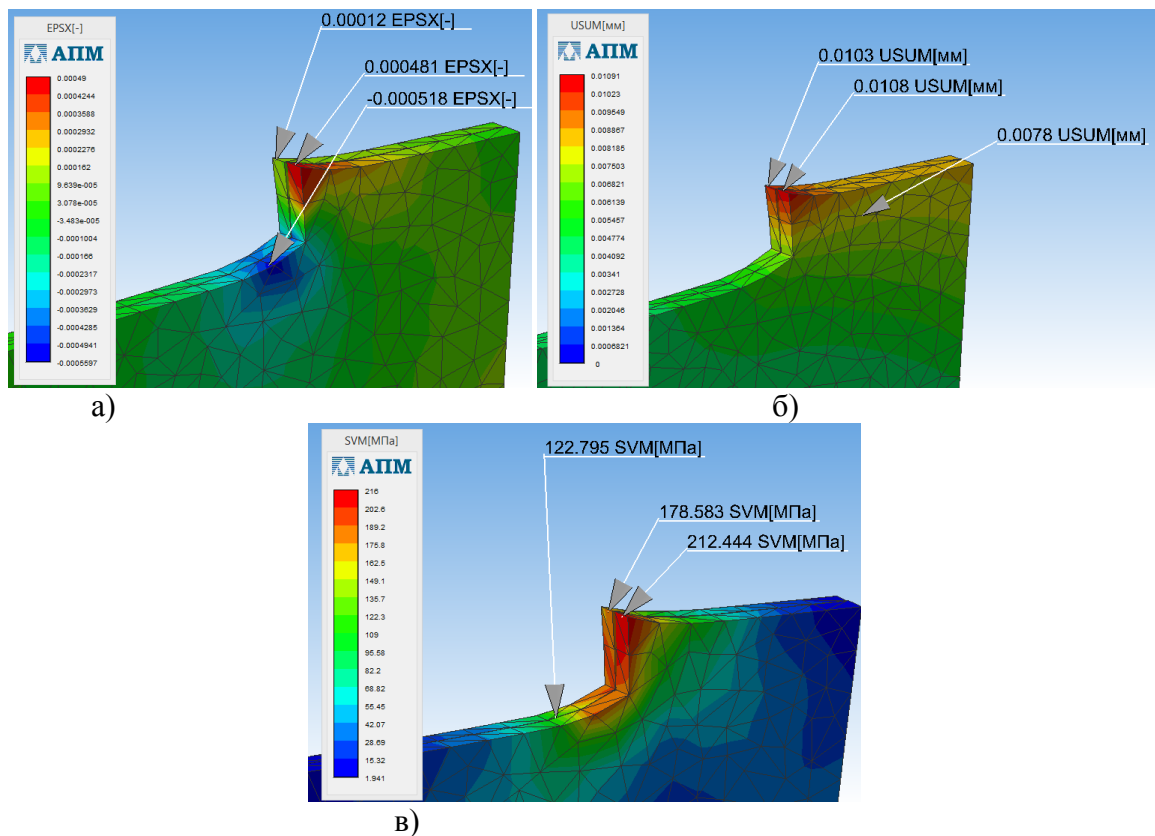


Рис.6 Результаты статического расчета (спереди слой титана, сзади – слой бронзы бериллиевой):
а – деформации; б – перемещения; в – напряжения

Прочностной анализ анизотропного материала в процессе резания показывает, что наиболее деформированной является область, расположенная сразу за режущим лезвием (Рис.4а, 5а, 6а). Это можно объяснить относительно высокими упругими свойствами композиционного материала. В процессе обработки упругое воздействие обработанной поверхности на заднюю поверхность режущего инструмента вызывает дополнительное трение и увеличивает интенсивность износа [6, 11, 16, 17].

В трех образцах обрабатываемых материалов, состоящих из двух слоёв (Рис.4б, 5б, 6б) при обработке наблюдаются перемещения. Это перемещение преобладает в первом образце у алюминиевого слоя, во втором – свинцового, в третьем – титанового. При этом происходит искажение исходной структуры конечных элементов, и край срезаемого материала перемещается в направлении действующей силы и вверх. Разность в перемещениях двух слоев приводит к вероятности получения неудовлетворительного качества обработанной поверхности. В этом случае может происходить расслоение материала и образование дефектов, на обработанной поверхности появляются сколы, микротрещины и микрократеры от разрушения связи.

Согласно карте результатов перемещения, наблюдаются и по всей длине срезаемого слоя (глубине резания), а по мере углубления в тело обрабатываемого материала постепенно уменьшаются.

В рамках настоящего исследования также проведен анализ напряжений, возникающих в зоне резания анизотропного материала (Рис.4в, 5в, 6в). Он показывает, что максимальные напряжения реализуются в области контакта режущей кромки в первом образце со сталью, во втором с оловянистой бронзой, в третьем с титаном, в то время как в первом образце алюминий, во втором свинец, в третьем бронза бериллиевая имеют значительно меньшие напряжения. Это свидетельствует о том, что сталь, оловянистая бронза и титан оказывают высокое сопротивление резанию в сравнении с алюминием, свинцом и бронзой бериллиевой. Это приводит к неравномерному износу режущего инструмента, формированию на кромке волнистой поверхности и, как следствие, ухудшается качество обработанной поверхности.

Выводы. Результаты исследования по представленной методике позволяют дать теоретическую оценку напряженно-деформированного состояния анизотропных композиционных материалов при свободном цилиндрическом фрезеровании. Установлено, что наибольшее напряжение и сопротивление резанию в трех образцах испытывают слои стали, оловянистой бронзы и титана в то время как алюминий, свинец и бронза бериллиевая в большей степени подвержены деформациям. Дальнейшее направление исследований лежит в области изучения влияния режимов обработки на напряженно-деформированное состояние поверхностей обрабатываемого материала, а также в области изучения процесса изнашивания режущего инструмента.

Литература:

1. Янюшкин А.С., Рычков Д.А., Лобанов Д.В. Качество поверхности композиционного материала стеклотекстолит после фрезерования // *Инновационные технологии и экономика в машиностроении*. 2014. С. 343–347.
2. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С. Технология инструментального обеспечения производства изделий из композиционных неметаллических материалов // *Старый Оскол*, 2012. 296 с.
3. Баранчиков В.И., Тарапанов А.С., Харламов Г.А. Обработка специальных материалов в машиностроении: Справочник. Библиотека технолога. М.: Машиностроение, 2002. 264 с.
4. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Кузнецов А.М., Мажитов С.Х. Определение рациональных режимов обработки и геометрии инструмента при фрезеровании композиционных материалов // *Механика XXI века*. 2008. №7. С. 203–205.
5. Братухин А.Г., Боголюбов В.С., Сироткин О.С. Технология производства изделий и интегральных конструкций из композиционных материалов в машиностроении. М.: Готика, 2003. 516 с.
6. Рычков Д.А. Технология механической обработки композиционных материалов: монография / Д.А. Рычков, А.С. Янюшкин. Старый Оскол: ТНТ, 2016. 232 с.

7. Марков А.М. Технологические особенности механической обработки деталей из композиционных материалов // Научно-технические технологии в машиностроении. 2014. № 7 (37). С. 3–8.
8. Марков А.М., Черданцев П.О., Гайст С.В., Катаева С.А. Экспериментальные исследования фрезерования композиционных материалов // Инновации в машиностроении. Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции. Кемерово, 2015. С. 99–104.
9. Мордвин М.А., Якимов С.В., Баклушин С.М. Рекомендации по механической обработке композиционных материалов // Вестник Ижевского государственного технического университета. 2010. № 2. С. 26–29.
10. Янюшкин А.С., Попов В.Ю., Петров Н.П., Рычков Д.А. Повышение эффективности обработки высокопрочных композиционных материалов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. С. 146–149.
11. Рычков Д.А. Определение периода стойкости режущего инструмента при фрезеровании стеклотекстолита // Потенциал современной науки. 2014. № 2. С. 48–52.
12. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3. С. 23–30.
13. Рогов В.А., Позняк Г.Г. Современные машиностроительные материалы и заготовки: учебное пособие. М.: Академия, 2008. 336 с.
14. Галимов Э.Р., Абдуллин А.Л. Современные конструкционные материалы для машиностроения: учебное пособие. Санкт-Петербург: Лань, 2018. 268 с.
15. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др. Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688с.
16. Янюшкин А.С., Кузнецов А.М., Якимов С.А., Петров Н.П. Методика расчета величины разрушения режущей кромки твердосплавного инструмента // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 4 (8). С. 139–144.
17. Янюшкин А.С., Кузнецов А.М. Износостойкость твердосплавного инструмента при обработке древесностружечных плит // Технология машиностроения. 2008. № 11. С. 29–31.

Investigation of the stress-strain state in cylindrical free milling of multicomponent composites

Rychkov D.A.^a, Gorban I.S.^b, Smirnova D.A.^c, Ermolenko N.S.^d,
Voytovich V.Yu.^e

Bratsk State University, st. Makarenko, 40, Bratsk, Russia

^a dielektrik84@mail.ru, ^b ivangorban98@mail.ru, ^c rikkigud@mail.ru, ^d nikita_nba95@mail.ru,

^e vvoytovich94@mail.ru

Key words: modeling, anisotropic material, milling, cutting forces, stress-strain state

This article deals with the problems of milling composites consisting of dissimilar materials. The machining of composite materials with a heterogeneous structure and properties at the microscale is accompanied by intense wear of the cutting tool and low quality of the machined surface. For these materials, the contact processes occurring in the cutting zone are little studied, which causes difficulties in the assignment of processing modes. In order to study these processes in depth, a computer simulation of the machining process was carried out in the KOMPAS 3D program and the study of the stress state of the treated surface using the APM FEM library. The strength analysis of anisotropic material in the process of cutting shows that the most deformed is the area located immediately behind the cutting blade. In three samples of the processed material consisting of two layers, displacements are observed during processing. This movement prevails in layers with greater plasticity. Materials with higher strength offer significant resistance. This leads to uneven wear of the cutting tool, the formation of a wavy surface on the edge and, as a result, deterioration of the quality of the machined surface. We found that the stresses in the first sample were the steel layer, the second layer of tin bronze, the third layer of titanium, while aluminum, lead

and beryllium bronze were more susceptible to deformations. The results of the study allow to give a theoretical estimate of the stress-strain state of anisotropic composite materials with free cylindrical milling.

УДК 621.9

Критериальная оптимизация параметров технологических процессов обработки резанием высокопрочных материалов

Смирнова Д.А.^а, Горбань И.С.^б, Варакин А.А., Можаровский М.А.
Научный руководитель: Рычков Д.А. (доцент кафедры МиТ)

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^аrikkigud@mail.ru, ^бivangorban98@mail.ru.

Ключевые слова: автоматизация, проектирование технологических процессов, режимы резания, программное обеспечение, режущий инструмент

В данной статье представлен метод автоматизации машиностроительных производств, расчетов режимов резания и выбора оптимальных параметров технологического процесса при помощи специализированного программного обеспечения. Оно позволяет вести базы данных режущих инструментов, обрабатываемых материалов, при расчетах учитывать параметры режущей части инструмента, критерии работоспособности инструмента, качества поверхности, производительности и экономичности. Разрабатываемое программное обеспечение направлено на совершенствование работы технолога, разработку технологических процессов и снижение затрат на производстве. Полученные результаты являются основой для проведения дальнейших исследований с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых и инструментальных материалов, видов обработки, создания системы инструментального обеспечения и технологической оснастки. В целом представленное программное обеспечение может иметь практическое применение на производстве, где применяются технологии механической обработки материалов.

Машиностроение одна из наиболее важных отраслей промышленности, которая имеет огромное значение не только для промышленности в целом, но и для экономики страны. К тому же машиностроение определяет уровень научно-технического прогресса так как обеспечивает оборудованием все отрасли промышленности. Так же машиностроение включает в себя не только производство техники, оборудования и предметов народного хозяйства, но и ремонт и обслуживание механизмов, металлообработку [1 – 3].

Время для инженеров и технологов является очень ценным ресурсом и поэтому очень важно, чтобы данный ресурс в наименьшем количестве затрачивался на расчеты режимов резания и выбор инструментального материала.

Так же не менее важно чтобы выбор инструментального материала обеспечивал высокую производительность и оптимальные затраты на инструмент, так как режимы обработки оказывают влияние на показатели производства, как технические, так и экономические [4 – 7].

Одним из путей решения данной проблемы является создание специализированного программного обеспечения, которое способно выбрать наиболее подходящие параметры технологического процесса для определенного вида обработки, учесть характеристики инструмента, его стоимость, а также такие критерии производства как работоспособность инструмента, производительность, качество поверхности заготовки и экономичность и т.д.

На данный момент существуют различные программы, а также аналитические методы для расчета режимов резания и методы выбора режущего инструмента, но они имеют множество недостатков в области интерфейса, высокую стоимость и низкую производительность, так как нужно учитывать множество факторов [7 – 13].

Мы занимаемся разработкой программы, которая содержит редактор баз данных инструментов, материалов и параметров режущей части, способна выбирать оптимальный инструмент в зависимости от вида обработки и важности критериев обработки. Главное окно программы представлено, на Рис.1, окно выбора параметров режущей части представлено на Рис.2.

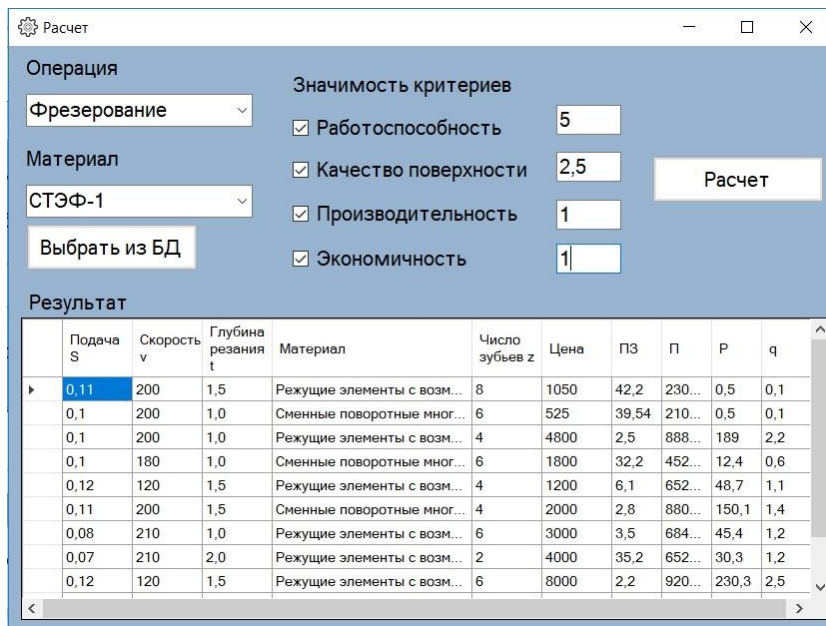


Рис.1 Главное окно программы

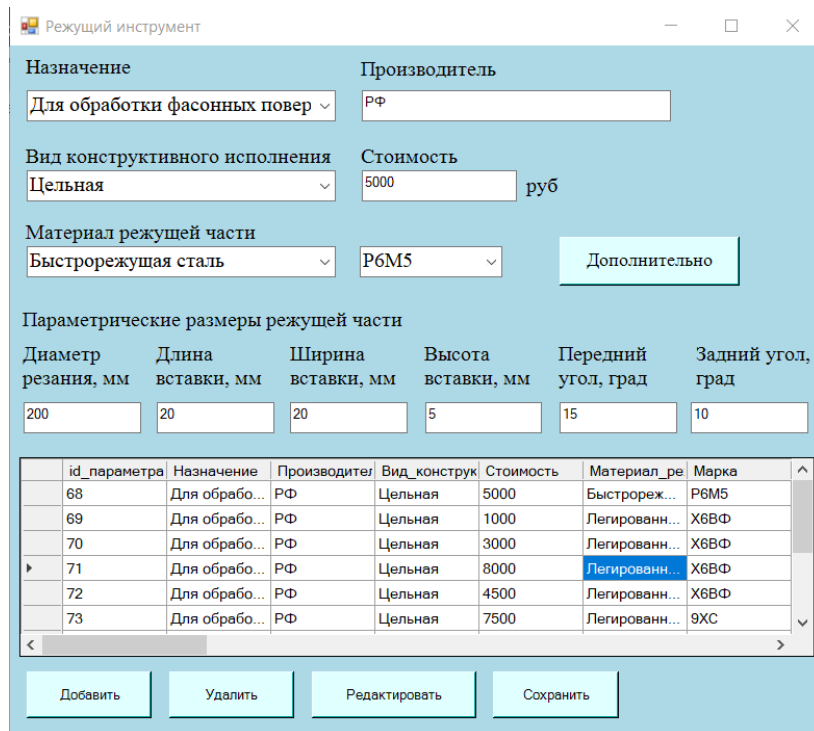


Рис.2 Окно выбора параметров режущей части

Определение оптимальных параметров технологического процесса основано на выявлении критериев, которые тем или иным образом оказывают влияние на производство деталей в каждом конкретном случае.

Алгоритм работы данного программного обеспечения осуществляется путем циклической обработки данных: информации о режущих инструментах, хранящейся в базе данных; массива данных о режимах резания; физико-механических характеристик инструментальных и обрабатываемых материалов. Блок-схема программы представлена на Рис.3.

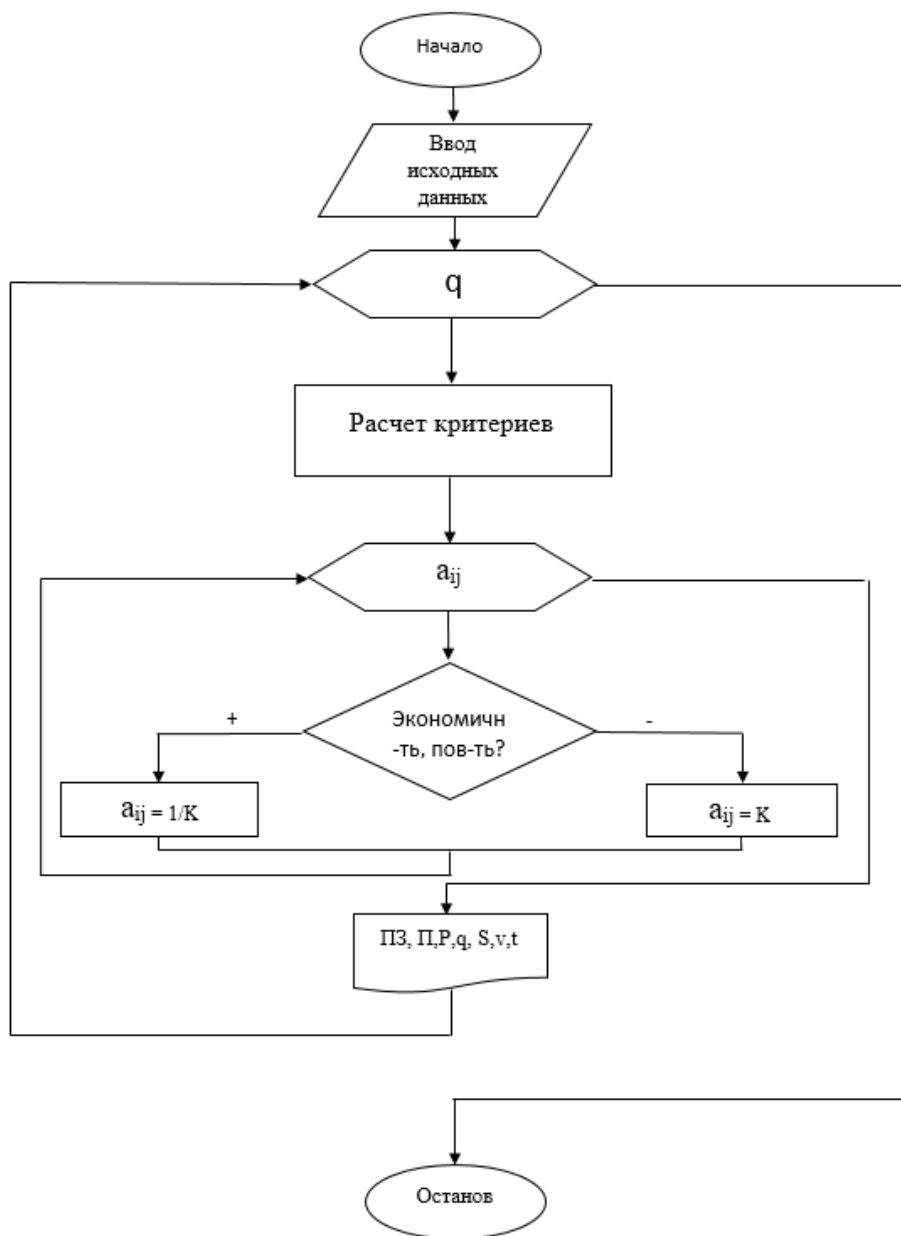


Рис.3 Блок-схема

На основе этой информации рассчитываются критерии оптимизации в виде теоретических моделей [8].

Учитывая множество коэффициентов, программа будет производить поиск инструмента и режимов резания, наиболее подходящих для выбранного обрабатываемого материала и заданных условий расчета. В нескольких циклах будут просчитываться значения таких критериев производства как экономичность, шероховатость поверхности, производительность и время работы инструмента. Для задания условий расчета

пользователю необходимо выбрать нужный материал и указать важность критериев по шкале от 1 до 5.

Также данное программное обеспечение будет оснащено такой функцией как расчет режимов резания. Расчет будет производиться как во время циклической обработки данных, так и при помощи дополнительного модуля, встроенного в разрабатываемую программу. Главное окно внешнего модуля представлено на Рис.4.

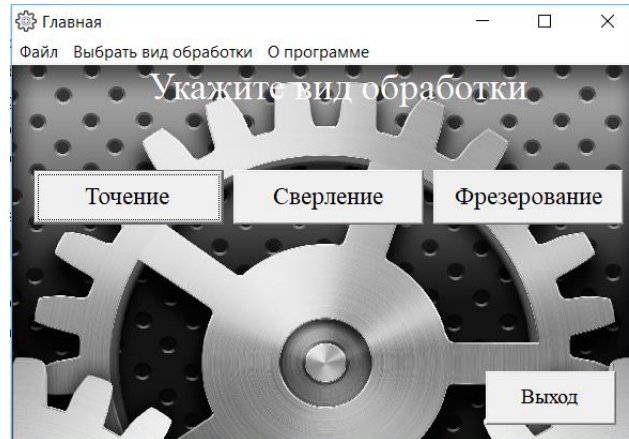


Рис.4 Главное внешнее окно для расчета режимов резания

Помимо описанных выше возможностей программа будет оснащена системой паролей для защиты баз данных.

Чтобы программное обеспечение работало корректно и не было непредвиденных сбоев в работе защита базы данных программы осуществляется при помощи паролей и делает их доступными для определенного числа лиц.

Режим защиты включает ведение журнала подключения к СУБД и выполнения запросов теми или иными пользователями. Пароли с их главным достоинством – простотой и привычностью – при правильном использовании могут обеспечить приемлемый для многих компаний уровень безопасности. Надежность парольной защиты основывается на следующих требованиях:

- пароль должен представлять собой комбинацию букв, цифр или специальных знаков;
- длина пароля должна быть не менее шести символов;
- пароли должны часто изменяться и храниться в тайне.

Разграничение прав доступа – достаточно гибкая и развитая система любой многопользовательской СУБД. Администратор баз данных предоставляет права доступа пользователям в соответствии с принципом минимальных полномочий, необходимых для выполнения прямых должностных обязанностей. В большинстве СУБД встроен набор базовых средств по управлению правами доступа. Пользователи и группы наделяются правами доступа к определенным объектам базы данных. Помимо предоставления доступа многие СУБД указывают разрешенный тип доступа, начиная от только чтения, заканчивая реорганизацией всей базы данных.

Главное окно программы (окно пользователя) будет доступно для всех, в то время как БД инструментального материала и БД конструкций режущей части сможет обновлять и редактировать только завод-производитель, при помощи системы удаленного доступа.

Литература:

1. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Повышение производительности фрезерования на основе автоматизации проектирования сборного инструмента // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 91-94.

2. Рычков Д.А., Янюшкин А.С., Лобанов Д.В. Критериальная оценка конструкции режущего инструмента на примере сборной фрезы для обработки композиционных материалов // Главный механик. 2011. № 5. С. 48-54.
3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.
4. Янюшкин А.С., Рычков Д.А., Лобанов Д.В. Экономическая эффективность обработки резанием полимерных композиционных материалов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2015. № 4 (48). С. 172-179.
5. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Архипов П.В., Попов В.Ю. Исследование влияния электрических режимов на качественные и экономические показатели комбинированной электроалмазной обработки твердосплавных материалов // Научные технологии в машиностроении. 2015. № 3 (45). С. 22-29.
6. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Ковалевский С.В. Повышение качества подготовки твердосплавного инструмента // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1. С. 95-98.
7. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Оптимизация выбора режущего инструмента на основе методов сравнительного анализа // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2010. № 5-2. С. 23-30.
8. Рычков Д.А. Технология механической обработки композиционных материалов: монография / Д.А. Рычков, А.С. Янюшкин. Старый Оскол: ТНТ, 2016. 232 с.
9. Иванов В.В. Программный комплекс T-FLEX Технология 10 // САПР и графика. 2006. №9. С. 44-47.
10. Каменев Е.М. Система автоматизации конструкторско-технологической подготовки производства ADEM-VX // САПР и графика. 2007. №12. С. 14-19.
11. Чилингаров К.А. Учет использования номерного инструмента в производстве с применением системы TechnologiCS // САПР и графика. 2007. №11. С. 26-31.
12. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Автоматизированная система создания баз данных и многокритериального сравнительного анализа конструкций сборного фрезерного инструмента для обработки композиционных материалов // САПР и графика. 2011. №3 (173). С.71-73.
13. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Программные продукты для автоматизации подготовки инструментального производства на предприятиях // Ползуновский альманах. 2008. № 4. С. 214-216.

Criteria optimization of the parameters of technological processes of cutting high-strength materials

Smirnova D.A.^a, Gorban I.S.^b Varakin A.A., Mozharovsky M.A.

Bratsk State University, st. Makarenko, 40, Bratsk, Russia

^arikkigud@mail.ru, ^bivangorban98@mail.ru.

Keywords: automation, design of technological processes, cutting conditions, software, cutting tool

This article presents a method for automating machine-building production, calculating cutting conditions and choosing the optimal parameters of the technological process using specialized software. It allows you to maintain a database of cutting tools, processed materials, in the calculations to take into account the parameters of the cutting part of the tool, the criteria of the tool, surface quality, performance and efficiency. The software being developed is aimed at improving the work of a technologist, developing technological processes and reducing production costs. The results obtained are the basis for further research with the aim of increasing the range of processed and tool materials, types of processing, creating a tool supply system and tooling. In general, the presented software can have practical application in production, where the technologies of mechanical processing of materials are applied.

УДК 621.9

Предварительное исследование качества изделий из полиуретана с добавлением упрочнителя

Шмакова О.Ю.^a, Каплева А.Е.^b, Кривогорницын А.О.^c

Научный руководитель: Рычков Д.А. (доцент кафедры МиТ)

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^a shtytgard@gmail.com**Ключевые слова:** полиуретан, оксид алюминия, композиционный материал

В статье представлены результаты предварительных исследований свойств и качества изделий из полиуретана с добавлением в него порошка оксида алюминия с целью дальнейшего планирования эксперимента. Для этого изучен и воспроизведен технологический процесс свободного литья полиуретана в прессформы. В качестве исходного компонента исследовался олигомер уретановый АДВ-17Пф (ТУ 2226-023-22736960-96) с добавлением в него упрочнителя в виде порошка оксида алюминия (Al_2O_3), полученного из отходов алюминиевого производства в Братском регионе. Установлено, что при объемной доле упрочнителя более 20 %, изделие становится хрупким и пористым, а при объемной доле около 5 % имеет тенденцию к сохранению и улучшению свойств. Таким образом, дальнейшие исследования лежат в области поиска зависимостей качества полиуретановых композитов от объемной доли упрочнителя в пределах 2...15 %, температуры спекания и времени полимеризации.

Введение. В мире с постоянно развивающимися технологиями, требуются все новые и новые материалы, которые соответствовали бы новым требованиям и превосходили старые [1 – 11]. Одним из таких материалов является полиуретан [1, 2]. В зависимости от структуры и разновидностей уретановых групп, уровня кристалличности, молекулярной массы и других характеристик материала его уникальные свойства меняются в широком диапазоне: от мягкой эластичности до поразительной твердости. Невольно возникает вопрос о том, к какой группе материалов отнести полиуретан — это резина или пластмасса? Фактически, ни то, ни другое. С химической точки зрения — это синтетический эластомер на основе полимеров гетероцепного типа. Его молекулы содержат одну или обе (замещенные и незамещенные) уретановые группы, включающие алкилы, арилы или ацилы. Помимо этого, в их состав включены различные модификаторы (сложноэфирные, амидные, мочевиные и прочие соединения), формирующие необходимые свойства конечного продукта [1, 2].

Благодаря возможности получения обширного спектра прочностных характеристик, полиуретан – это материал, который является идеальной альтернативой резине. Он незаменим при изготовлении втулок, уплотнителей, шайб и прочих эластичных изделий. Главное достоинство этого материала в том, что изготовленные из него полимерные изделия эффективно работают в условиях высокой агрессивности сред с солидным диапазоном допустимых знакопеременных нагрузок и условий эксплуатации при температуре от -60 °C до $+80$ °C.

В настоящей работе в качестве исходных компонентов исследовался олигомер уретановый АДВ-17Пф (ТУ 2226-023-22736960-96) с добавлением в него порошка оксида алюминия (Al_2O_3), полученного из отходов алюминиевого производства в Братском регионе. Актуальность исследования заключается в необходимости повышения износостойкости и прочности полиуретановых изделий машиностроения.

Целью данной работы являлось выявление возможности повышения качества изделий из полиуретана. Для достижения этой цели поставлена задача исследования структуры

композита, получаемого из полиуретановой матрицы, с порошковым упрочнителем оксида алюминия и формирования на основе полученных результатов планирования эксперимента.

Методика исследования.

В качестве исследуемого изделия была выбрана звездочка (Рис.1), которая является упругим элементом в муфте. Муфта упругая со звездочкой (Рис.2; ГОСТ 14084-76) состоит из двух полумуфт с двумя или тремя торцовыми кулачками трапецеидального сечения каждая. Кулачки входят в соответствующие впадины промежуточного между полумуфтами упругого элемента — звездочки, изготовленной из полиуретана. Данная муфта компактна и надежна в эксплуатации. Материал полумуфт — сталь Ст3. Размеры муфты принимают по ГОСТу в зависимости от требуемого крутящего момента. Лучи (зубья) звездочки проверяют расчетом на смятие. Допускаемое напряжение на смятие для звездочки $[\sigma_{см}] = 2...10$ МПа при $n = 1750...1800$ мин⁻¹. Упругие муфты служат для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых соединяемыми ими валами. Кроме того, эти муфты предохраняют соединяемые валы от резонансных колебаний и позволяют несколько компенсировать точности взаимного расположения валов. Основные характеристики упругих муфт: жесткость или обратная ей величина — податливость и демпфирующая способность, т. е. способность превращать в теплоту энергию деформирования упругих элементов муфты.

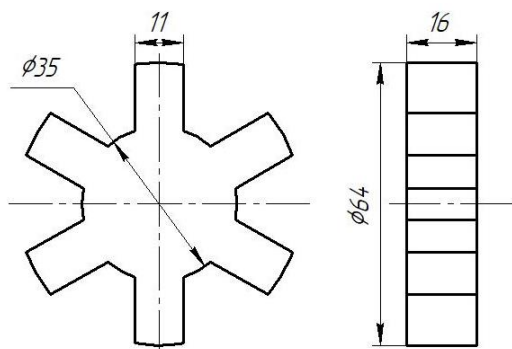


Рис.1 Звездочка

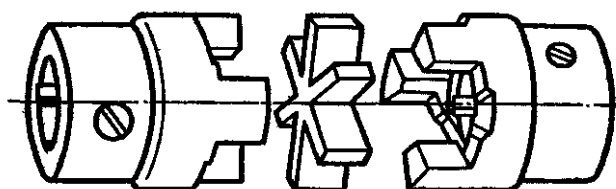


Рис.2 Упругая муфта со звездочкой

В ходе эксперимента было отлито три звездочки: полиуретановая, полиуретановая с добавлением 5% объемной доли порошка оксида алюминия и полиуретановая с добавлением 21% объемной доли порошка оксида алюминия.

Массы компонентов определяли следующим образом.

Насыпной объем порошка ($V_{пор}$) определяем по следующей формуле:

$$V_{пор} = (V_{пор} + V_{п/у}) * \frac{N_{пор}}{100} \tag{1}$$

где $V_{пор}$ – объем порошка, см³; $V_{п/у}$ – объем полиуретана, см³, $N_{пор}$ – содержание порошка (объемная доля), %.

Насыпная масса порошка рассчитывается как:

$$\gamma_n = \frac{m_{пор}}{V_{пор}} \tag{2}$$

где $m_{пор}$ – масса порошка, г; γ_n – насыпная масса порошка, г/см³.

Насыпную массу порошка Al_2O_3 определяли в соответствии с ГОСТ 19440-94.

Для этого была изготовлена воронка с отверстием диаметром $5 \pm 0,05$ мм и цилиндрическая емкость вместительностью $25 \pm 0,05$ см³ и внутренним диаметром 30 ± 1 мм. Воронка и емкость выполнены из фторопласта. Воронка (Рис.3) и емкость закрепляются в стойке с горизонтальным основанием, как показано на Рис.4, при этом стойка фиксирует отверстие воронки на высоте 25 мм от верхнего края емкости.

Испытание проводилось следующим образом. Воронку заполняли порошком, закрыв выходное отверстие сухим пальцем. Затем пропускали порошок в емкость до тех пор, пока она не заполнится и порошок не начнет пересыпаться. С помощью не магнитной линейки выравнивали поверхность порошка однократным движением, не оказывая давления на порошок и следя за тем, чтобы емкость не подвергалась встряхиванию и вибрации. После этого порошок взвешивали с точностью до 0,05 г. [12 – 14]

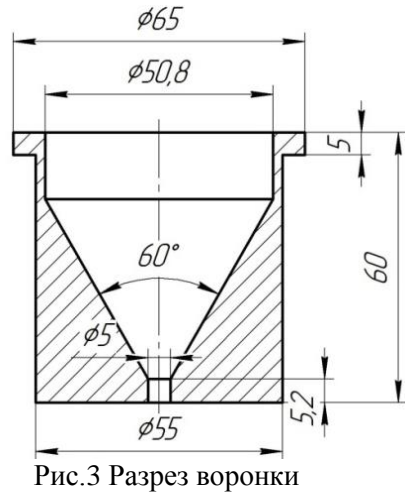


Рис.3 Разрез воронки

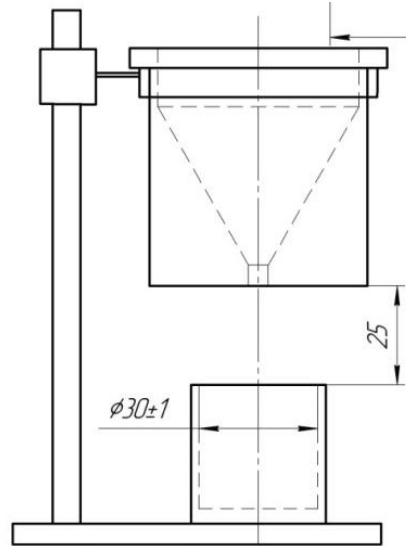


Рис.4 Схема приспособления для определения насыпной плотности

Объем полиуретана определяется как масса, деленная на плотность:

$$V_{п/у} = \frac{m_{п/у}}{\rho} \quad (3)$$

где $m_{п/у}$ – масса полиуретана, г; ρ – плотность полиуретана, г/см³. Согласно справочным данным [1] $\rho = 1,29$ г/см³.

Подставляем формулы (2) и (3) в формулу (1).

$$\frac{m_{пор}}{\gamma_n} = \left(\frac{m_{пор}}{\gamma_n} + \frac{m_{п/у}}{\rho} \right) * \frac{N_{пор}}{100} \quad (4)$$

Из формулы (4) выражаем $m_{пор}$ и получаем необходимую массу порошка для определенного процентного содержания.

$$m_{пор} = \frac{m_{п/у}}{\rho} * \frac{N_{пор}}{100 - N_{пор}} * \gamma_n \quad (5)$$

Подставляя известные данные получаем $m_{пор} = 1,2$ г, при 5% и $m_{пор} = 5$ г, при 21%.

Следуя технологическому процессу получения изделий из полиуретана добавляем рассчитанное количество порошка из оксида алюминия в общую смесь и тщательно перемешиваем все компоненты с вакуумной дегазацией. После заливаем полученную смесь в пресс-форму и отправляем в печь для полимеризации компонентов. По истечении времени извлекаем готовое изделие из пресс-формы.

После получения образцов с добавлением оксида алюминия исследуем их под микроскопом. Как видно из рис. 5, а, изделие с добавлением порошка оксида алюминия 21% очень пористое. При извлечении его из пресс-формы часть крестовины отломилась, что символизирует о потере качества изделия.

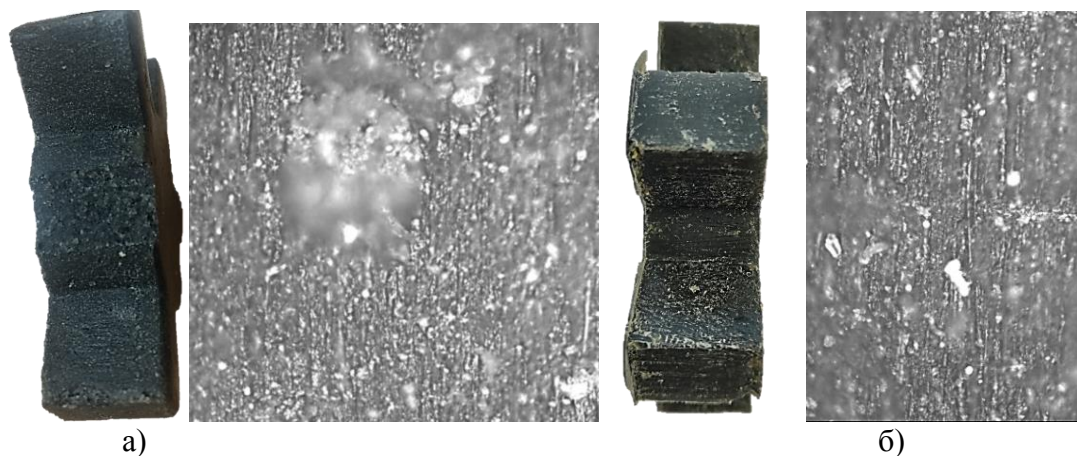


Рис.5 Образцы композитов: а) $V_{\text{пор}} = 21\%$ б) $V_{\text{пор}} = 5\%$

Образец же с 5% содержанием (рис. 5, б) получился более плотным и соответственно менее пористым.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

При объемной доле упрочнителя более 20 %, изделие становится хрупким и пористым, а при объемной доле около 5 % имеет тенденцию к сохранению и улучшению свойств. Дальнейшие исследования лежат в области поиска зависимостей качества полиуретановых композитов от объемной доли упрочнителя в пределах 2...15 %, температуры спекания и времени полимеризации. Также необходимо исследовать физико-механические свойства экспериментальных образцов и выявить рациональный состав и технологию композита.

Литература

1. Абзалилова Л.Р. Традиционные и инновационные материалы в промышленности синтетических каучуков в России и мире: учебное пособие. Казань: Издательство КНИТУ, 2013. 146 с.
2. Михеев В.В. Неизоцианатные полиуретаны: монография. Казань: КГТУ, 2011. 292 с.
3. Бакеев И.Ю., Климов А.С., Двилис Э.С., Бурачевский Ю.А., Окс Е.М. О возможности селективного послойного спекания керамических порошков электронным пучком в форвакуумной области давлений // Известия высших учебных заведений. Физика. 2016. № 3. С. 229-232.
4. Баранов А.Н., Янюшкин А.С., Янченко Н.И., Тимкина Е.В., Рычков Д.А. Способ нанесения композиционных хромовых покрытий // Патент Рос.фед. № 2576797. 2014. Заявл. 20.11.2014 № 2014146756/02, Оpubл. 10.03.2016, Бюл. № 7. 8 с.
5. Скрипняк Е.Г., Лобанов Д.В., Скрипняк В.В., Янюшкин А.С., Скрипняк В.А., Рычков Д.А. Керамические нанокompозиты на основе диборида циркония // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 95-98.
6. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
7. Сидоренко С.А., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Программный продукт для автоматизации выбора рационального композиционного материала // Актуальные проблемы в машиностроении. 2016. № 3. С. 30-36.
8. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
9. Лобанов Д.В., Рычков Д.А., Сидоренко С.А. Повышение эффективности процесса подготовки производства изделий из композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2017. № 1 (74). С. 20-29.
10. Григорьев М.В., Кульков С.Н. Фазовый состав, структура и удельная поверхность порошковых систем на основе корунда различной дисперсности // Журнал СФУ. Техники и технологии. 2009. Т. 3. №2. С. 294-300.

11. Лукин Е.С., Попова Н.А., Здвижкова Н.И. Прочная керамика на основе оксида алюминия и диоксида циркония // Стекло и керамика. 1993. № 9-10. С. 25-30.
12. Рычков Д.А., Сидоренко С.А., Большешапова А.В., Ющенко Д.А. О свойствах алюминиевых порошков, применяемых для изготовления композиционных материалов // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 98-101.
13. Рычков Д.А. Получение композиционного материала, упрочненного оксидом алюминия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 186-189.
14. Янюшкин А.С., Рычков Д.А., Петров Н.П., Иванов Н.А., Лазо И.Б., Омаров Я.С. Метод изготовления керамических деталей из тонкодисперсного оксида алюминия // Механики XXI века. 2013. № 12. С. 91 – 93.

A preliminary study of the quality of products from polyurethane with the addition of a hardener

Shmakova O.Yu.^a, Kapleva A.E., Krivogornitsyn A.O.
Scientific director: Rychkov D.A.

Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, Russia
^a shtytgard@gmail.com

Keywords: polyurethane, aluminum oxide, composite material

The article presents the results of preliminary studies of the properties and quality of products from polyurethane with the addition of aluminum oxide powder in it for the purpose of further planning the experiment. For this purpose, the technological process of free-casting polyurethane in the mold has been studied and reproduced. The oligomer urethane ADV-17Pf (TU 2226-023-22736960-96) with the addition of a hardener in the form of alumina powder (Al₂O₃) obtained from aluminum production waste in the Bratsk region was investigated as a starting component. It has been established that with a volume fraction of a hardener of more than 20%, the product becomes fragile and porous, and with a volume fraction of about 5% it tends to maintain and improve the properties. Thus, further research lies in the search for dependencies of the quality of polyurethane composites on the volume fraction of the hardener within 2 ... 15%, sintering temperature and polymerization time.

УДК 621.9

Актуальность развития фрезерования композитных полимерных материалов

Рукоосуев А.С.

Научный руководитель: Рычков Д.А. (к.т.н., доцент кафедры МиТ)

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
Dead.Patron@yandex.ru

Ключевые слова: композиционный полимерный материал, история создания КМ, фрезерование.

В статье рассматривается актуальность развития фрезерования полимерных композитных материалов. Для этого изучена история создания и развития материалов, а также необходимость этих материалов в наше время. Существенным преимуществом полимерных композитов является их высокое соотношение прочности на растяжение к

массе. Основным недостатком является стоимость изготовления полимерных композитов и формирования из них полезных продуктов. Современные полимерные композиты также являются дорогостоящими в производстве. Широкое применение нашли композиционные материалы в авиационной и ракетно-космической технике, где используются такие их свойства, как высокая удельная прочность и стойкость к воздействию высоких температур, стойкость к вибрационным нагрузкам, малый удельный вес. Скоростные суда, транспортные корабли, самолеты невидимки, все это создано только благодаря использованию композиционных материалов, постоянному поиску новых материалов и технологий.

Введение. Наука о композиционных материалах зародилась недавно. Композитный материал (КМ), композит — многокомпонентный материал, состоящий, как правило, из пластичной основы (матрицы) и армированный наполнителями. В наш век всё активнее используются композитные материалы во всех направлениях индустрии. Это связано с их высокими показателями прочности и устойчивости. Но в свою очередь КМ являются дорогостоящими и сложно обрабатываемыми материалами на производстве. Таким образом исследование и нахождение путей развития композиционных материалов является необходимым и крайне востребованным для всей производственной индустрии нашего времени. В связи с этим данное исследование является актуальным.

Целью данного исследования является оптимизация фрезерной обработки композитных полимерных материалов.

В задачи исследования входит:

1. Ознакомление с историей полимерных композиционных материалов, особенностью их строения.
2. Выявление преимуществ и недостатков КППМ.
3. Рассмотрение особенностей фрезерования материалов из КППМ.

Теория. Первый патент на композиционный полимерный материал [6,7] был выдан в 1909 году. Он предусматривал упрочнение синтетических смол природными волокнами. Первые полимерные КМ армировали рубленым природным волокном, целлюлозной бумагой, хлопчатобумажными и льняными тканями. Более недавние смеси используют полимеры как смола или матрица для того чтобы держать смесь совместно и различные волокна как материал упрочнитель.

Цель матрицы [6,7] связать волокна упрочнителя совместно так, что усилия будут распределены повсеместно в материал. Матрица смолы также формирует трудную поверхность, которая защищает материал упрочнителя от повреждения. Полимерные матричные материалы бывают двух типов: термореактивные и термопластичные.

Термореактивная матрица [6,7] создается необратимым химически отверждаемым действием смолы с образованием аморфной смеси. Реактопласты имеют высокотемпературное сопротивление, хорошее сопротивление к растворителям и высокую сохранность формы.

Термопласты образуются [6,7] при нагревании до температуры процесса и формировании изделия в желаемую форму. Они имеют очень высокую вязкость, что затрудняет их производство. Термопласты обладают большей устойчивостью к растрескиванию и повреждению от удара по сравнению с термопластичными композитами.

Целью укрепляющего волокна является добавление прочности и жесткости к совмещенному материалу. Укрепление происходит в 3 формах: частицы, непрерывного волокна и прерывного волокна. Ранние армирующие материалы были соломой, коноплей и стеклом. В 1940-х годах производители начали комбинировать углеродные и стеклянные волокна с полимерными пластмассами, чтобы сделать прочный композит, который может быть использован для корпусов самолетов.

Существенным преимуществом полимерных [6,7] композитов является их высокое соотношение прочности на растяжение к массе. Полимерные композиты обладают отличной

стойкостью к химической коррозии, царапинам, ржавчине и морской воде. Основным недостатком является стоимость изготовления полимерных композитов и формирования из них полезных продуктов. Современные полимерные композиты также являются дорогостоящими в производстве.

Широкое применение нашли композиционные материалы в авиационной и ракетно-космической технике, где используются такие их свойства, как высокая удельная прочность и стойкость к воздействию высоких температур, стойкость к вибрационным нагрузкам, малый удельный вес.

Композиционные материалы применяются в области **судостроения**.

В области **железнодорожного транспорта** композиционные материалы постепенно занимают лидирующее место благодаря своим великолепным свойствам. С каждым годом все больше компаний переходят на изготовление из композиционных материалов не только отдельных деталей, но и кузовов в целом.

Настоящий переворот совершили композиционные материалы в области сельского хозяйства. Антикоррозионные свойства этих материалов позволяют применять их там, где не выдерживают другие материалы. Это элементы животноводческих ферм, емкости для хранения минеральных удобрений, отходов, сельскохозяйственных заготовок. Композиционные материалы используются для изготовления кузовов сельскохозяйственной техники. Это позволяет значительно сэкономить средства не только при производстве, но и в процессе эксплуатации, так как в межсезонье трактора, уборочные машины не требуют затрат на обслуживание кузовных деталей, а срок службы этих деталей намного больше.

В **оборонной промышленности** композиционные материалы сыграли важную роль в стратегии и направлении новейших разработок. Так защитные каски, бронежилеты, традиционно изготавливаемые во всех странах многие годы из металла, в настоящее время также изготавливаются из композиционных материалов. Скоростные суда, транспортные корабли, самолеты невидимки, все это создано только благодаря использованию композиционных материалов, постоянному поиску новых материалов и технологий.

Раскрывая задачу по выделению особенностей обработки полимерного материала была рассмотрена статья «Особенности фрезерования полимерных композиционных материалов» [8], в которой был проведен эксперимент. При проведении исследований в качестве инструментальных материалов были выбраны вольфрамокобальтовые и безвольфрамовые твердые сплавы, а материалом исследования был выбран стеклотекстолит СТЭФ-1. В результате анализа качества обработки композиционных материалов инструментом, оснащенным твердыми сплавами, было показано, что при увеличении подачи (S_z) и глубины резания (t) начинается интенсивное расслоение композиционного материала, разрушается связка, и волокна упрочнителя вырываются с поверхности под действием высоких нагрузок, возникающих при встречном фрезеровании.

Выводы.

В результате проделанной работы наблюдается явная необходимость развития и совершенствование композитных полимерных материалов. На это указывают многие источники, включая известные исследования и наблюдения, а также необходимость и востребованность данных материалов.

Исходя из поиска и анализа данных по выбранной теме, выделяется проблема обработки и производства материалов, в связи со сложностью и высокзатратностью на производство и дальнейшую обработку КПМ.

Для дальнейшего развития фрезерной обработки материалов КПМ необходимо искать возможность совершенствования инструмента и оборудования, отталкиваясь из особенностей КПМ, или искать возможности оптимизации текущего оборудования и инструмента для повышения производства этих материалов.

Литература:

1. Баранов А.Н., Янюшкин А.С., Янченко Н.И., Тимкина Е.В., Рычков Д.А. Способ нанесения композиционных хромовых покрытий // Патент Рос.фед. № 2576797. 2014. Заявл. 20.11.2014 № 2014146756/02, Оpubл. 10.03.2016, Бюл. № 7. 8 с.
- 2 Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
3. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
4. Лобанов Д.В., Рычков Д.А., Сидоренко С.А. Повышение эффективности процесса подготовки производства изделий из композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2017. № 1 (74). С. 20-29.
5. Машков Ю.К. и др. Конструкционные пластмассы и полимерные композиционные материалы. Учеб. пособие. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. - 129 с.
6. Юскаев В.Б. Композиционные материалы. Учебное пособие. - Сумы, СумГУ, 2006. - 199 с.
7. Ананьин С.В., Ананьева Е.С., Маркин В.Б. Композиционные материалы. Часть 2 Учебное пособие. - Барнаул, Изд-во АлтГТУ, 2007. - 94 с.
8. Особенности фрезерования полимерных композиционных материалов [Электронный ресурс]. https://brstu.ru/static/unit/journal_smt/docs/number18/88-90.pdf

ACTUALITY OF DEVELOPMENT OF COMPOSITE POLYMER MATERIALS.

Rukosuev A.S.

Scientific director: Rychkov D.A. (Associate Professor of the Department of MiT)

Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, Russia
Dead.Patron@yandex.ru

Keywords: composite polymer material, the history of the creation of CM, milling.

The article discusses the relevance of the development of milling of polymer composite materials. For this, the history of the creation and development of materials has been studied, as well as the need for these materials in our time. A significant advantage of polymer composites is their high ratio of tensile strength to weight. The main disadvantage is the cost of manufacturing polymer composites and the formation of useful products from them. Modern polymer composites are also expensive to produce. Composite materials in aviation and rocket and space technology have found wide application, where their properties such as high specific strength and resistance to high temperatures, resistance to vibration loads, and low specific gravity are used. High-speed vessels, transport ships, invisible aircraft, all this was created only through the use of composite materials, the constant search for new materials and technologies.

УДК 159.9:629

Результаты внедрения новых примерных программ профессиональной подготовки водителей транспортных средств в Российской Федерации за 2015 – 2018 годы

Ясенков Е.П.^а, Парфенова Л.А.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

bravo-bratsk@yandex.ru

Ключевые слова: Профессиональная подготовка водителей транспортных средств, дорожно-транспортные происшествия, статистика ДТП, причины дорожно-транспортных происшествий, рост количества автомобилей на дорогах, уровень подготовки курсантов в автошколах.

В Российской Федерации введены в действие 28 Примерных программ профессиональной подготовки водителей транспортных средств с новыми категориями и подкатегориями. Статистика ГИБДД за 2015-2018 годы отмечает снижение аварийности практически по всем параметрам. Главными факторами при совершении большого количества ДТП и их последствий в РФ являются неудовлетворительное состояние улично-дорожной сети, нарушение ПДД, рост количества автотранспорта, недостаточный уровень подготовки курсантов в автошколах. Проведенные исследования показали, что автошколы Российской Федерации могут достаточно эффективно осуществлять подготовку, переподготовку и повышение квалификации водителей транспортных средств на основании новых Примерных программ.

Ежегодно в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) в Мире и в Российской Федерации (РФ) погибает огромное количество людей. Согласно статистическим данным смертность на дорогах страны в 3-4 раза выше, чем в странах Европы. Последние 2015-2018 годы, к сожалению, не стали исключением. Главной причиной большинства произошедших ДТП являются нарушения правил дорожного движения (ПДД), которыми нередко пренебрегают и водители, и пешеходы.

Напомним, что в рамках национального проекта «Безопасные и качественные дороги» из федерального бюджета на борьбу с аварийностью на российских дорогах выделили 4,7 трлн. рублей до 2024 года. В соответствии с планом, смертность в ДТП должна снизиться втрое по сравнению с показателями 2017 года: с 13,6 до 4 погибших на 100 тысяч населения.

Государственная инспекция безопасности дорожного движения (ГИБДД) России опубликовала данные по числу ДТП в прошедшем году. **Уверенное снижение аварийности, наблюдавшееся в последние годы, замедлилось в 2018 году почти до нуля.** В 2018 году количество аварий и пострадавших в них из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств (ТС) возросло на 3.3%. **А вот аварийность с начинающими водителями, напротив, продолжает снижаться.**

Следовательно, реформы, проводимые начиная с 2014 года, из года в год дают устойчивые результаты. Для реализации Федерального закона № 196-ФЗ «О безопасности дорожного движения» [1] в 2014 году вступил в силу Приказ Минобрнауки РФ № 1408 [2], согласно которому утверждены 28 примерных программ профессионального обучения водителей транспортных средств (ТС) соответствующих категорий и подкатегорий.

При этом утратили силу Приказ Минобрнауки РФ № 636 [3], Федеральный закон РФ № 92-ФЗ [4] и Кодекс Российской Федерации «Об административных правонарушениях» [5], которые включали соответственно пять и шестнадцать типов примерных программ подготовки водителей ТС.

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

Видимо, разработчики предположили, что большее количество новых примерных программ приведет к существенному качественному улучшению подготовки водителей. Через 4 года после внедрения этих программ попытаемся проанализировать их эффективность. В основу исследования положим данные из различных статистических источников.

Государственная инспекция безопасности дорожного движения обнародовала статистику ДТП в Российской Федерации за 2015-2018 годы. [6, 7, 8].

Статистика дорожно-транспортных происшествий в Российской Федерации за 2015-2018 гг. представлена в табл. 1.

Таблица 1

Статистика дорожно-транспортных происшествий в Российской Федерации за 2015-2018 гг.

Год	Количество ДТП, шт.	± % АППГ	Погибло, чел.	± % АППГ	Ранено, чел.	± % АППГ
2015	184000	-8,2	23114	-14,7	231197	-8,6
2016	173694	-5,6	20308	-12,1	221140	-4,3
2017	169432	-2,4	19088	-6,0	215374	-2,6
2018	168099	-0,8	18214	-4,6	214853	-0,2

Анализируя табл. 1, можно сделать следующие выводы:

1. За последние 4 года тенденция снижения аварийности по основным показателям продолжает сохраняться.

2. С января по декабрь 2018 года произошло 168099 случаев ДТП, что на 0.8% меньше, чем за аналогичный период 2017 года. Снижение аварийности на дорогах России хоть и не носит значительного характера, но явно видно, что принимаемые государством меры продолжают положительно действовать на безопасность участников дорожного движения.

3. Нужно понимать, что это только те аварии, которые зафиксированы в ГИБДД. По данным Российского союза автостраховщиков в 2017 году за компенсациями по ОСАГО обратились 1 639 000 (то есть примерно в 10 раз больше) пострадавших водителей, треть из которых оформили аварию по европротоколу.

4. Также наблюдается снижение количества граждан, которые были ранены в вышеназванных дорожно-транспортных происшествиях (-0.2% или 214853 человек), а вот погибших на дорогах страны за годовой период уменьшилось значительно (-4.6% или 18214 человек). Отсюда можно сделать промежуточный вывод о том, что тяжесть ДТП также снижается еще большими темпами.

Авторы работы [9] утверждают, что главными факторами при совершении большого количества дорожно-транспортных происшествий и их последствий в Российской Федерации являются: 1) неудовлетворительные условия содержания и обустройства улично-дорожной сети; 2) нарушение правил дорожного движения водителями транспортных средств; 3) рост количества автомобилей на дорогах РФ; 4) недостаточный уровень подготовки курсантов в автошколах. Целью данного исследования являются 3 последних пункта указанной проблемы.

По данным ГИБДД наибольшее количество ДТП допустили водители транспортных средств, которые умышленно совершали грубые нарушения правил дорожного движения.

Рассмотрим основные виды ДТП из раздела 5 «Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие по видам ДТП за январь-декабрь 2018 года» [8] – см. табл. 2.

Таблица 2

Основные виды дорожно-транспортных происшествий и пострадавшие по видам ДТП за январь – декабрь 2018 г.

Наименование показателя	Российская Федерация					
	ДТП, штук (%)	± % АППГ	погибло	± % АППГ	ранено	± % АППГ
Основные виды дорожно-транспортных происшествий и пострадавшие по видам ДТП (всего).	168099	-0,8	18214	-4,6	214853	-0,2
В том числе, по видам ДТП:	133402 (100%)					
при столкновениях ТС	71167 (53,3%)	0,6	7671	-5,4	109717	0,6
с наездом на пешехода	48834 (36,8%)	-5,8	5187	-8,5	46243	-5,5
при опрокидывании ТС	13401 (10,1%)	6,2	2052	5,9	17262	4,9

Анализируя табл. 2, видим следующее:

1. С января по декабрь 2018 года в России на 3 основных наиболее часто встречающихся видов дорожно-транспортных происшествий приходилось 133402 происшествий (79,3%) от общего числа ДТП.

2. Основными видами ДТП, как и за аналогичный период 2017 года, были: 1) столкновения ТС – 71167 штук (53,3%); 2) наезд на пешехода – 48834 штук (36,8%); 3) опрокидывания ТС – 13401 штук (10,1%).

Второй по частоте совершения причиной ДТП, после неудовлетворительных условий содержания и обустройства улично-дорожной сети, **является нарушение правил дорожного движения водителями транспортных средств** [6, 10].

Количество нарушителей правил дорожного движения водителями транспортных средств различных категорий приведено в разделе 2 «Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями транспортных средств за январь–декабрь 2018 года» [8] и табл. 3.

Таблица 3

Количество нарушителей правил дорожного движения водителями транспортных средств различных категорий за январь – декабрь 2018 г.

Наименование показателя	Российская Федерация					
	ДТП, штук (%)	± % АППГ	погибло	± % АППГ	ранено	± % АППГ
ДТП и пострадавшие из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств (всего)	148142	3,3	15297	-2,5	196653	2,6
В том числе, водителями следующих категорий:	135989 (100%)					
легковых автомобилей	119177 (87,6%)	2,8	11994	-3,6	161322	2,2
грузовых автомобилей	10997 (8,1%)	0,1	1759	-0,1	13753	-0,9
автобусов	5815 (4,3%)	3,7	269	-17,0	8854	1,9

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

Анализируя табл. 3, можно сделать следующие выводы:

1. С января по декабрь 2018 года в России на 3 основных наиболее часто встречающихся водителей транспортных средств различных категорий (легковые и грузовые автомобили и автобусы) приходилось 135989 происшествий (91,8%) от общего числа ДТП.

2. Наибольшее число дорожно-транспортных происшествий из-за нарушения правил дорожного движения совершили водители легковых автомобилей – 119177 штук (87,6%); водители грузовых автомобилей – 10997 штук (8,1%); водители автобусов – 5815 штук (4,3%).

3. Особую опасность на дорогах создают водители легковых автомобилей, которые совершили в 7 раз больше аварий – 119177 штук (87,6%), чем водители грузовых автомобилей – 10997 штук (8,1%) и водители автобусов – 5815 штук (4,3%) вместе взятые.

4. Водители менее распространённых на дорожной сети РФ транспортных средств, по отношению к водителям легковых автомобилей, естественно реже попадали в ДТП по собственной вине. Так водители грузовых автомобилей были признаны виновными в дорожных происшествиях примерно в 11 раз реже (10997 ДТП), чем водители легковых автомобилей, а водители автобусов – более чем в 20 раз реже (5815 ДТП) водителей легковых автомобилей.

Проанализируем статистику нарушений правил дорожного движения водителями ТС с различным стажем управления.

В Разделе 2 «Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями транспортных средств за январь–декабрь 2018 года» – [8], приведены следующие статистические данные (см. табл. 4).

Таблица 4

Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями ТС с различным стажем управления за январь – декабрь 2018 г.

Наименование показателя	Российская Федерация					
	ДТП, штук (%)	± % АППГ	погибло	± % АППГ	ранено	± % АППГ
1	2	3	4	5	6	7
ДТП и пострадавшие из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств (всего).	148142	3,3	15297	-2,5	196653	2,6
В том числе, водителями со стажем управления:	140859 (100%)					
до 2 лет	9920 (7,0%)	-3,4	826	-13,4	14198	-2,9
от 2 до 5 лет	17493 (12,4%)	-8,2	1593	-15,3	24397	-7,5
от 5 до 10 лет	30651 (21,8%)	-3,9	2958	-7,9	41823	-2,6
от 10 до 15 лет	21276 (15,1%)	4,9	2120	5,9	28585	4,8
свыше 15 лет	61519 (43,7%)	2,8	7541	-0,6	81154	2,6

Из табл. 4 видим следующее:

1. С января по декабрь 2018 года количество аварий и пострадавших в них из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств возросло на 3.3% (до 148142 случаев ДТП), по сравнению с аналогичным периодом 2017 года.

2. Стаж управления ТС существенно влияет на количество и последствия ДТП. Наименьшее количество дорожных аварий приходилось на недавних выпускников образовательных учреждений (организаций) со стажем управления до 2 лет – 7,0% (9920

случаев ДТП). Это свидетельствует о достаточно высоком уровне подготовки водителей ТС в автошколах, а также о том, что реформа автошкол, хоть и идет со скрипом, но приносит свои плоды.

3. Примерно в 2 раза больше водителей из первой подгруппы (со стажем управления до 2 лет) дорожно-транспортных происшествий совершили водители со стажем управления соответственно от 2 до 5 лет – 12,4% (17493 случаев ДТП) и от 10 до 15 лет – 15,1% (21276 случаев ДТП).

4. Как и в предыдущем 2017 году водители со стажем управления от 5 до 10 лет занимают третье место по числу совершенных дорожно-транспортных происшествий и количеству пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями ТС – 21,8% (30651 случаев ДТП).

5. Особую опасность на дорогах создают водители со стажем управления свыше 15 лет – 43,7% (61519 случаев ДТП). Это может свидетельствовать об их умышленном совершении грубых нарушений правил дорожного движения, в частности – выезде во время обгона на полосу встречного движения, где происходили лобовые столкновения со встречными транспортными средствами.

Из Раздела 2 «Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями транспортных средств за январь–декабрь 2018 года» [8] проанализируем также возраст нарушителей ПДД – табл. 5.

Таблица 5

Дорожно-транспортные происшествия и пострадавшие из-за нарушения правил дорожного движения водителями ТС различного возраста за январь – декабрь 2018 г.

Наименование показателя	Российская Федерация					
	ДТП, штук (%)	± % АППГ	погибло	± % АППГ	ранено	± % АППГ
ДТП и пострадавшие из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств (всего).	148142	3,3	15297	-2,5	196653	2,6
В том числе, водителями с возрастом:	119253 (100%)					
от 30 до 40 лет	40015 (33,6%)	1,2	4318	2,0	53820	1,9
от 40 до 50 лет	25999 (21,8%)	0,3	2805	-5,2	34619	0,1
от 25 до 30 лет	20510 (17,2%)	-6,2	2184	-11,3	28094	-5,9
от 50 до 60 лет	19461 (16,3%)	-2,7	2137	-8,6	25812	-2,7
от 21 до 25 лет	13268 (11,1%)	-1,3	1356	-11,0	18584	-1,6

Анализируя табл. 5, можно сделать следующие выводы:

1. С января по декабрь 2018 года количество аварий и пострадавших в них из-за нарушения ПДД водителями транспортных средств возросло на 3.3% (до 148142 случаев ДТП), по сравнению с аналогичным периодом 2017 года.

2. Возраст водителей ТС существенно влияет на количество и последствия ДТП. Наименьшее количество дорожных аварий приходилось на водителей с возрастом от 21 до 25 лет – 11,1% (13268 случаев ДТП) и на водителей с возрастом от 25 до 30 лет – 17,2% (20510 случаев ДТП). Неожиданно в эту же группу с отрицательной динамикой дорожно-транспортных происшествий попали водители с возрастом от 50 до 60 лет – 16,3% (19461 случаев ДТП).

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

3. Водители с возрастом от 40 до 50 лет совершили 21,8% (25999 случаев ДТП) от всех дорожно-транспортных происшествий – примерно, как и более молодые водители с возрастом от 25 до 30 лет – 17,2% (20510 случаев ДТП).

4. Особую опасность на дорогах создают водители с возрастом от 30 до 40 лет – 33,6% (40015 случаев ДТП). Это может также свидетельствовать об их умышленном совершении грубых нарушений правил дорожного движения, в частности – выезде во время обгона на полосу встречного движения, где происходили лобовые столкновения со встречными транспортными средствами.

Третьей по частоте совершения, но существенной причиной большого количества дорожно-транспортных происшествий и их последствий в России, после неудовлетворительных условий содержания и обустройства улично-дорожной сети и нарушений правил дорожного движения водителями транспортных средств – **является рост количества автотранспортных на дорогах** [6, 10].

Динамика роста количества автотранспортных средств и прицепов к ним, стоящих на учете в ГИБДД в Российской Федерации за 2012-2017 годы представлена в табл. 6 – [6, 7].

Таблица 6

Динамика роста количества автотранспортных средств в Российской Федерации за 2012-2018 годы

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Количество АТС и прице-пов к ним всего, млн. штук ($\pm\%$)	50,51 (+5,7%)	53,32 (+5,6%)	55,70 (+4,4%)	56,62 (+1,6%)	57,10 (+0,8%)	59,70 (+4,6%).

Из табл. 6 видим, что за последние 6 лет в Российской Федерации наблюдается стабильный прирост численности автотранспорта соответственно на 2,81 млн. единиц (+5,6%) – в 2013 году и на 2,60 млн. единиц (+4,6%) – в 2017 году.

Авторы [6, 8, 9, 10] утверждают, что большое количество дорожно-транспортных происшествий и их последствий в Российской Федерации **является также следствием недостаточного уровня подготовки курсантов в автошколах**, коррупционной составляющей при получении водительских удостоверений и, в первую очередь, культуры людей и собственного отношения к безопасности дорожного движения.

После введения в действие новых примерных программ профессиональной подготовки водителей ТС соответствующих категорий и подкатегорий и необходимости получения заключения ГИБДД по учебно-материальной базе, в частности – установление минимально допустимого размера закрытой площадки (автодрома – не менее 0,24 га), количество образовательных учреждений (организаций), осуществляющих подготовку водителей транспортных средств в РФ сократилось примерно вдвое: с 8089 штук в 2014 г. [9] до 5500 штук к декабрю 2015 года.

Как следствие, число граждан, получивших водительские удостоверения на право управления автототранспортными средствами в автошколах России в динамике за последние 6 лет [9, 10], стало сокращаться – табл. 7.

Таблица 7

Число граждан, получивших водительские удостоверения на право управления автототранспортными средствами в автошколах России

Годы	2013	2014	2015	2017
Число граждан, млн. единиц ($\pm\%$)	2,24 (+3,1%)	2,47 (+10,1%)	1,87 (-24,1%)	1,33 (-45,7%)

Анализируя табл. 7, можно сделать следующие выводы:

1. В 2013 и 2014 годы рост численности граждан, получивших водительские удостоверения на право управления автотранспортными средствами в автошколах России составил соответственно 3,1% и 10,1% ежегодно.

2. В 2014 году количество россиян, получивших право на управление автотранспортными средствами, выросло на 10,1% и составило 2466207 человек (на 226,4 тыс. больше, чем в 2013 году). За последние пять лет это был самый высокий показатель подготовки водителей.

3. После снижения числа образовательных учреждений (организаций), осуществляющих подготовку водителей ТС в стране, число граждан, получивших водительские удостоверения на право управления автотранспортными средствами, значительно сократилось – до 1,87 млн. человек (-24,1%) в 2015 году и до 1,33 млн. человек (-45,7%) в 2017 году, по сравнению с 2014 годом.

Выводы:

1. За последние 4 года тенденция снижения аварийности по основным показателям продолжает сохраняться. С января по декабрь 2018 года произошло 168099 случаев ДТП, что на 0,8% меньше, чем за аналогичный период 2017 года. Снижение аварийности на дорогах России хоть и не носит значительного характера, но явно видно, что принимаемые государством меры продолжают положительно действовать на безопасность участников дорожного движения.

2. В 2018 году, как и за аналогичный период 2017 года, наибольшее количество дорожно-транспортных происшествий допустили водители транспортных средств, которые умышленно совершали грубые нарушения правил дорожного движения. Основными видами ДТП были: столкновения ТС – 53,3%; наезд на пешехода – 36,8%; опрокидывания ТС – 10,1%.

3. С января по декабрь 2018 года наибольшее число дорожно-транспортных происшествий из-за нарушения правил дорожного движения совершили водители легковых автомобилей – 87,6% ДТП и существенно меньше: водители грузовых автомобилей – 8,1% ДТП и водители автобусов – 4,3% ДТП.

4. Стаж управления транспортными средствами значительно влияет на количество и последствия ДТП. Наименьшее количество дорожных аварий приходилось на недавних выпускников образовательных учреждений (организаций) со стажем управления до 2 лет – 7,0% случаев ДТП. Огромную опасность на дорогах создают водители со стажем управления свыше 15 лет – 43,7% случаев ДТП. Это может свидетельствовать об их умышленном совершении грубых нарушений правил дорожного движения.

5. Возраст водителей ТС также влияет на количество и последствия ДТП. Наименьшее количество дорожных аварий приходилось на водителей с возрастом от 21 до 25 лет – 11,1% случаев ДТП, на водителей с возрастом от 25 до 30 лет – 17,2% случаев ДТП и на водителей с возрастом от 50 до 60 лет – 16,3% случаев ДТП. Максимальную опасность на дорогах создают водители с возрастом от 30 до 40 лет – 33,6% случаев ДТП. Это может также свидетельствовать об их умышленном совершении грубых нарушений правил дорожного движения.

6. За последние 6 лет в Российской Федерации количество автотранспорта увеличилось – с 50,51 млн. штук в 2012 году до 59,70 млн. штук – в 2017 году, что также является важной причиной большого количества дорожно-транспортных происшествий и их последствий в нашей стране.

7. После введения в действие в 2014 г. новых примерных программ профессиональной подготовки водителей ТС соответствующих категорий и подкатегорий и ужесточения требований ГИБДД к учебно-материальной базе образовательных учреждений, количество автошкол, осуществляющих подготовку водителей транспортных средств в РФ сократилось примерно вдвое.

8. После снижения числа образовательных учреждений (организаций), осуществляющих подготовку водителей ТС в стране, году число граждан, получивших водительские удостоверения на право управления автомобилем транспортными средствами, значительно сократилось – до 1,87 млн. человек (-24,1%) в 2015 году и до 1,33 тыс. человек (-45,7%) в 2017 году, по сравнению с 2014 годом.

9. Реформы автошкол, проводимые начиная с 2014 года, дают устойчивые результаты. Образовательные учреждения (организации) в Российской Федерации достаточно эффективно осуществляют подготовку, переподготовку и повышение квалификации водителей транспортных средств на основании новых примерных программ.

Литература:

1. Федеральный закон от 10 декабря 1995 г. № 196-ФЗ «О безопасности дорожного движения». [Электронный ресурс]. URL:http://www.consultant.ru/dokument/cons_dok_LAW_8585/.html (дата обращения 12.04.2016).

2. Приказ Министерства образования и науки Российской Федерации от 26 декабря 2013 г. № 1408 ФЗ «Об утверждении примерных программ профессионального обучения водителей транспортных средств соответствующих категорий и подкатегорий». [Электронный ресурс]. URL:<http://www.base.garant.ru/70695708/3/>.html (дата обращения 12.04.2016).

3. Приказ Министерства образования и науки Российской Федерации от 18 июня 2010 г. № 636 «Об утверждении Примерных программ подготовки водителей транспортных средств различных категорий». [Электронный ресурс]. URL:http://www.consultant.ru/dokument/cons_dok_LAW_103982/.html (дата обращения 12.04.2016).

4. Федеральный закон от 7 мая 2013 г. № 92-ФЗ «О внесении изменений в Федеральный закон N 196-ФЗ «О безопасности дорожного движения». [Электронный ресурс]. URL:http://www.consultant.ru/dokument/cons_dok_LAW_146011/.html (дата обращения 12.04.2016).

5. Кодекс Российской Федерации от 5 ноября 2013 г. «Об административных правонарушениях». [Электронный ресурс]. URL:<http://www.consultant.ru/law/hotdoks/25537/>.html (дата обращения 12.04.2016).

6. Ясенков Е.П., Парфенова Л.А. Результаты внедрения новых примерных программ профессиональной подготовки водителей транспортных средств в Российской Федерации // Механика XXI века. 2017. № 16. С. 314-320.

7. Статистика ДТП в России 2017. [Электронный ресурс] URL:<https://www.yashamashina.ru/statistika-dtp-v-rossii-2017.html> (дата обращения 26.03.2019).

8. Статистика ГИБДД за 2018 год. [Электронный ресурс] URL:https://maash.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=1801&catid=94&Itemid=938 (дата обращения 26.03.2019).

9. Ясенков Е.П., Парфенова Л.А. Первые результаты внедрения новых Примерных программ профессиональной подготовки водителей транспортных средств в Российской Федерации // Механика XXI века. 2016. № 15. С. 337-342.

10. Сведения о дорожно-транспортных происшествиях. [Электронный ресурс] URL:<https://www.gibdd.ru/stat/html> (дата обращения 26.02.2017).

The results of the automotive driver training programs introduction in the Russian Federation for 2015–2018 period

Yasenkov E.P., Parfenova L.A.

Bratsk State University, 40, Makarenko st., Bratsk, Russia
bravo-bratsk@yandex.ru

Key words: automotive driver training, the Russian Federation, road transport accidents, accidents statistics, accidents causes, traffic growth, training quality, automotive training center students.

In the Russian Federation there have been introduced 28 Pilot Programs that provide new driver's category and subcategory. For 2015–2018 period statistics of the road accidents states that the amount of the accidents decreased, practically, as a whole. It should be noted that in this country the inadequate street-and-road system, the traffic regulations inobservance, the traffic growth, the low level drivers training are the main factors that cause a considerable number of road accidents followed with serious consequences. The investigated parameters show that, in accordance with the introduced Programs, the Russian Federation automotive training centers are able to train the students, provide additional training courses, improve the driver's qualification.

УДК 621.879.3

Обзор и анализ гибких нагревательных элементов для обогрева рабочих органов машин

Егоров В.А.^а, Воронович А.М.^б, Буглак И.А., Иванов Д.Е.

Братский Государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

mf@brstu.ru, alex.voronovitch@yandex.ru

Ключевые слова: гибкий нагревательный элемент, кабель ЭНГЛ – 1, силиконовый нагреватель, керамический ленточный нагреватель, углеродный карбоновый кабель, лента ЛУНГ.

При выполнении земляных работ в летний или зимний период у экскаваторов, бульдозеров, автогрейдеров, скреперов, погрузчиков возникает проблема, связанная с адгезией грунта на рабочем органе машины. В связи с чем снижается на 20 – 30% геометрическая вместимость ковша у экскаваторов, скреперов, погрузчиков. Также интенсивное налипание грунта на рабочей поверхности отвала приводит к увеличению сопротивления копанью и снижению производительности. Проблема налипания грунта приводит к увеличению затрат на эксплуатацию землеройных машин. В статье приводится обзор существующих гибких нагревательных элементов, которые можно применить для борьбы с адгезией на рабочих органах землеройных машин. На основании полученной информации, выявлено наиболее целесообразное нагревательное оборудование, которое можно будет монтировать на рабочее оборудование землеройных машин и применять в производстве.

Введение. Проблема налипания грунта приводит к увеличению затрат на эксплуатацию землеройных машин [4-23]. Для ее устранения применяют нагревательные элементы. Гибкие нагреватели представляют собой тонкий нагревательный элемент, обладающий большой гибкостью и изготовленный с применением новейших электронных материалов.

Они могут использоваться для передачи тепла на объект практически любой формы и конфигурации. Благодаря плоской форме, гибкий нагревательный элемент может быть изготовлен таким образом, чтобы обеспечить отсутствие тепла, в определенных местах нагреваемой конструкции повторяя форму площади, предназначенной для нагрева и не расходовать тепло на ту часть, которую обогревать не нужно.

Основная часть. Гибкие нагреватели идеально подходят там, где требуется термоэлемент со сложной геометрией, малой массой, минимальной толщиной и возможностями изгиба в различных плоскостях. Эти обогреватели имеют широкий спектр применения в промышленности, машиностроении, военном приборостроении и там, где нужна стабильность температуры в заданном диапазоне, надёжность, минимальное

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

поперечное сечение, устойчивость к износу, оптимальные стоимостные характеристики и где гибкость имеет решающее значение [1].

Кабель ЭНГЛ-1 (табл.1). Герметичный нагреватель ЭНГЛ-1 предназначен для трубопроводов, промышленного или технологического оборудования, систем трубопровода, емкостей разного объема (Рис.1, слева).

Конструкция ЭНГЛ-1 состоит из следующих частей: нагреватель из 8-ми нихромовых кабелей; оболочка из кремнеорганической резины (силикон); концы опрессованы. Гибкая и мягкая силиконовая оплетка ЭНГЛ-1 позволяет применять их практически на любом оборудовании. Кабель имеет электрическую и гидроизоляцию. Ленточный нагреватель выделяет тепло через нагревательные жилы, по которым проходит электрический ток.

Таблица 1

Техническая характеристика ЭНГЛ - 1

Температура нагрева	180 °С – 250 °С
Температура монтажа и эксплуатации, минимум	минимум -50 °С;
Радиус изгиба	минимум 10 мм
Сечение активной части	ширина 24 мм, толщина 3,3 мм
Длина низкотемпературных выводов	700 мм
Мощность	40, 60, 80, 100 Вт/м
Напряжение	220, 230, 240, 380 В



Рис.1 Кабель ЭНГЛ – 1 (слева), силиконовый нагреватель (справа)

Силиконовые нагреватели применяются в случаях, когда использование нагревателей с металлической или керамической основой практически невозможно. Особенность силиконового нагревателя в его гибкости и устойчивости к воздействию жидкости и некоторых реагентов.

Силиконовый нагреватель – это стекловолокно, которое покрыто специальным материалом похожим на резину с силиконовыми составляющими. Благодаря оптимально подобранным компонентам нагреватель обладает рядом положительных качеств: гибкость, прочность механическая, длительный срок эксплуатации, устойчивость к химическим воздействиям, экологичность и стойкость к воде (Рис.1, справа).

Рабочая температура силиконовых нагревателей при длительном использовании не должна превышать 200 °С (табл.2). Допускается кратковременный нагрев до 260 °С, но при достижении максимальной температуры в 300 °С – происходят необратимые разрушения нагревателя.

Способы крепления силиконового нагревателя: клей вулканизирующий; механическое крепление; самоклеющаяся поверхность.

Таблица 2

Техническая характеристика силиконового нагревателя

Номинальная мощность	1,5 кВт
Номинальное напряжение	12 В – 380 В
Максимальный размер	5000 мм
Минимальный размер	20 мм – 20 мм
Диапазон температуры окружающей среды	– 60 ... +250 °С
Толщина нагревателя	1,5 мм – 4 мм
Рабочая температура, максимальная	250 °С

Керамические ленточные тэны это промышленные нагревательные элементы для нагрева плоских или цилиндрических поверхностей. За счет своей гибкой конструкции могут принимать форму поверхности нагрева.

Керамический ленточный тэн представляет собой нагревательный элемент (реостатную проволоку в виде спирали), помещенный внутри керамических изоляторов, из которых собирается нагреватель необходимых размеров и формы (Рис.2). Благодаря достаточной степени свободы лента из керамических изоляторов может достаточно свободно изгибаться в одной плоскости. Техническая характеристика керамического ленточного нагревателя представлена в табл. 3.

Таблица 3

Техническая характеристика керамического ленточного нагревателя

Минимальная ширина, мм	15
Максимальная ширина, мм	500
Минимальная длина, мм	50
Максимальная длина, мм	1500
Толщина, мм	10-14
Максимальная электрическая мощность, Вт/см ²	9
Напряжение, В	110, 220/230, 400
Максимальная рабочая температура нагревателя, °С	500



Рис.2 Керамический ленточный нагреватель

В углеродном кабеле в виде проводника выступает токопроводящая основа, которая состоит из углеродного волокнистого материала. Изолятором выступает тефлон, который устойчив к высокой температуре.

Углеродное волокно – это большое количество тонких нитей диаметром от 5 – 15 мкм, которые образованы атомами углерода. Это происходит за счет соединения атомов углерода параллельно друг другу в кристаллы микроскопического размера. Для углеродных волокон характерна высокая степень натяжения и маленький удельный вес. Также углеродные волокна обладают небольшим коэффициентом температурного расширения и химической инертностью (Рис.3).

Тонкая нить волокна из углерода обладает высокой прочностью. Волокно практически нельзя растянуть или порвать, но при этом материал обладает эластичностью. Уникальность углеродистого волокна в его огнеупорности, углерод не перегорает даже в высоких температурах, но также он морозостойчив.

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

Один из самых главных плюсов углеродного кабеля – это его экономичность. Затраты по потреблению электроэнергии на 30% ниже, в сравнении с его аналогами, при этом карбоновый кабель обладает большим сроком службы. Углеродная нить при подаче электроэнергии всего через 3 с от включения в сеть нагревается и также быстро остывает.

Также следует отметить, что углеродное волокно совместимо практически со всеми терморегуляторами. Углеродный кабель с силиконовой изоляцией обладает мощностью в 25 Вт/м и температурой нагрева 180 °С. Минимальная длина карбонового кабеля для подключения – 10 м (табл.4).

Таблица 4

Техническая характеристика углеродного кабеля

Диаметр углеродного кабеля	от 1,8 – 5 мм
Тестовые напряжение	4500 В
Ток утечки	0,05 мА/м
Сопротивление изоляции	$\geq 0,5$ МОм; проводника: 33 Ом/м
Мощность напряжения	25 Вт/м
Номинальное напряжение	до 400 В
Инфракрасные волны	8 – 18 мкм



Рис.3 Углеродный кабель

Лента углеродная нагревательная гибкая (ЛУНГ) предназначена для подогрева трубопроводов, технологического оборудования с плоскими поверхностями и сложной геометрической формы, а также для установки в электронагревательных изделиях в качестве нагревательного элемента [2].

Лента ЛУНГ (Рис.4) содержит нагревательный элемент, изготовленный из волокнистого углеродного материала, электроизолирующий чехол из стеклоткани, дублированный слоем силиконового материала. Низкотемпературные выводы, соединенные с нагревательным элементом, выполнены медным проводом в термостойкой изоляции и служат для подключения питающего напряжения к ленте. Нагревательный элемент и концевые заделки герметизированы для защиты от воздействия внешней среды [3].

Таблица 5

Техническая характеристика ленты ЛУНГ

Номинальная мощность, Вт.	500	750
Удельная мощность, Вт./м	66	150
Номинальное напряжение питания, В.	220	
Температура поверхности	250°С (допустим кратковременный перегрев 300 °С)	
Длина, мм.	7500	5000
Ширина, мм.	60	



Рис.4 Лента ЛУНГ

Заключение. Рассмотренные существующие гибкие нагреватели можно применять для обогрева рабочего оборудования землеройных машин для борьбы с адгезией грунта. Налипание грунта в ковшах и отвалах значительно снижает производительность машин. Так как теплообогрев рабочей поверхности является наиболее эффективным способом борьбы с намерзанием грунта, необходимо осуществить теплообогрев рабочего органа, создавая необходимый микроклимат по всей рабочей зоне ковша. Для этой цели подойдет гибкое нагревательное оборудование с наименьшей толщиной, достаточной длины, чтобы обхватить весь обогреваемый участок и с большей температурой нагрева [4]. Из рассмотренных существующего нагревательного оборудования для этой цели подойдут ЭНГЛ – 1, углеродный кабель и лента ЛУНГ.

Литература:

1. Гибкие нагревательные элементы [Электронный ресурс]: URL: [http:// onuxmef.ru](http://onuxmef.ru) (дата обращения: 15.02.2019).
2. Гибкие нагревательные элементы [Электронный ресурс]: URL: <http://electro-nagrev.ru> (дата обращения: 18.02.2019).
3. Лента ЛУНГ [Электронный ресурс]: URL: [http:// http://elkadm.ru](http://http://elkadm.ru) (дата обращения: 22.02.2019).
4. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 156-160.
5. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. № 2 (17). С. 191-195.
6. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 152-156.
7. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Мунц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.
8. Зеньков С.А., Товмасын Э.С. Математическая модель для определения параметров оборудования высокочастотного действия при проектировании ковшей экскаваторов // Современные проблемы теории машин. 2014. № 2. С. 41-44.
9. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В., Диппель Р.А. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 49-52.
10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2009. № 4-2(89). С. 90-94.
11. Зеньков С.А., Плеханов Г.Н., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Вестник Таджикского технического университета. 2014. Т. 2. № 26. С. 28-32.

12. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Снижение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи высокочастотного воздействия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2011. Т. 2. С. 88-92.

13. Зеньков С.А., Жидовкин В.В., Нечаев А.Н. Снижение адгезии грунтов с помощью ремонтно-восстановительных составов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2010. Т. 2. С. 127-131.

14. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

15. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.

16. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. Т. 1. С. 64-72.

17. Зеньков С.А., Диппель Р.А., Булаев К.В., Батуро А.А. Планирование эксперимента по исследованию влияния параметров теплового воздействия на сопротивление сдвигу грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 52-56.

18. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А. Планирование эксперимента для определения влияния жидкостного слоя на сопротивление сдвигу грунта по металлической поверхности при отрицательной температуре // Механики XXI века. 2006. № 5. С. 84-87.

19. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатъев К.А., Кожевников А.С. Неметаллические покрытия как профилактическое средство снижения адгезии на отвальных рабочих органах землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 30-35.

20. Зеньков С.А. Методика расчета оборудования с акустическим воздействием для снижения адгезии грунтов к ковшам экскаваторов // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2006. № 2-1 (26). С. 67-72.

21. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А., Зеньков А.С. Устранение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи ультразвукового воздействия // Механики XXI века. 2011. № 10. С. 146-148.

22. Зеньков С.А., Игнатъев К.А. Планирование эксперимента по применению пьезокерамических излучателей для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2012. № 11. С. 399-402.

23. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 44-49.

Review and analysis of flexible heating elements for heating the working bodies of machines

Egorov V.A.^a, Voronovich A.M.^b, Buglak I.A., Ivanov D.E.

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

mf@brstu.ru, alex.voronovitch@yandex.ru

Keywords: flexible heating element, ENGL-1 cable, silicone heater, ceramic ribbon heater, carbon fiber carbon cable, LUNG tape.

When excavating in the summer or winter period, excavators, bulldozers, graders, scrappers, loaders have a problem with the adhesion of the soil on the working body of the machine. In this connection, the geometric bucket capacity of excavators, scrapers, loaders is reduced by 20–30%. Also, the intensive sticking of soil on the working surface of the blade leads to

an increase in resistance to digging and a decrease in productivity. The problem of soil sticking leads to an increase in the cost of operating earthmoving machines. The article provides an overview of the existing flexible heating elements that can be used to combat adhesion on the working bodies of earth-moving machines. Based on the information received, the most appropriate heating equipment has been identified, which can be mounted on the working equipment of earth-moving machines and used in production.

УДК 629.113

Расчетное обоснование колебательных параметров модернизированного экспериментального одноколесного полуприцепа

Рыков С.П.^а

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

RSP7-8-48@rambler.ru

Ключевые слова: экспериментальный одноколесный полуприцеп, колебательные параметры, пневматическая шина, подвеска колеса, автомобиль-тягач, дорожная лаборатория, коэффициент инерционной связи, приведенная масса на колесе, приведенная нагрузка на колесе

***Аннотация:** Экспериментальное оборудование, особенно применяемое для ходовых испытаний пневматических и безвоздушных шин и колес, требует постоянного совершенствования для сближения условий испытаний к условиям работы их на автомобиле и на реальных дорогах. Чтобы модернизация полуприцепа не привела к существенным изменениям первоначально заложенных в конструкцию колебательных параметров, были обоснованы расчетом все те параметры, которые характеризуют изменяемую конструкцию полуприцепа. Причем, методика расчета была изменена. Вместо условия отсутствия влияния колебаний шарнира прицепного устройства на дополнительную нагрузку в зоне контакта колеса с дорогой, было выдвинуто условие отсутствия влияния колебаний колеса на колебания шарнира. Результаты расчетов, оформленные в виде диаграммы, дали основание утверждать, что в пределах имеющегося количества грузов и возможности их перемещать по длине рамы полуприцепа, существенных колебаний шарнира, которые сказались бы на точности измерений, не предвидится.*

Введение. Реализация натурного эксперимента для проведения исследований автомобильных шин и колес в условиях, приближенных к условиям их работы на автомобиле при движении по реальным дорогам, требует создания специального оборудования и дорожных лабораторий.

К их числу относится разработанная на кафедре автомобильного транспорта БрГУ еще в 90-е годы прошлого столетия дорожная лаборатория в составе одноколесного полуприцепа и автомобиля-тягача с измерительной аппаратурой [1]. Общий вид лаборатории представлен на рис. 1.



Рис.1 Общий вид дорожной лаборатории кафедры АТ БрГУ

Несмотря на то, что первоначально лаборатория и, в первую очередь, одноколесный полуприцеп предназначались для исследования колебаний одномассовой системы при экстренном торможении колеса (рис. 2), то в ходе их дальнейшей эксплуатации при небольших переделках колесного узла (рис. 3) стало возможным проводить исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических и безвоздушных шин на катящемся колесе (Рис.4 и 5).

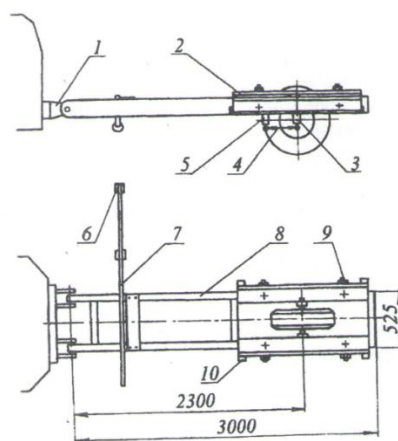


Рис.2 Схема дорожной лаборатории, укомплектованной для исследования колебаний полуприцепа при экстренном торможении колеса: 1 – буксирное устройство; 2 – дополнительные грузы; 3 – маятниковые рычаги; 4 – реактивные штанги; 5 – кронштейны; 6 – фотореле; 7 – штанга; 8 – рама; 9 – несущие болты; 10 – опоры

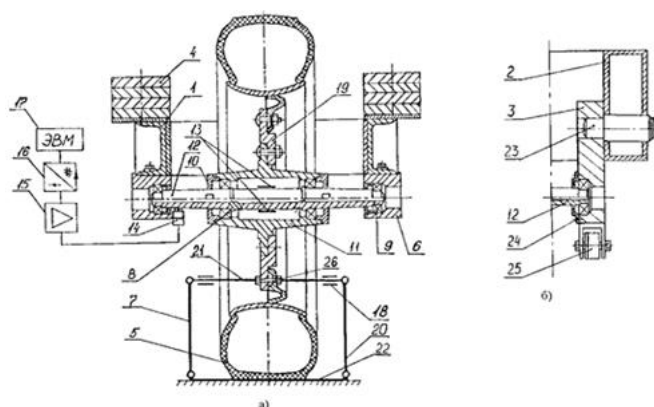


Рис.3 Схема измерительного устройства для построения характеристик нормальной жесткости шин на вращающемся колесе: а – схема устройства, смонтированного на раме шинного стенда; б – схема монтажа устройства на полуприцепе; 1,2,3,4 – силовые элементы шинного стенда и полуприцепа; 5 – испытуемая шина; 6,9,12,13,14 – элементы тензометрической оси; 15,16,17 – измерительно-информационная система; 7,18,20,21,22,26 – элементы тензометрической рамки; 10,11,19,26 – ступица с элементами крепления колеса; 23 – ось маятниковых рычагов; 25 – реактивные штанги

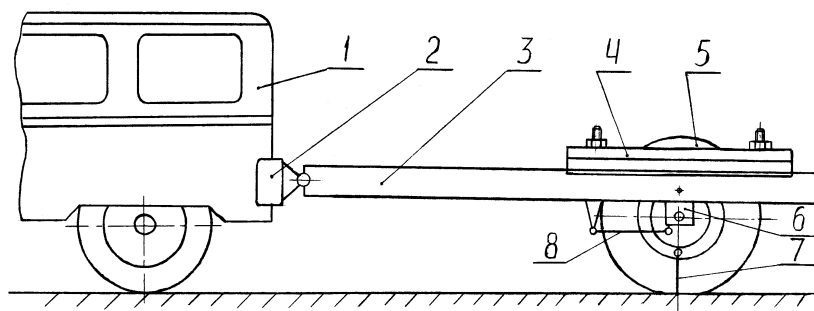


Рис.4 Схема дорожной лаборатории, укомплектованной для исследования поглощающей способности шины на вращающемся колесе: 1 – тягач; 2 – прицепное устройство; 3 – рама полуприцепа; 4 – пластинчатые грузы; 5 – колесо с испытуемой шиной; 6 – маятниковые рычаги; 7 – тензометрическая рамка; 8 – реактивные штанги



Рис.5 Вид одноколесного полуприцепа, оборудованного для ходовых испытаний шин на сглаживающую способность: 1 – рама полуприцепа; 12 – силовой кронштейн; 13 – датчик колебаний; 15 – самоустанавливающееся колесо измерительной стойки; 19 – упругий элемент измерительной стойки

Выполненные учеными кафедры исследования с использованием полуприцепа, как одномассовой колебательной системы, позволили выявить целый ряд закономерностей для оценки выходных характеристик автомобильных шин в режиме качения колеса, как более приближенного к эксплуатационному, в сравнении со стендовыми исследованиями [3-16].

Для дальнейшего приближения режима испытания шин к эксплуатации их на автомобиле одноколесный полуприцеп был существенно модернизирован: жесткое крепление оси колеса к раме было заменено на рессорный подвес. Т.е. между осью колеса и рамой полуприцепа установлено две листовые рессоры и два гидравлических амортизатора (рис. 6).



Рис.6 Общий вид модернизированного одноколесного полуприцепа

После модернизации динамическая система полуприцепа превратилась в двухмассовую колебательную систему, что существенно сблизило ее с реальной подвеской автомобиля. Для обеспечения эквивалентности динамических систем подвески автомобиля и одноколесного полуприцепа необходимо выполнить расчетную оценку колебательных параметров полуприцепа, к которым относится масса грузов, момент инерции конструкции и приведенная масса на колесе.

Воспользуемся упрощенной схемой колебательной системы полуприцепа, приведенной на Рис. 7.

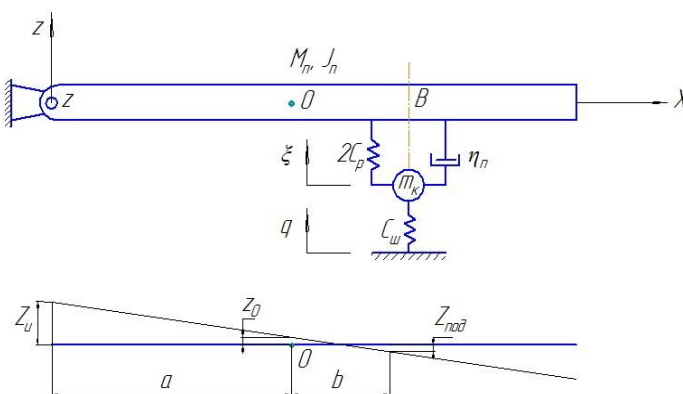


Рис.7 Схема колебательной системы полуприцепа с подрессоренным колесом

На схеме обозначено: M_n – масса полуприцепа с навесным оборудованием подвеса колеса и без шарнирного узла, кг; J_n – момент инерции полуприцепа относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести O , кг·м²; $2c_p$ – жесткость рессор подвеса колеса, кН/м; η_n – коэффициент неупругого сопротивления подвеса колеса, кН с/м; $c_{ш}$ – жесткость шины, кН/м; a, b – координаты центра тяжести полуприцепа относительно оси шарнира A и центра подвеса колеса B , м; z_0 – вертикальное смещение опоры полуприцепа, м; z_0, α – вертикальное смещение центра тяжести полуприцепа и угол поворота рамы около него.

Вывод закономерностей для колебательных параметров полуприцепа. Используя соотношения связи координат и положения динамики механических систем, можно записать уравнения движения масс полуприцепа относительно двух систем координат.

Для несущей системы полуприцепа:

$$\begin{cases} M_n \ddot{z}_0 + \eta_n \dot{z}_{\text{под}} + 2c_p z_{\text{под}} + P_n = 0; \\ J_n \ddot{\alpha} - \eta_n \dot{z}_{\text{под}} b - 2c_p z_{\text{под}} b + P_n a = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Для колесного узла:

$$m_k \ddot{\xi}_k - \eta_n \dot{z}_{\text{под}} - 2c_p z_{\text{под}} + c_{ш} \xi_k = 0 \quad (2)$$

Уравнения связи координат:

$$z_0 = \frac{z_{\text{под}} a + z_n b}{a+b}; \alpha = \frac{\dot{z}_n - \dot{z}_k}{a+b} \quad (3)$$

при $\text{tg} \alpha \approx \alpha$ Момент инерции полуприцепа относительно центра O :

$$J_n = M_n \rho_n^2$$

где ρ_n – радиус инерции несущей системы относительно центра O .

После ряда преобразований систему (1) можно записать в виде:

$$\begin{cases} M_n \frac{a^2 + \rho_n^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_{\text{под}} + M_n \frac{ab - \rho_n^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_n + \eta \dot{z}_{\text{под}} + 2c_p z_{\text{под}} = 0; \\ M_n \frac{ab - \rho_n^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_{\text{под}} + M_n \frac{b + \rho_n^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_n + P_n = 0, \end{cases} \quad (4)$$

В теории поддресоривания и плавности хода автомобилей доказано, что в колебательных системах, подобных рассматриваемой, инерционная связь колебаний по координатам $z_{\text{под}}$ и z_n несущественна при

$$\varepsilon = \frac{\rho_n^2}{ab} = \frac{J_n}{M_n a(l-a)} = 0,8 \dots 1,2, \quad (5)$$

Докажем это, используя второе уравнение системы (4), т.е. будем предполагать, что P_n должно стремиться к 0.

Зададим гармонический закон перемещения шарнира прицепного устройства

$$z_n = A_n \sin \omega t,$$

где A_n – амплитуда; ω – частота колебаний шарнира.

Тогда

$$\ddot{z}_k = -\omega^2 A_n \sin \omega t$$

и второе уравнение системы (4) можно представить в следующем виде:

$$\ddot{z}_{\text{под}} = M_{\text{пр}} \omega^2 A_n \sin \omega t - P_n; \quad (6)$$

где $M_{\text{пр}} = \frac{b^2 + \rho_n^2}{(a+b)^2}$ – приведенная поддресоренная масса над шарниром прицепного устройства

$$M_{\text{св}} = M_n \frac{ab^2 - \rho_n^2}{(a+b)^2} - \text{инерционная масса связи.}$$

Решение уравнения (6) отыскивается в виде гармонической функции

$$z_{\text{под}} = A_{\text{под}} \sin \omega t,$$

где $A_{\text{под}}$ – амплитуда; ω – частота колебаний рамы в точке центра подвеса колеса.

Учитывая, что $\ddot{z}_{\text{под}} = -\omega^2 A_{\text{под}} \sin \omega t$, получим следующее уравнение

$$\omega^2 A_{\text{под}} + M_{\text{пр}} \omega^2 A_n \sin \omega t = P_n \quad (7)$$

Чтобы выполнить условие невлияния возмущения от тягача (т.е. чтобы в шарнире сцепного устройства не возникала дополнительная сила P_n), необходимо выполнить условие

$$M_{\text{св}} \omega^2 A_{\text{под}} + M_{\text{пр}} \omega^2 A_n = 0$$

После несложных преобразований получим

$$A_n = -A_{\text{под}} \frac{M_{\text{св}}}{M_{\text{пр}}} = A_{\text{под}} \frac{\rho_n^2 - ab}{b^2 + \rho_n^2} \quad (8)$$

Следовательно, влияние возмущения от прицепного звена тягача на колебания полуприцепа в точке подвеса колеса будет минимально, т.е. амплитуда прицепного звена A_n и возникающее в шарнире усилие будут стремиться к нулю, когда $\rho_n^2 = ab$

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

Исходя из этого условия выражаются и остальные колебательные параметры, т.е. - масса полуприцепа

$$M_n = M_p + M_{под} + M_k + M_r, \quad (9)$$

где M_p – масса рамы;

$M_{под}$ – масса элементов подвеса колеса;

M_k - масса колесного узла;

M_r – масса грузов;

- положение центра тяжести полуприцепа

$$a_p = \frac{0,8(M_k + M_{под}) + M_r x}{M_p + M_k + M_{под}} \quad (10)$$

a_p – расстояние от центра тяжести рамы до центра тяжести полуприцепа;

x – расстояние от центра тяжести груза до центра тяжести полуприцепа.

- момент инерции полуприцепа относительно оси, проходящей через центр тяжести,

$$J_u = J_p + M_p a_p^2 + M_{под} a_k^2 + M_k a_k^2 + M_r a_k^2 + J_r + M_r x^2, \quad (11)$$

где J_p , J_r – моменты инерции рамы и груза относительно главных центральных осей инерции;

a_k – расстояние от центра тяжести колесного узла до центра тяжести полуприцепа.

- статическая нагрузка на колесе

$$F_k = M_n g \frac{a}{l}, \quad (12)$$

где $a = \frac{l_0}{2} + a_p$ – расстояние от оси шарнира до центра тяжести полуприцепа; l_0 – длина рамы; l – расстояние от оси шарнира до центра тяжести полуприцепа.

Поскольку единственным параметром регулирования является положение грузов по длине рамы полуприцепа, то искомые колебательные параметры полуприцепа можно выразить следующими соотношениями:

- момент инерции полуприцепа относительно оси шарнира прицепного узла

$$J_n^*(y) = J_p + M_p \left(\frac{l_0}{2}\right)^2 + (M_{под} + M_k) l^2 + J_r + M_r y^2, \quad (13)$$

где $y = a + x$;

- коэффициент инерционной связи

$$\varepsilon^*(y) = \frac{J_n^*(y)}{M_n a(l-a)}; \quad (14)$$

- приведенная масса на колесе

$$M_{пр}^*(y) = M_n \frac{a^2 + \rho_{пр}^{*2}(y)}{l^2} = \frac{a^2 M_n + J_n^*(y)}{l^2}; \quad (15)$$

- приведенная нагрузка на колесе

$$F_k^*(y) = M_{пр}^*(y) g \quad (16)$$

Так как полуприцеп спроектирован для исследования эксплуатационных свойств и характеристик элементов поддрессирования легковых и малотоннажных грузовых автомобилей, то на диапазон изменения приведенной массы и нагрузки на колесе накладываются ограничения, т.е.

$$200 \text{ кг} \leq M^*_{\text{пр}} \leq 600 \text{ кг},$$

$$2 \text{ кН} \leq F^*_k \leq 6 \text{ кН}$$

Учитывая размеры и материал изготовления грузов, определяется масса и момент инерции одного груза:

$$M_{\Gamma} = \gamma l_{\Gamma} h_{\Gamma} t_{\Gamma} = 50 \text{ кг},$$

$$J_{\Gamma} = \gamma t_{\Gamma} \frac{h_{\Gamma} l_{\Gamma}^3}{12} = 8 \text{ кгм}^2$$

Следует подчеркнуть, что в отличие от работы [1], доказательство о независимости возмущения со стороны тягача в данной статье приведено от обратного, т.е. доказана независимость влияния колебаний рамы в месте установки подвеса на возмущение шарнира прицепного устройства.

После этого, пользуясь формулами (14), (15) и (16), подсчитываются параметры $\varepsilon^*(y)$, $M^*_{\text{пр}}(y)$ и $F^*_k(y)$ в зависимости от положения и количества грузов.

Графики указанных функций приведены на рис. 8 для двух, четырех и шести симметрично расположенных на раме грузов.

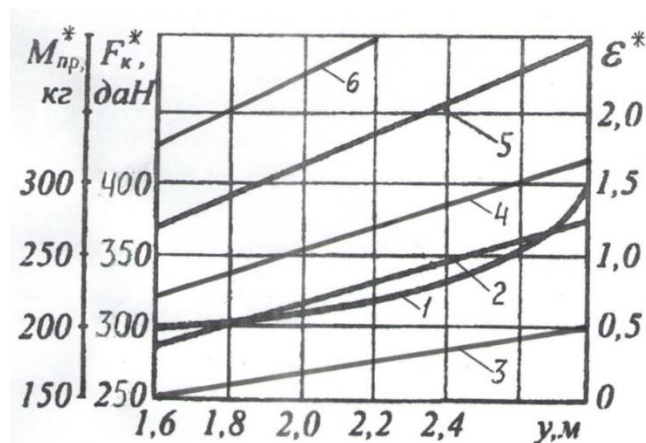


Рис.8 Изменение колебательных параметров полуприцепа с поддрессоренным колесом в зависимости от положения грузов по длине рамы: 1 – $\varepsilon(y)$; 2 – $M^*_{\text{пр}}(y)$; 3,4,5,6 – $F^*_k(y)$, 1,2,3 – не модернизированный полуприцеп с двумя грузами; 4,5,6 – модернизированный полуприцеп с двумя (4), четырьмя (5) и шестью (6) грузами

Выводы. Анализ диаграмм, представленных на рис.8, позволяет сделать заключение о том, что при исключении влияния возмущения от тягача на колесо ($\varepsilon = 0,8...1,2$), положение грузов по длине рамы полуприцепа, приведенная масса колеса и приведенная нагрузка в контакте колеса с опорной поверхностью дороги могут изменяться в следующих диапазонах:

- для двух грузов – $u = 2,4 - 2,7$ м; $M^*_{\text{пр}} = 230-250$ кг; $F^*_k = 2,8 - 2,95$ кН;
- для четырех грузов - $u = 2,25 - 2,5$ м; $M^*_{\text{пр}} = 330-380$ кг; $F^*_k = 3,8 - 4,0$ кН;
- для шести грузов - $u = 2,2 - 2,45$ м; $M^*_{\text{пр}} = 430-480$ кг; $F^*_k = 4,7 - 5,0$ кН.

Если же зафиксировать положение центра тяжести грузов на расстоянии $u=2,3$ м от оси шарнира прицепного звена, то удовлетворить требованию исключить влияние возмущения со стороны тягача на испытываемое колесо возможно лишь при установке на раму полуприцепа четырех и шести грузов симметрично по бокам рамы.

Литература:

1. Енаев А.А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
2. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореф. дис уч. ст. д-ра техн. наук. - М.: ФГУП «НАТИ», 2005. – 44 с.
3. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов.: Монография - Братск: БрГТУ, 2004. - 322 с.
4. Пат. RU 2199102, МПК G01M17/02. Способ построения характеристик радиальной упругости шины на вращающемся колесе и устройство для его осуществления / С.П.Рыков, В.Н.Тарасюк (RU). - Заяв. 25.12.2000; Опубл. 20.02.2003г., Бюл. № 5.
5. Пат. RU 2327968, МПК G01M17/02. Способ определения коэффициента сопротивления качению колеса с пневматической шиной и устройство для его осуществления / С.П.Рыков, В.Н.Тарасюк (RU). - Заяв. 10.05.2006; Опубл. 27.06.2008г., Бюл. № 18.
6. Рыков С.П. Конструкция, расчет и результаты испытаний колесного движителя для тихоходного транспорта / С.П.Рыков, А.В. Сницарев, С.Н. Тетерин // Системы. Методы. Технологии. – Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2013. – № 3(19). – С. 84–89.
7. Рыков С.П. Безвоздушные шины. Опыт разработки, результаты испытаний / С.П. Рыков, В.В. Мазур, С.Н. Тетерин // Системы. Методы. Технологии. – Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2013. – № 4(20). – С. 20–27.
8. Рыков С.П. От экспериментального оборудования к прикладным исследованиям и инновационным разработкам / С.П. Рыков, В.В. Мазур, В.Н. Тарасюк и др. // Труды Братского гос. ун-та. Серия «Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири». Юбилейный выпуск к 55-летию Братского гос. ун-та. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. – С. 35–48.
9. Рыков С.П. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин: монография / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк; Братский гос. ун-т. – Братск, 2012. – 161 с.; илл. – Библиогр. 61 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 22.04.2013 г., № 121 – В2013.
10. Рыков С.П. Неупругое сопротивление в пневматических шинах. Моделирование, оценка, приложения: Монография. – Братск: Изд-во БрГУ, 2015. – 444 с.,ил.
11. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: Монография. 2-е изд., перераб. и доп.-- СПб.: Издательство «Лань», 2017.-- 440 с.,ил.
12. Мазур В.В. Колёсные движители военной автомобильной техники с усиленной противоминной защитой / Военная мысль. - 2014 - № 2 - С. 55-58.
13. Мазур В.В., Мазур М.А. Экспериментальная оценка способности автомобильных безвоздушных шин самоочищаться от грязи / Системы. Методы. Технологии. - 2014 - № 3 (23). - С. 78-82.
14. Мазур В.В. Повышение живучести военной автомобильной техники применением боестойких колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов / Вестник академии военных наук. - 2013 - № 4 (45). - С. 105-110
15. Мазур В.В., Мазур М.А. Расчётная оценка конструктивных элементов полиуретановых шин / Системы. Методы. Технологии. - 2013 - № 4 (20). - С. 32-39.
16. Мазур В.В., Мазур М.А. Колебания колёсной машины с боестойкими колёсами при её движении по дорогам с неровными поверхностями / Автомобильная промышленность. - 2014 - № 6 - С. 13-17.

Justification of the oscillatory parameters of the modernized experimental one-wheel semitrailer

Rykov S.P.^a

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

^aRSP7-8-48@rambler.ru

Keywords: experimental one-wheel semitrailer, vibrational parameters, pneumatic tyre, wheel suspension, car-tractor, road laboratory, the coefficient of inertia is the mass on the wheel, the load on the wheel

***Abstract:** Experimental equipment, especially used for running tests of pneumatic and airless tires and wheels, requires constant improvement to bring the test conditions closer to the conditions of their work on the car and on real roads. To upgrade the semitrailer did not lead to significant changes in the original design of the oscillatory parameters were justified by the calculation of all those parameters that characterize the modified design of the semitrailer. Moreover, the calculation method was changed. Is the lack of influence of fluctuations of the hinge coupling for the additional load in the area of tire contact with the road, was made a condition of the lack of influence of fluctuation of the wheel by the vibration of the hinge. The results of calculations made in the form of a diagram, gave reason to argue that within the available amount of cargo and the ability to move them along the length of the frame of the semi-trailer, significant fluctuations of the hinge, which would affect the accuracy of measurements, is not expected.*

УДК 629.113

Экспериментальная оценка колебательных параметров модернизированного одноколесного полуприцепа

Рыков С.П.^а

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аRSP7-8-48@rambler.ru

Ключевые слова: экспериментальный одноколесный полуприцеп, колебательные параметры, пневматическая шина, подвеска колеса, автомобиль-тягач, дорожная лаборатория, коэффициент инерционной связи, приведенная масса на колесе, приведенная нагрузка на колесе

***Аннотация:** Создание новых или модернизация хорошо зарекомендовавших себя образцов экспериментальных стендов и дорожных установок всегда требует предварительного расчета их геометрических и инерционных параметров для обеспечения необходимых режимов нагружения испытываемых объектов исследования. Но, после реализации такого оборудования в металле обязательно требуется опытная проверка его действительных свойств и характеристик.*

Поэтому, после модернизации одноколесного полуприцепа кафедры автомобильного транспорта, выразившейся в поддрессировании колеса с испытываемой шиной, были проведены его испытания при полной комплектации в режиме свободных колебаний с привлечением оборудования и приборов шинного стенда ШС-77 для оценки основных колебательных параметров – момента инерции и приведенной массы. Полученные после обработки осциллограмм данные позволяют испытывать в дорожных условиях пневматические и безвоздушные шины в режимах нагружения, приближенных к эксплуатационным.

Введение. Расчетные методы, призванные обосновать правильность принятых конструктивных решений при модернизации экспериментальных установок, особенно, предназначенных для ходовых испытаний автомобильных шин и колес (например, одноколесный полуприцеп, изображенный на рис. 1), не могут обеспечить приемлемую для количественного анализа колебаний точность.

Это связано, в первую очередь, с тем, что динамическая модель полуприцепа, как основа для расчета его колебательных параметров, формируется в виде совокупности

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

сосредоточенных масс: массы рамы полуприцепа, колесного узла с элементами подвеса и массы грузов.



Рис.1 Общий вид полуприцепа после модернизации

А реальные конструкции элементов полуприцепа (рама и грузы) обладают распределенной массой. Кроме того, сложные формы и неоднородность материала, наличие трения в шарнирах и сочленениях, различные крепежные детали, все вместе осложняют расчет и увеличивают ошибки в результатах [1].

Построение осциллограмм. Была разработана методика прямой оценки колебательных параметров – момента инерции и приведенной массы – путем формирования опытной колебательной системы, в которую опирающаяся на подрессоренное колесо масса полуприцепа входит в таком же виде, как и при рабочем ее использовании.

Оценивая параметры системы по зарегистрированному динамическому процессу ее колебаний можно получить намного более точные значения колебательных параметров экспериментального полуприцепа.

На рисунке 2, а схематически показана сформированная опытная установка для определения колебательных параметров полуприцепа. В ней предусмотрено неподвижное закрепление шарнира прицепного устройства и монтаж под заднюю поперечину полуприцепа специально подобранной пружины с жесткостью $c_n = 16,5 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$.

А на рисунке 2, б изображена колебательная система, эквивалентная опытной установке, удобная для построения аналитических зависимостей наблюдаемых динамических процессов.

Из этих схем следует, что при сопоставлении, например, таких динамических процессов, как свободные колебания системы в расчётном виде и зарегистрированном в натуральных опытах, можно при определенных условиях обеспечить достоверную оценку момента инерции экспериментального полуприцепа около оси шарнира, а, следовательно, и его приведенной массы. Для этого в опытную колебательную систему включаются устройство возбуждения свободных колебаний и устройство их масштабной регистрации.

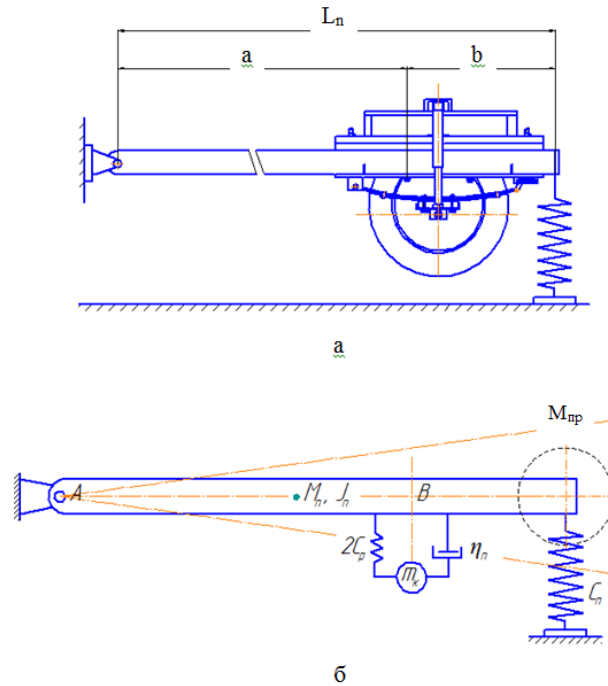


Рис.2 Схема опытной установки и ее колебательная система: а – опытная установка; б – колебательная система установки

Из схемы колебательной системы видно, что при монтаже пружины под крайнюю заднюю поперечину рамы на расстоянии $l_n=2970$ мм угловые колебания рамы полуприцепа в вертикальной плоскости около неподвижной оси шарнира прицепного устройства при максимальной деформации пружины будут находиться в пределах $0,0487$ рад. В соответствии с этим аналитическое описание колебаний эквивалентной системы возможно на основе теории малых колебаний и известного соотношения между линейным перемещением верхней опоры пружины и углом поворота несущей системы полуприцепа в виде $h_n = l_n t g \alpha$, где α выражается в радианах. Тогда угловая жесткость в сформированной колебательной системе определится соотношением $c_y = c_n l_n^2$ и составит $155,69$ кН·м рад. Для создания свободных колебаний в системе используется механизм сброса и подтягивания, входящий в состав шинного стенда ШС-77 (рис. 3, [2]).

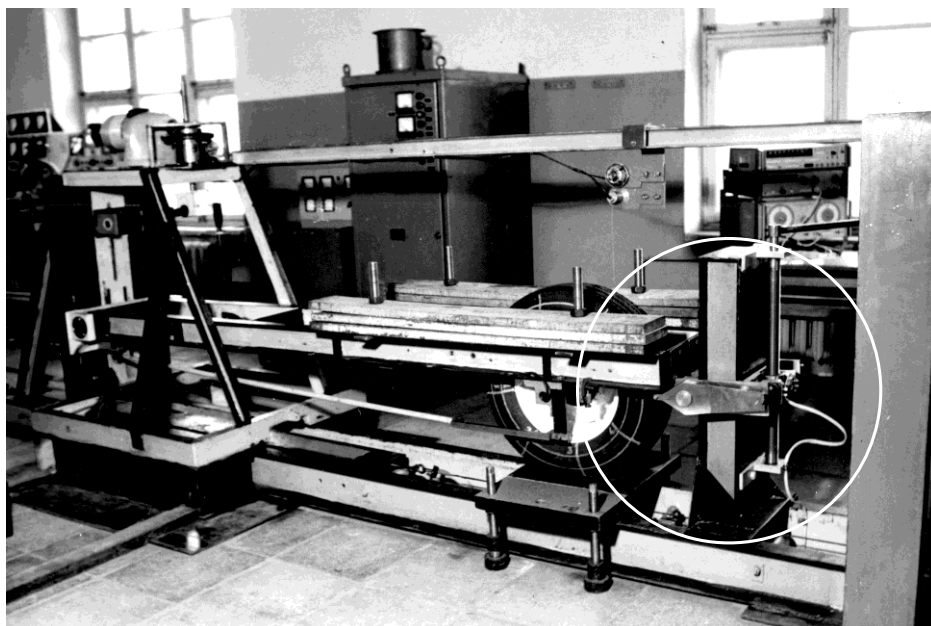


Рис.3 Общий вид стенда в комплектации для испытания шин в режиме свободных затухающих колебаний (выделены элементы механизма сброса и подтягивания (МСП))

Обработка осциллограмм. Опытная оценка колебательных параметров экспериментального полуприцепа строилась в предположении, что все неупругие сопротивления в образованной колебательной системе пропорциональны скорости угловых перемещений колеблющейся массы, имеющей постоянный момент инерции $J_{пп}$ около оси неподвижного шарнира прицепного устройства. Тогда, согласно схеме на рисунке 2, а, дифференциальное уравнение свободных колебаний эквивалентной динамической системы для принятых допущений запишется в виде:

$$J_{пп}\ddot{\alpha} + \eta_c\dot{\alpha} + c_y\alpha = 0, \quad (1)$$

где η_c – коэффициент неупругого сопротивления в системе.

После обычных преобразований это уравнение принимает следующий вид:

$$\ddot{\alpha} + 2k\dot{\alpha} + \omega^2\alpha = 0, \quad (2)$$

где $k = \frac{1}{2} \frac{\eta_c}{J_{пп}}$ – приведенный коэффициент неупругих сопротивлений в системе;

$$\omega = \sqrt{\frac{c_y}{J_{пп}}} \text{ – собственная частота колебаний системы (круговая).}$$

Решением дифференциального уравнения, как известно, является следующая функция:

$$\alpha = A_0 e^{-kt} \cos 2\pi(\omega_0 t - \gamma), \quad (3)$$

где $A_0 = \sqrt{\alpha_0^2 + \frac{(\alpha_0 k + \dot{\alpha}_0)}{2\pi\omega_0}}$ – начальная амплитуда колебаний системы;

$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\omega^2 - k^2}$ – действительная частота колебаний системы;

$\gamma = \arctg \frac{\alpha_0 k - \dot{\alpha}_0}{2\pi\omega_0 \alpha_0}$ – фаза колебаний;

$\alpha_0, \dot{\alpha}_0$ – начальное смещение и начальная скорость при $t=0$

Это общее решение предусматривает возмущение свободных колебаний не только начальным смещением α_0 , но и приданием системе в начальный момент скорости $\dot{\alpha}_0$. Выбранный способ возмущения опытной системы практически исключает начальную скорость, т.е. $\dot{\alpha}_0 = 0$.

Поэтому параметры процесса, описываемого функцией (3), упрощаются и приводятся к следующему виду:

$$\begin{aligned} A_0 &= \alpha_0 \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{k}{2\pi\omega_0}\right)^2}}; \\ \omega_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\omega^2 - k^2}; \\ \gamma &= \frac{k}{\sqrt{\omega^2 - k^2}} \end{aligned} \quad (4)$$

После подстановки параметров системы в соотношение (4) следует

$$\omega_0 = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_y}{J_{пп}} - k^2},$$

где T – период колебаний опытной системы

Отсюда искомым момент инерции полуприцепа будет равен

$$J_{пп} = \frac{c_y T^2}{4\pi^2} \frac{1}{\left(1 + \frac{k^2 T^2}{4\pi^2}\right)}, \quad (5)$$

Из этой зависимости видно, что точность оценки момента инерции экспериментального полуприцепа зависит от точности оценки периода колебаний опытной системы T , а также точности оценки и абсолютного значения относительного коэффициента неупругого сопротивления, или, как его иногда называют, коэффициента затухания колебаний k , получаемых из осциллограммы колебательного процесса.

На рисунке 4 приведена полученная запись колебаний системы, у которой с помощью монтируемых грузовых пластин статическая нагрузка в площадке контакта с опорной поверхностью сформирована равной 1,8 кН.

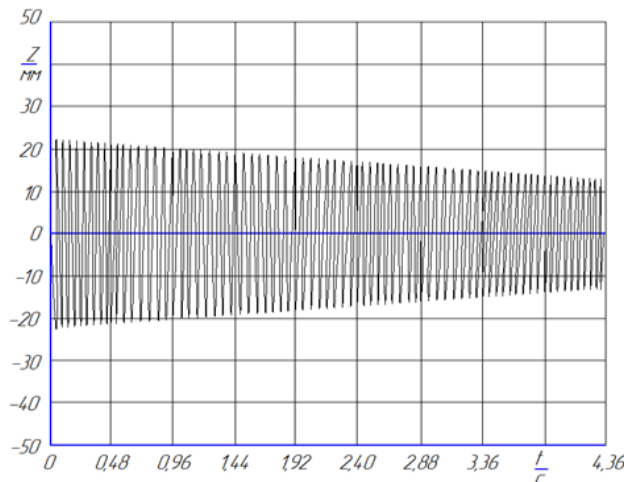


Рис.4 Образец осциллограммы колебаний опытной установки на пружине

На записи видно, что благодаря слабому погашению колебаний период остаётся практически постоянной величиной в диапазоне, доступном для обработки и может оцениваться с высокой степенью точности по 80...90 полным колебаниям.

Так, при обработке осциллограммы, изображенной на рис. 4, было получено значение периода $T = 0,48$ с.

Оценку относительного коэффициента затухания по результатам обработки осциллограммы свободных колебаний обычно производят из соотношения амплитуд соседних периодов, исходя из того, что декремент затухания, ν есть натуральный логарифм этого отношения и связан с коэффициентом затухания и периодом колебаний следующей зависимостью:

$$kT = \nu = \ln \frac{A_{i+1}}{A_i} \quad (6)$$

где A_i и A_{i+1} — амплитуды колебаний соответственно i -ого и $i+1$ -го периодов.

Однако, при слабом затухании колебаний этот метод неприемлем, так как соседние амплитуды отличаются малой величиной. Иногда эту трудность преодолевают, линеаризуя огибающую, которая представляется уравнением

$$\alpha = A_0 e^{kt}, \quad (7)$$

и определяют среднее значение декремента для нескольких периодов по соотношению крайних в этом блоке амплитуд. Такой способ содержит ошибку линеаризации, которую устраняют осреднением.

Исходя из общего вида осциллограммы, оказывается более удобным искать оценку затухания по постоянной времени системы τ_e , которая является величиной, обратной относительному коэффициенту затухания, и определяет время, за которое максимальное отклонение системы уменьшится в e (2,71828) раз. Соответствующую постоянной времени амплитуду легко вычислить, взяв, например, за начало амплитуду в масштабе графика и разделив ее на численное значение основания натуральных логарифмов e

$$A_\tau = \frac{A_0}{2,711828}$$

С помощью сетки на графике эта амплитуда отыскивается быстро и с достаточно высокой точностью. Затем легко определяется соответствующее значение постоянной времени сначала в масштабе графика, а затем и в натуральной размерности.

Обработка осциллограммы дала следующее значение коэффициента затухания колебаний

$$k = \frac{1}{\tau_e} = \frac{1}{17,8} = 0,056 \text{ с}^{-1}$$

Таким образом, оценка коэффициента затухания по постоянной времени системы, получаемой из экспериментального материала, обеспечивает достаточную точность, сокращает вычислительную работу и упрощает извлечение информации из зарегистрированного процесса.

После определения момента инерции, коэффициента затухания в сформированной колебательной системе приведенная к плоскости оси испытываемого колеса масса экспериментального полуприцепа рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{пр}} = \frac{J_{\text{пп}}}{(a+b)^2} = \frac{T^2}{(a+b)^2 4\pi^2} \frac{c_y}{\left(1 + \frac{k^2 T^2}{4\pi^2}\right)}, \quad (8)$$

где $a+b$ – расстояние от оси вертикальной плоскости оси колеса до оси шарнира прицепного устройства вдоль несущей рамы полуприцепа.

Многочисленные опыты по исследованию свободных колебаний динамической системы модернизированного полуприцепа, выполненные при различных начальных амплитудах, с различным образом размещенными на раме грузовыми пластинами и с различными нагрузками на колесо показали [3-16]:

- пренебрежимо малое значение $\frac{k^2 T^2}{4\pi^2}$ в сравнении с единицей и возможность расчета приведенной массы по формуле

$$M_{\text{пр}} = \frac{c_y T}{4\pi^2 (a+b)^2}, \quad (9)$$

- высокую стабильность результатов расчета приведенной массы при изменении режима колебаний;

- возможность подбора методом проб необходимого сочетания нагрузки в зоне контакта и приведенной массы.

В таблице 1 приведены значения колебательных параметров модернизированного полуприцепа в сравнении с первоначальной конструкцией для колеса легкового автомобиля малого класса, оснащенного шиной 185-14 модель ИД-195.

Результаты обработки осциллограмм свободных колебаний

Одноколесый полуприцеп кафедры АТ	Параметры		
	Нагрузка в контакте шины с опорной поверхностью, кН	Момент инерции поддерживаемой массы, кг·м ²	Приведенная масса полуприцепа над опорой колеса, кг
С поддрессориванием	2,1	1031,2	228,6
Без поддрессоривания	1,8	982,2	182,7

Выводы:

1. Предложенная методика прямой оценки колебательных параметров модернизированного одноколесного полуприцепа – момента инерции и приведенной массы – путем формирования динамической системы, в которую опирающаяся на поддрессоренное колесо масса полуприцепа входит в таком же виде, как и при рабочем ее использовании, позволяет избежать ошибок расчетной оценки этих же параметров.

Ошибки расчетной оценки колебательных параметров связаны с особенностями сформированной динамической системы полуприцепа и ее описанием дифференциальными уравнениями, как системы с сосредоточенными массами и вязкостным трением в шарнирах. Более того, на точность расчетной оценки сказывается существенный разброс значений геометрических и инерционных параметров, входящих в конструкцию полуприцепа элементов.

2. Применяемое оборудование шинного стенда – механизм сброса и подтягивания – витая цилиндрическая пружина – обеспечивают высокую стабильность результатов расчета приведенной массы по экспериментальным осциллограммам для разных режимов возмущения свободных колебаний.

3. Для сформированной динамической системы полуприцепа имеется возможность сравнительно несложным подбором методом проб обеспечить необходимое сочетание нагрузки в зоне контакта колеса и приведенной массы.

Литература:

1. Енаев А.А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
2. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореф. дис. уч.ст.д-ра техн. наук. - М.: ФГУП «НАТИ», 2005. – 44 с.
3. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов.: Монография - Братск: БрГТУ, 2004. - 322 с.
4. Пат. RU 2199102, МПК G01M17/02. Способ построения характеристик радиальной упругости шины на вращающемся колесе и устройство для его осуществления / С.П.Рыков, В.Н.Тарасюк (RU). - Заяв. 25.12.2000; Опубл. 20.02.2003г., Бюл. № 5.
5. Пат. RU 2327968, МПК G01M17/02. Способ определения коэффициента сопротивления качению колеса с пневматической шиной и устройство для его осуществления / С.П.Рыков, В.Н.Тарасюк (RU). - Заяв. 10.05.2006; Опубл. 27.06.2008г., Бюл. № 18.
6. Рыков С.П. Конструкция, расчет и результаты испытаний колесного движителя для тихоходного транспорта / С.П.Рыков, А.В. Сницарев, С.Н. Тетерин // Системы. Методы. Технологии. – Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2013. – № 3(19). – С. 84–89.
7. Рыков С.П. Безвоздушные шины. Опыт разработки, результаты испытаний / С.П. Рыков, В.В. Мазур, С.Н. Тетерин // Системы. Методы. Технологии. – Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2013. – № 4(20). – С. 20–27.
8. Рыков С.П. От экспериментального оборудования к прикладным исследованиям и инновационным разработкам / С.П. Рыков, В.В. Мазур, В.Н. Тарасюк и др. // Труды Братского гос.

ун-та. Серия «Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири». Юбилейный выпуск к 55-летию Братского гос. ун-та. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. – С. 35–48.

9. Рыков С.П. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин: монография / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк; Братский гос. ун-т. – Братск, 2012. – 161 с.; илл. – Библиогр. 61 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 22.04.2013 г., № 121 – В2013.

10. Рыков С.П. Неупругое сопротивление в пневматических шинах. Моделирование, оценка, приложения: Монография. – Братск: Изд-во БрГУ, 2015. – 444 с. ил.

11. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: Монография. 2-е изд., перераб. и доп.-- СПб.: Издательство «Лань», 2017.-- 440 с. илл.

12. Мазур В.В. Колёсные двигатели военной автомобильной техники с усиленной противоминной защитой / Военная мысль. - 2014 - № 2 - С. 55-58

13. Мазур В.В., Мазур М.А. Экспериментальная оценка способности автомобильных безвоздушных шин самоочищаться от грязи / Системы. Методы. Технологии. - 2014 - № 3 (23). - С. 78-82.

14. Мазур В.В. Повышение живучести военной автомобильной техники применением боестойких колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов / Вестник академии военных наук. - 2013 - № 4 (45). - С. 105-110

15. Мазур В.В., Мазур М.А. Расчётная оценка конструктивных элементов полиуретановых шин / Системы. Методы. Технологии. - 2013 - № 4 (20). - С. 32-39.

16. Мазур В.В., Мазур М.А. Колебания колёсной машины с боестойкими колёсами при её движении по дорогам с неровными поверхностями / Автомобильная промышленность. - 2014 - № 6 - С. 13-17.

Experimental estimation of oscillatory parameters upgraded one-wheeled semitrailer

Rykov S.P.^a

Bratsk state University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

^aRSP7-8-48@rambler.ru

Keywords: experimental one-wheel semitrailer, vibrational parameters, pneumatic tyre, wheel suspension, car-tractor, road laboratory, the coefficient of inertia is the mass on the wheel, the load on the wheel

***Abstract:** the Creation of new or modernization of well-proven samples of experimental stands and road installations always requires a preliminary calculation of their geometric and inertial parameters to ensure the necessary loading conditions of the test objects. But, after the implementation of such equipment in the metal necessarily requires a pilot test of its actual properties and characteristics.*

Therefore, after the modernization of the single-wheeled semitrailer of the Department of road transport, expressed in the suspension of the wheel with the test tire, its tests were carried out with full configuration in the mode of free oscillations with the involvement of equipment and devices of the bus stand SHS-77 to assess the main oscillatory parameters – the moment of inertia and reduced mass. The data obtained after the processing of the oscillograms allow testing pneumatic and airless tires in road conditions in loading conditions close to operational ones.

Гидромеханический реверс-редуктор

Трушин Н.Н.

Тульский государственный университет, пр. Ленина, 92, Тула, 300012, Россия
trushin@tsu.tula.ru

Ключевые слова: гидромеханическая передача, гидротрансформатор, реверсирование

В статье рассматривается принципиальная кинематическая схема гидромеханической передачи, обеспечивающей режимы прямого и обратного хода. Данная передача предназначена для использования в трансмиссиях самоходных или стационарных транспортных и технологических машин, например, в трансмиссиях вилочных погрузчиков малой грузоподъёмности, оснащённых двигателями внутреннего сгорания. Предлагаемая гидромеханическая передача содержит гидродинамический трансформатор, в котором реверс трансмиссии осуществляется за счёт изменения порядка работы рабочих колёс гидротрансформатора. Управление режимами работы передачи производится с помощью двух тормозов. В статье приводится расчёт рационального передаточного отношения согласующего планетарного механизма с двойными или парными сателлитами.

В трансмиссиях стационарных и самоходных технологических машин различного назначения применяются гидромеханические передачи (ГМП), которые содержат последовательно соединённые гидродинамический трансформатор вращающего момента (далее – гидротрансформатор) и зубчатый реверс-редуктор с механической или гидравлической системой управления [1]. С помощью реверс-редуктора осуществляется изменение направления выходного вала передачи при неизменном направлении вращения входного вала. Реверс-редуктор может быть выполнен по вальной или планетарной схеме. В справочнике [2] рассмотрены кинематические схемы планетарных реверс-редукторов с различными технико-эксплуатационными свойствами.

Такие простые ГМП с комплексным гидротрансформатором, в которых механические ступени используются только для изменения направления движения, применяются, в частности, в трансмиссиях вилочных колёсных погрузчиков малой грузоподъёмности, оснащённых двигателями внутреннего сгорания [3, 4]. Выбор короткой кинематической цепи ГМП при этом обусловлен тем, что рабочий цикл вилочных погрузчиков обычно характеризуется невысокими скоростями движения (не более 40 км/ч), относительно короткими длинами перемещения грузов (50-300 м) и частыми переключениями между передним и задним ходом.

Для реверсирования выходного вала в ГМП, содержащий гидротрансформатор, можно воспользоваться известным принципом обратимости трёхэлементного гидротрансформатора: при остановке турбины гидротрансформатора и одновременном освобождении его реактора, реактор будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения насоса гидротрансформатора. В частности, такой эффект был практически использован в ГМП легкового автомобиля Buick Special [5]. Общее устройство и описание работы данной ГМП на русском языке приведено в [6]. Однако при реверсировании гидротрансформатора указанным способом максимальный коэффициент трансформации крутящего момента уменьшается на 1. Поэтому при использовании данного режима работы гидротрансформатора следует учесть это обстоятельство в процессе проектирования трансмиссии при выборе передаточных отношений передач.

В работах [7, 8] рассматривается разработанная в МАДИ гидродинамическая реверсивная передача, содержащая трёхколёсный гидротрансформатор и согласующие цилиндрические зубчатые передачи. Реверсирование выходного вала передачи осуществляется заменой соединения рабочих колёс гидротрансформатора. На режиме переднего хода останавливается реактор гидротрансформатора, а на режиме обратного хода – турбинное колесо. Для автоматического соединения выхода гидротрансформатора с выходным валом передачи служат механизмы свободного хода, повернутые друг относительно друга на 180° . Принципиальная кинематическая схема реверсивной передачи МАДИ приведена на Рис.1.

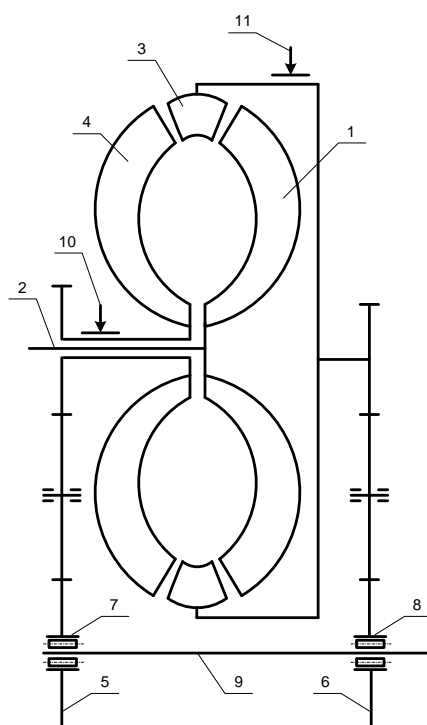


Рис.1 Принципиальная кинематическая схема реверсируемой ГМП конструкции МАДИ

Гидротрансформатор содержит насосное колесо 1, соединённое с входным валом 2, реакторное колесо и турбинное колесо 3. Турбина 3 осевого типа и реактор 4 гидротрансформатора через симметричные наборы шестерён 5 и 6 и установленные под углом 180° один относительно другого механизмы свободного хода 7 и 8 передают вращение выходному валу 9. На валах реактора и турбины установлены взаимно заблокированные тормоза 10 и 11. На режиме переднего хода тормоз 10 включён, тормоз 11 выключен. Выходной вал передачи получает прямое вращение через шестерни 6 и механизм свободного хода 8. На режиме обратного хода тормоз 10 выключен, а тормоз 11 включён. Выходной вал передачи получает обратное вращение через шестерни 5 и механизм свободного хода 7. В этом случае гидротрансформатор работает как гидротрансформатор обратного хода, у которого неподвижная турбина становится реактором, реактор – турбиной центростремительного типа. С целью достижения высоких значений КПД гидротрансформатора на обоих режимах работы при прямом ходе гидротрансформатора используется последовательность работы рабочих колёс "насос-турбина-реактор", а при обратном – "насос-реактор-турбина".

Входной и выходной валы данной передачи не являются соосными. Если в качестве согласующей механической передачи применить планетарный ряд, то можно обеспечить соосность входного выходного валов реверсируемой передачи.

На Рис.2 представлена принципиальная кинематическая схема реверсируемой гидромеханической передачи, использующей один планетарный ряд Давида, имеющий с

двухвенцовые сателлиты и обладающий положительным внутренним передаточным отношением.

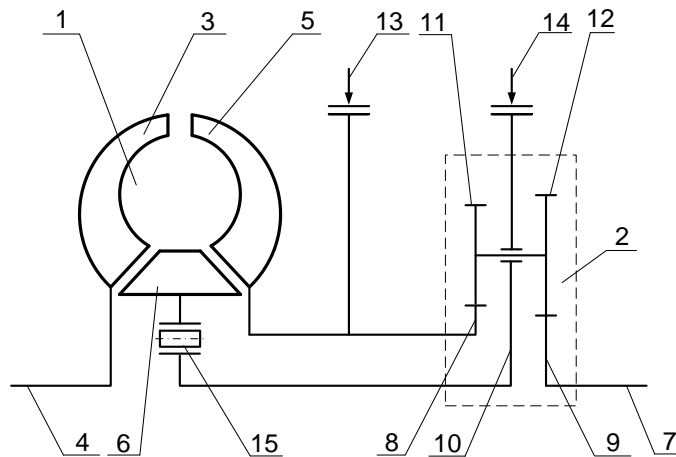


Рис.2 Принципиальная кинематическая схема реверсируемой ГМП

Рассматриваемая ГМП содержит гидротрансформатор 1 и трехзвенный планетарный механизм 2 с положительным внутренним передаточным отношением. Гидротрансформатор содержит насос 3, соединенный с входным валом 4, турбину 5 и реактор 4. Планетарный механизм расположен между гидротрансформатором и выходным валом 7 ГМП и содержит первую центральную шестерню 8, соединённую с турбиной 5, вторую центральную шестерню 9, соединённую с выходным валом 7 и водило 10, соединённое с реактором 6. На водиле установлены сателлиты 11 и 12. Турбина гидротрансформатора и водило планетарного механизма снабжены тормозами 13 и 14 соответственно. Механизм свободного хода 15 в составе ГМП присутствует, если гидротрансформатор должен быть комплексного типа.

ГМП имеет два режима работы – прямого и обратного хода. В режиме прямого хода включен тормоз 14, тормоз 13 выключен. Так как водило остановлено, то планетарный механизм работает как двухступенчатый редуктор. Если оба тормоза выключены, то гидротрансформатор превращается в гидромuftу, так как турбина и реактор вращаются в потоке рабочей жидкости с одинаковой угловой скоростью. При этом происходит динамическое блокирование планетарного механизма, и его передаточное отношение становится равным 1.

В режиме обратного хода включен тормоз 13, а тормоз 14 выключен. Неподвижная турбина при этом играет роль реактора, а реактор играет роль турбины и вращается в обратную сторону относительно насоса. Крутящий момент от гидротрансформатора передается водилу 10 планетарного механизма. Сателлит 11 обкатывается вокруг неподвижного первого центрального колеса 8, а сателлит 12 через второе центральное колесо 9 передаёт вращение выходному валу передачи 7.

Поскольку на режиме обратного хода максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора снижается на 1, то с помощью планетарного механизма возможно скомпенсировать уменьшение коэффициента трансформации. Для этого передаточные отношения планетарного механизма на режимах прямого и обратного хода должны быть связаны следующим соотношением:

$$\frac{1}{1 - \frac{1}{i_H}} \geq i_H + 1,$$

где i_H – внутреннее передаточное отношение планетарного механизма, определяемое при неподвижном водиле:

$$i_H = \frac{z_9 \cdot z_{12}}{z_8 \cdot z_{11}},$$

где z_8, z_9, z_{11}, z_{12} – число зубьев центральных колёс и сателлитов соответственно.

Левая часть неравенства – это передаточное отношение планетарного механизма, если ведущем звеном является водило, а правая часть – передаточное отношение планетарного механизма при неподвижном водиле, увеличенное на 1 с целью компенсации снижения максимального значения коэффициента трансформации крутящего момента при реверсировании гидротрансформатора. Если учесть только условие равенства, но неравенство преобразуется к квадратному уравнению

$$i_H^2 - i_H - 1 = 0.$$

Решением данного уравнения является положительное значение i_H :

$$i_H = \frac{\sqrt{5} + 1}{2} \approx 1,618.$$

Из полученного соотношения производится подбор чисел зубьев зубчатых колес планетарного механизма.

На рис. 3 представлена кинематическая схема второго варианта реверсируемой ГМП, в которой в качестве согласующего механизма используется планетарный механизм с парными сателлитами и коронной шестерней. Однако в отличие от первого варианта ГМП в данном случае возможности подбора чисел зубьев ограничены наличием зубчатого колеса с внутренними зубьями. В этом случае внутреннее передаточное отношение планетарного механизма будет рассчитывать по формуле:

$$i_H = \frac{z_9}{z_8},$$

где z_8 и z_9 – число зубьев солнечного и коронного зубчатых колес соответственно.

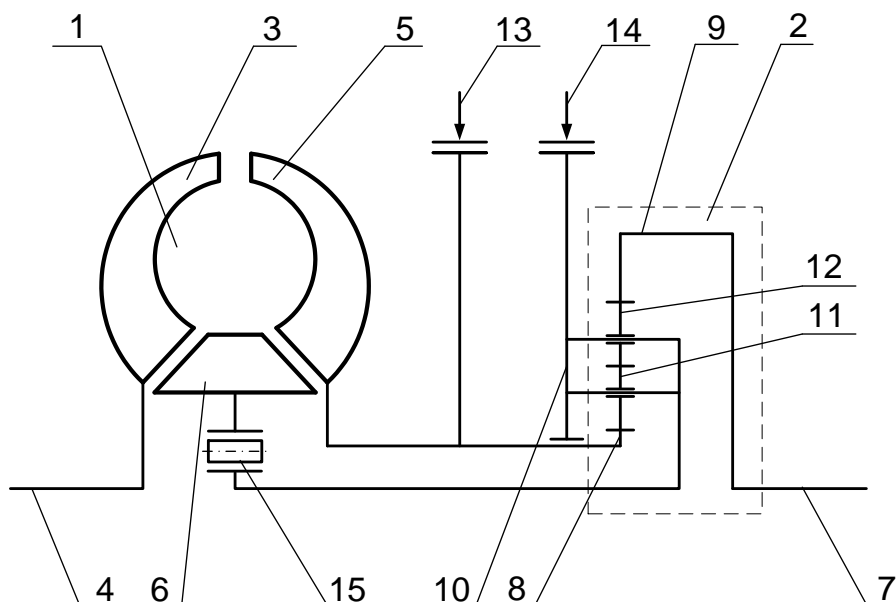


Рис.3 Принципиальная кинематическая схема второго варианта реверсируемой ГМП

Предлагаемая конструкция гидромеханической передачи может быть реализована в трансмиссиях транспортно-погрузочных машин, для которых преобразующие свойства гидротрансформатора достаточны для всех режимов работы.

Литература:

1. Цитович И.С., Альгин В.Б., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. – Минск: Наука и техника, 1987. 224 с.
2. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
3. Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. – М.: Машиностроение, 1979. 416 с.
4. Щербаков В.Д. Автопогрузчики: учебник. – М.: Высш. шк., 1989. 184 с.
5. Chapman C., Gorsky R. The new Buick Special automatic transmission – the dual path turbine drive. – SAE Technical Paper 610404, 1961, 17 p. <https://doi.org/10.4271/610404>.
6. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1966. 383 с.
7. А.с. СССР № 249889 Гидродинамическая реверсивная передача / Е.А. Яковенко, С.П. Стесин. 1969. БИ № 25.
8. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи – М.: Машиностроение, 1990. 240 с.

Hydromechanical Reverse PowertrainTrushin N.N.^a

Tula State University, Lenin av., 92, Tula, 300012, Russian Federation
^atrushin@tsu.tula.ru

Keywords: hydromechanical transmission, torque converter, revers

The study considers a layout of a hydromechanical powertrain used in self-propelled or stationary transport or process vehicles and machinery. For example, this powertrain can be applied in transmissions for light-duty forklift trucks equipped with internal combustion engines. The proposed hydromechanical powertrain includes a three-wheel torque converter. It enables reverse motion by changing the sequence of the torque converter wheel operation. An optimal ratio of the matching double-satellite planetary gear is analyzed.

УДК 629.113.001.1:625.7.032.4

Методика расчёта сил, действующих на автотранспортное средство, при движении по дорогам с неровными поверхностямиФедотов А.С.^a, Квасова К.Д.^b, Курочкин К.В.^c

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, г. Братск, Россия
^aartem-mon@yandex.ru, ^bkvasova92@ro.ru, ^cdinoooo2014@yandex.ru

Ключевые слова: безопасные колёса, система поддрессоривания, плавность хода, коэффициент нормальной жёсткости, коэффициент неупругого сопротивления, эллиптическо-степенная модель.

Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, вынуждает применять для повышения безопасности гражданских автомобилей и живучести колёсной бронетехники колёса с внутренними дополнительными опорами. Такие колёса не только сохраняют подвижность колёсной машины, но и обеспечивают длительное устойчивое и управляемое

её движение с высокой скоростью даже при потере избыточного давления воздуха в нескольких пневматических шинах. Однако потеря избыточного давления воздуха даже в одной пневматической шине приводит к заметному ухудшению большинства эксплуатационных свойств, особенно при движении по дорогам с неровными поверхностями или в условиях бездорожья. Возрастающая интенсивность колебаний приводит к повышению уровня вибронегруженности водителя, пассажиров и перевозимых автотранспортным средством грузов, снижению показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, устойчивости и управляемости колёсной машины.

Современная теория рассматривает большинство эксплуатационных свойств автомобиля при движении по ровной дорожной поверхности. Из практики же известно, что движение автомобиля по неровной дороге сопровождается колебаниями, которые оказывают значительное влияние на его эксплуатационные свойства.

На кафедре машиностроения и транспорта Братского государственного университета накоплен опыт испытаний безопасных колёс [1-7] и эксплуатационных свойств автомобильной техники [8- 19].

Для оценки эксплуатационных свойств на неровной дороге была разработана математическая модель тормозной динамики автомобиля, в основу которой легли научные работы [20-23].

На рис.1 изображена схема колебательной системы автомобиля при торможении, на которой приняты следующие обозначения: M – подрессоренная масса автомобиля; m_1 и m_2 – передняя и задняя неподрессоренные массы автомобиля; L – база автомобиля; L_1 и L_2 – расстояния от центра тяжести подрессоренной массы до осей передних и задних колёс по горизонтали; $C_{ш1}$ и $C_{ш2}$ – коэффициенты нормальной жёсткости автомобильных шин переднего и заднего колёс; $C_{п1}$ и $C_{п2}$ – коэффициенты вертикальной жёсткости передней и задней подвесок; η_{A1} и η_{A2} – коэффициенты неупругого сопротивления амортизаторов передней и задней подвесок; $\eta_{ш1}$ и $\eta_{ш2}$ – коэффициенты неупругого сопротивления автомобильных шин переднего и заднего колёс; $P_{X1}(l)$ и $P_{X2}(l)$ – суммарные силы сопротивления поступательному движению автомобиля, действующие в контакте шин передних и задних колёс с поверхностью дороги; l – путь, пройденный автомобилем; $Z_1(l)$ и $Z_2(l)$ – вертикальные перемещения передней и задней частей подрессоренной массы относительно положений статического равновесия; $Z_0(l)$ – вертикальное перемещение центра тяжести подрессоренной массы относительно положения статического равновесия; $\xi_1(l)$ и $\xi_2(l)$ – вертикальные перемещения передней и задней неподрессоренных масс относительно положений статического равновесия; $q_1(l)$ и $q_2(l)$ – ординаты микропрофиля дорожной поверхности в контакте передних и задних колёс; $V_X(l)$ – скорость поступательного движения автомобиля; $P_B(l)$ – сила аэродинамического сопротивления; J – момент инерции подрессоренной массы.

При этом $\alpha = \frac{Z_2 - Z_1}{L}$ и $Z_0 = \frac{Z_1 L_2 + Z_2 L_1}{L}$. Кроме того, при отсутствии инерционной

связи колебаний передней и задней частей подрессоренной массы $M_1 = \frac{ML_2}{L}$ и $M_2 = \frac{ML_1}{L}$.

Динамика автомобиля при торможении описывается системой дифференциальных уравнений второго порядка, в состав которой входят:

- уравнение вертикальных колебаний подрессоренной массы относительно положения статического равновесия:

$$M\ddot{Z}_0 = -C_{п1}(Z_1 - \xi_1) - 2\eta_{A1}(\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - C_{п2}(Z_2 - \xi_2) - 2\eta_{A2}(\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2);$$

- уравнение угловых колебаний подрессоренной массы относительно центра тяжести:

$$J\ddot{\alpha} = L_1 C_{\Pi 1} (Z_1 - \xi_1) + 2L_1 \eta_{A1} (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - L_2 C_{\Pi 2} (Z_2 - \xi_2) - 2L_2 \eta_{A2} (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) - P_{X1} (Z_0 + H - q_1) + P_{X2} (Z_0 + H - q_2),$$

где H – статическое положение центра тяжести подрессоренной массы относительно нулевой линии микропрофиля дорожной поверхности;

- уравнения вертикальных колебаний передней и задней неподрессоренных масс относительно положений их статического равновесия –

$$m_1 \ddot{\xi}_1 = C_{\Pi 1} (Z_1 - \xi_1) + 2\eta_{A1} (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - 2C_{\text{Ш1}} (\xi_1 - q_1) - 2\eta_{\text{Ш1}} (\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1);$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 = C_{\Pi 2} (Z_2 - \xi_2) + 2\eta_{A2} (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) - 2C_{\text{Ш2}} (\xi_2 - q_2) - 2\eta_{\text{Ш2}} (\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2);$$

- уравнение движения автомобиля вдоль оси абсцисс OX –

$$(M + m_1 + m_2) \ddot{X} \delta = -P_{X1} - P_{X2} - P_B,$$

где δ – коэффициент учёта вращающихся масс, а \ddot{X} – горизонтальное ускорение автомобиля.

Из определения ускорения $\dot{X}(t) = \frac{d\dot{X}}{dt}$ или $\dot{X}(t) = \frac{dV_X}{dt}$ следует, что $dV_X = \dot{X}(t) \times dt$,

где dt – шаг времени при решении системы дифференциальных уравнений численным методом.

Также $V_X(t + dt) = V_X(t) + dV_X$ или $V_X(t + dt) = V_X(t) + \dot{X}(t) \times dt$.

Из определения скорости $V_X(t) = \frac{dl}{dt}$ следует зависимость пройденного автомобилем

пути от времени $dl = V_X(t) \times dt$, а также $l(t + dt) = l(t) + dl$. Следовательно, при решении системы дифференциальных уравнений можно получить зависимости действующих на автомобиль сил, как от времени, так и от пройденного им пути с учётом изменяющейся продольной скорости.

При решении уравнений необходимо также задавать и проверять условия отрыва автомобильных шин от дорожной поверхности, так как при отрыве силы как естественного, так и искусственного сопротивления в контакте с дорогой будут равны нулю. В этом случае уравнения вертикальных колебаний передней и задней неподрессоренных масс будут иметь вид:

$$m_1 \ddot{\xi}_1 = C_{\Pi 1} (Z_1 - \xi_1) + 2\eta_{A1} (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - (M_1 + m_1) g;$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 = C_{\Pi 2} (Z_2 - \xi_2) + 2\eta_{A2} (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) - (M_2 + m_2) g.$$

Решение системы дифференциальных уравнений необходимо для определения вертикальных реакций в контакте автомобильных шин с поверхностью дороги:

$$R_{Z1}(l) = (M_1 + m_1) g + 2C_{\text{Ш1}} (q_1 - \xi_1) + 2\eta_{\text{Ш1}} (\dot{q}_1 - \dot{\xi}_1);$$

$$R_{Z2}(l) = (M_2 + m_2) g + 2C_{\text{Ш2}} (q_2 - \xi_2) + 2\eta_{\text{Ш2}} (\dot{q}_2 - \dot{\xi}_2).$$

На рис.2 показаны нагрузки, действующие на отдельное колесо при его качении в тормозном режиме по неровной дороге, для случая, когда длина неровности l_H превышает длину пятна контакта автомобильной шины $l_{\text{Ш}}$.

В соответствии со схемой, представленной на рис.2, вертикальная реакция R_Z разлагается на нормальную R_N и касательную R_τ реакции к дорожной поверхности. При этом угол между осью абсцисс OX и касательной R_τ определяется как $\arctg \frac{dq}{dl}$. Исходя из

принятой схемы, следует равенство углов: $\widehat{OX R_\tau} = \widehat{R_N R_Z}$. Следовательно, нормальная реакция в контакте колёс с дорожной поверхностью определяется следующим образом:

$R_N = R_Z \cos \widehat{R_N R_Z}$. При этом динамический радиус $r_{\text{Д}} = r_0 - \frac{R_N}{C_{\text{Ш}}}$, где r_0 – свободный радиус автомобильной шины.

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

Дополнительная сила сопротивления движению P_τ , затрачиваемая на преодоление неровности, численно равна касательной реакции R_τ и определяется как $P_\tau = R_\tau = R_Z \sin R_N \wedge R_Z$. Следует отметить, что после преодоления автомобильным колесом вершины неровности сила P_τ , наоборот, не препятствует, а вызывает движение автомобиля.

Также в контакте шины с дорожной поверхностью действуют по касательной сила сопротивления качению P_K , рассчитываемая в режиме торможения с учётом только силовой составляющей коэффициента сопротивления качению, и тормозная сила, которая определяется как отношение тормозного момента $M_{\text{тор}}$ к динамическому радиусу

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_D}$$

Следовательно, суммарная сила сопротивления поступательному движению тормозящего колеса, действующая в контакте шин передних и задних колёс с поверхностью дороги в направлении оси абсцисс OX , в общем случае при незаблокированном колесе равна

$$P_x = (\pm P_\tau + P_K + P_{\text{тор}}) \times \cos R_N \wedge R_Z \text{ или } P_x = (\pm P_\tau + P_K + P_{\text{тор}}) \times \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{dq}{dl}\right)^2}}$$

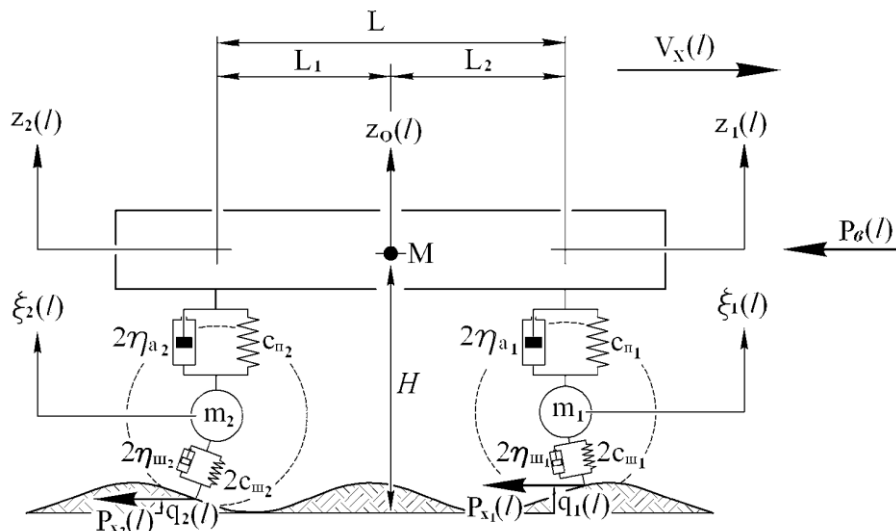


Рис.1 Колебательная система автомобиля при торможении на неровной дороге

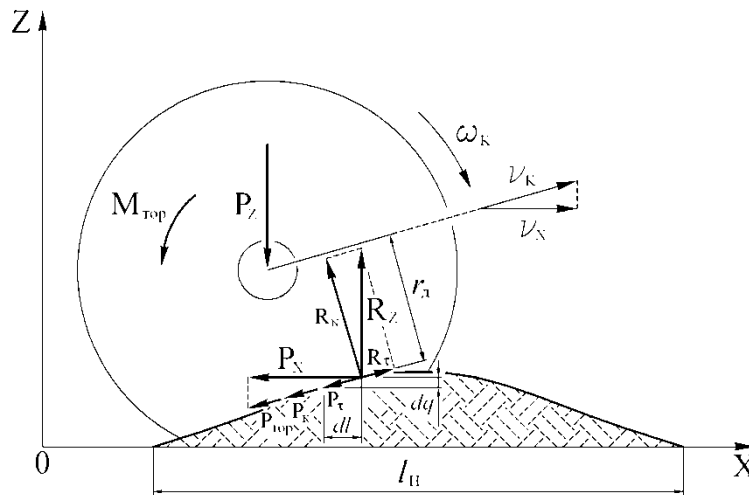


Рис.2 Силы и моменты, действующие на автомобильное колесо при качении в тормозном режиме по неровной дороге

В свою очередь, при блокировке колеса $\omega_k = 0$ и $P_k = 0$, а также, какой бы не создавался тормозным механизмом тормозной момент, тормозная сила не может превысить силу сцепления P_ϕ , действующую по касательной в контакте автомобильной шины с поверхностью дороги. В этом случае $P_x = (\pm P_\tau + P_\phi) \times \cos R_N \wedge R_Z$.

Условие, при котором колёса автомобиля будут блокироваться, необходимо задавать как $M_{\text{тор}} > P_\phi \times r_{\text{д}}$. Кроме того, при применении на автомобиле регулятора тормозных сил тормозной момент на задних колёсах $M_{\text{тор}2}$ будет изменяться в зависимости от деформации подвески $\Delta_{\text{П}2} = Z_2 - \xi_2$.

В случае, когда длина неровности $l_{\text{н}}$ намного меньше, чем длина пятна контакта $l_{\text{ш}}$, необходимо при моделировании учитывать сглаживающую способность автомобильных шин. Модель сглаживающей способности пневматической шины, учитывающая динамику изменения длины пятна контакта позволяет преобразовать функцию исходного коротковолнового микропрофиля $q_k(l)$ в профиль, эквивалентный дорожной поверхности с неровностями, длина которых больше длины пятна контакта.

Для осуществления переменного сглаживания микропрофиля в математическую систему необходимо добавить два уравнения:

- уравнение зависимости длины пятна контакта от её нормальной деформации:

$$l_{\text{ш}} = K_{\text{ш}}(q - \xi),$$

где $K_{\text{ш}}$ – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально путём нагружения шины нормальной силой;

- уравнение преобразования исходного микропрофиля в сглаженный путём расчёта среднего значения функции $q_k(l)$ с переменным интервалом осреднения, который изменяется в пределах от нулевой до максимально возможной под нагрузкой длины пятна контакта:

$$q = \frac{1}{l_{\text{ш}}} \int_{l-l_{\text{ш}}/2}^{l+l_{\text{ш}}/2} q_k \times dl.$$

Разработанная математическая модель динамики позволяет рассчитать оценочные параметры тормозных свойств автомобиля на неровной дороге, а именно: продольное замедление \dot{X} и тормозной путь S при различных начальных скоростях V_x . Следует отметить, что тормозной путь, как оценочный параметр тормозных свойств, определяется как сумма расстояний dl , которые прошла одна из осей до полной остановки автомобиля $V_x = 0$.

Теоретические исследования по разработанной модели показали, что тормозной путь на дороге с неровным микропрофилем меньше, чем на ровной дороге, в зависимости от высоты и длины неровностей. В качестве примера, на рис.3 приведена зависимость тормозного пути от начальной скорости торможения легкового автомобиля среднего класса при торможении на ровной и неровной ($q_{\text{max}} = 15$ см и $l_{\text{н}} = 1$ м) дорогам с сухим асфальтобетонным покрытием при полностью нажатой тормозной педали.

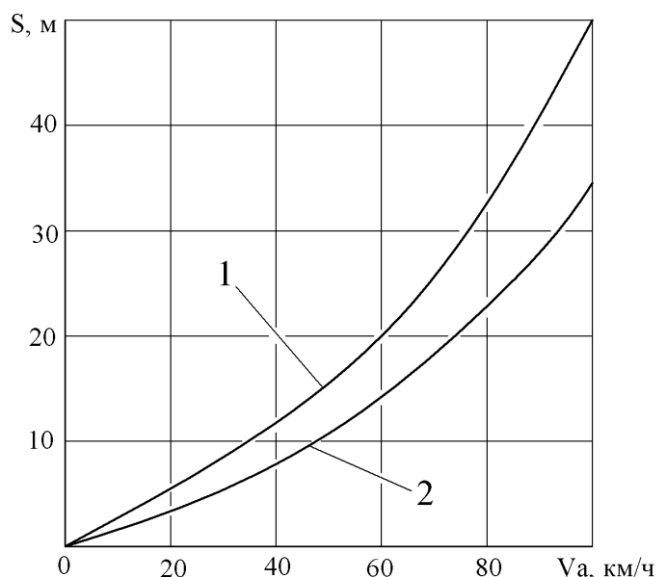


Рис.3 Изменение тормозного пути в зависимости от начальной скорости торможения:
1 – на ровной дороге, 2 – на дороге с неровным микропрофилем

Литература:

1. Пат. 2391219 Российская Федерация, МПК В60В 25/02. Запасное колесо автомобиля / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. - № 2009102435/11; заявл. 26.01.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16. - 6 с.
2. Пат. 2397877 Российская Федерация, МПК В60В 9/26. Автомобильная шина из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. - № 2009126282/11; заявл. 08.07.2009; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24. - 6 с.
3. Пат. 2431848 Российская Федерация, МПК G01P 3/64. Способ измерения скорости движения автомобиля по барабанам стенда и устройство для его осуществления / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. - № 2010109584/28, заявл. 15.03.2010; опубл. 20.10.2011, Бюл. №29. - 6 с.
4. Пат. 2440250 Российская Федерация, МПК В60С 17/04, В60В 25/02. Безопасное колесо / Мазур В.В., Гайлиш А.В., Енаев А.А.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. - № 2010127793/11, заявл. 05.07.2010; опубл. 20.01.2012, Бюл. №2. - 5 с.
5. Пат. 2452631 Российская Федерация, МПК В60С 5/24, В60В 9/00, В60С 17/04. Безопасное колесо повышенного демпфирования / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. - № 2010152375/11, заявл. 21.12.2010; опубл. 10.06.2012, Бюл. №16. - 6 с.
6. Пат. 2538472 Российская Федерация, МПК 60С 7/12, В60С 7/00, В60В 9/00 Автомобильное колесо с безвоздушной шиной / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. - № 2013120165/11; заявл. 30.04.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. - 10 с.
7. Мазур В.В. Экспериментальная оценка упругих и демпфирующих свойств колёс повышенной безопасности [Электронный ресурс] / Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - № 1 (15). - Брянск: РИО БГУ, 2019. - С. 95-104. - Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2019-N1.pdf>
8. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Издательство "Лань", 2017. 440 с.: ил.
9. Рыков С.П., Мазур В.В., Тетерин С.Н. Безвоздушные шины. Опыт разработки и результаты испытаний / Системы. Методы. Технологии. - 2013. - №4(20). - С. 20-27.
10. Мазур В.В. Повышение живучести и безопасности автомобильных шин. Автомобильные шины с упругими деформируемыми спицами / Автотранспортное предприятие. - 2008. - №8. - С. 37-40.
11. Мазур В.В., Гайлиш А.В. Автомобильные колёса с безвоздушными шинами / Автотранспортное предприятие. - 2011. - №12. - С. 36-38.

12. Мазур В.В. Колёсные движители военной автомобильной техники с усиленной противоминной защитой / Военная мысль. - 2014. - №2. - С. 55-58.
13. Мазур В.В. Технология изготовления автомобильных шин с упругими деформируемыми спицами из эластичного полиуретана / Автотранспортное предприятие. - 2010. - №5. - С. 27-29.
14. Мазур В.В. Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним поддрессориванием колёс: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Братский гос. техн. ун-т. - Братск, 2004. - 151 с.
15. Мазур В.В., Мазур М.А. Экспериментальная оценка способности автомобильных безвоздушных шин самоочищаться от грязи / Системы. Методы. Технологии. - 2014. - №3(23). - С. 78-82.
16. Мазур В.В., Гайлиш А.В., Енаев А.А. Автомобильные колёса с безвоздушными шинами / Автомобильная промышленность. - 2012. - №7. - С. 10-12.
17. Мазур В. В. Колёсные движители планетоходов / Космонавтика и ракетостроение. - 2014. - № 5 (78). - С. 86-90.
18. Мазур В. В. Повышение живучести военной автомобильной техники применением боестойких колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов / Вестник академии военных наук. - 2013. - №4(45). - С. 105-110.
19. Мазур В.В., Мазур М.А. Расчётная оценка конструктивных элементов полиуретановых шин / Системы. Методы. Технологии. - 2013. - № 4 (20). - С. 32-39.
20. Мазур В.В., Мазур М.А. Колебания колёсной машины с боестойкими колёсами при её движении по дорогам с неровными поверхностями / Автомобильная промышленность. - 2014. - № 6. - С. 13-17.
21. Мазур В.В. Динамическая модель колебательной системы эквивалентной машине с боестойкими колёсами при движении по дорогам с неровными поверхностями / Вестник академии военных наук. - 2013. - №2(43). - С. 137-142.
22. Мазур В.В. Математическая модель силового баланса автомобиля при движении по дороге с неровным микропрофилем / Системы. Методы. Технологии. - 2009. - №3. - С. 29-32.
23. Мазур В.В. Определение параметров эксплуатационных свойств автотранспортного средства при движении по неровной дороге / Системы. Методы. Технологии. - 2009. - №2. - С. 39-41.

The method of calculating the forces acting on motor transport tool, when driving on roads with uneven surfaces

Fedotov A.S.^a, Kvasova K.D.^b, Kurochkin K.V.^c

Bratsk State University, Makarenko, 40, Bratsk, Russia

^aartem-mon@yandex.ru, ^bkvasova92@ro.ru, ^cdinoooo2014@yandex.ru

Ключевые слова: safe wheels, springing system, smooth running, normal springiness coefficient, non-spring resistance coefficient, elliptical exponent model.

A well-known disadvantage of pneumatic tires is the loss of work ability with mechanical damage through and forces the use of wheels with internal additional supports to improve the safety of civilian vehicles and the survivability of wheeled armored vehicles. These wheels retain the mobility of the wheeled vehicle and provide long steady and controlled movement at high speed even with the loss of excess air pressure in several pneumatic tires. However, the loss of excess air pressure even in one pneumatic tire leads to a noticeable deterioration in most of the performance properties, especially when driving on roads with uneven surfaces or in off-road conditions. Intensive oscillations lead to an increase in the vibration level of the driver, passengers and goods transported by the vehicle, reducing the performance of high-speed properties, fuel efficiency, stability and controllability of the wheeled vehicle.

Оценка погрешностей данных экспериментальных исследований упругих свойств безвоздушных шин

Мазур В.В.

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, г. Братск, Россия
mazurvv@yandex.ru

Ключевые слова: непневматические шины, характеристика нормальной жёсткости, упругие свойства, погрешность, коэффициент множественной корреляции, сходимость.

Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, определяет необходимость поиска принципиально новых конструктивных решений колёсных движителей для повышения безопасности гражданских автомобилей и живучести колёсной бронетехники, одним из которых является применение безвоздушных шин из эластичных полимерных материалов. На кафедре машиностроения и транспорта Братского государственного университета разработаны, изготовлены и испытаны натурные образцы колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов. Исследования и испытания натурных образцов проводились как на стендах в лабораторных условиях, так и на асфальтобетонной и грунтовой дорогах общего пользования. Оценка погрешностей экспериментальных данных, полученных при стендовых испытаниях упругих свойств безвоздушных шин, осуществлялась с помощью коэффициента множественной корреляции, особенностью которого является возможность использования для любых многофакторных или сложных нелинейных зависимостей.

Безвоздушные шины из эластичных полиуретанов были впервые применены весной 1991 г. на колёсной бронетехнике Южно-Африканской международной технологической компанией совместно с Южно-Африканским институтом оборонных исследований. Значительный вклад в создание и совершенствование безвоздушных шин внесли зарубежные компании, такие как "Юнироял", "Мишлен", "Ресиlient Технолоджис" совместно с Центром полимерной инженерии США, "Поларис", "Йокогама", "Бриджстоун", "Ханкук", "Тойо", "Боинг", "Америтайр", "Гудьир", "Брайтек" и др. В России исследованиями безвоздушных колёсных движителей занимаются ООО "Веском НИЦШП", МГТУ им. Н. Э. Баумана, Южно-Уральский ГУ, Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева и др.

На кафедре машиностроения и транспорта Братского государственного университета (с 1974 г. по 2018 г. - кафедре автомобильного транспорта) накоплен опыт испытаний автомобильных шин [1- 10], в том числе безвоздушных [11-13].

При финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (гос. контракт № 14.740.11.0319, 17 сентября 2010 г. - 26 ноября 2012 г.) были разработаны и изготовлены натурные образцы колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов для легкового автомобиля малого класса (рисунок 1).

В рамках научно-исследовательской работы были проведены лабораторные и дорожные испытания изготовленных натурных образцов.

Целью испытаний являлась опытная проверка конструктивных, расчётных и технологических решений, принятых при разработке безвоздушных шин по их выходным параметрам и характеристикам, а также оценка влияния этих параметров и характеристик на эксплуатационные свойства автотранспортного средства.

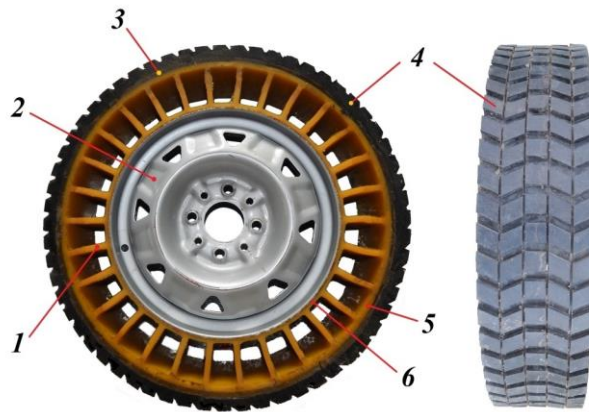


Рис.1 Автомобильное колесо с безвоздушной шиной из эластичных полиуретанов:
 1 - гибкие спицы; 2 - стандартное дисковое колесо 5JX13H2 с глубоким ободом;
 3 - опорное кольцо; 4 - протектор; 5 - соединительное кольцо; 6 - посадочное кольцо

Лабораторные исследования и испытания были направлены на решение следующих задач:

- определение параметров и характеристик натуральных образцов безвоздушных шин и колёс повышенной безопасности, влияющих на плавность хода автомобиля, методами, изложенными в [14] и предполагающими для оценки упругих и демпфирующих свойств построение характеристик нормальной жёсткости в квазистатическом и кривых колебаний надколёсной массы в свободном затухающем режимах нагружения;

- оценка силовой неоднородности натуральных образцов безвоздушных шин, предполагающая регистрацию кривых колебаний нормальной реакции в контакте колёс с ровной недеформируемой поверхностью при качении;

- определение потерь на качение [15] натуральных образцов безвоздушных шин методом выбега, который изложен в [16] и предполагает определение моментов инерции вращающихся масс автомобиля и испытательного стенда и построение зависимости силы и коэффициента сопротивления качению от линейной скорости автомобиля;

- проверка способности безвоздушных шин самоочищаться от грязи в процессе качения.

Лабораторная оценка упругих и демпфирующих свойств, несущей способности и сопротивления качению безвоздушных шин проводилась в сравнении с пневматическими шинами традиционной конструкции, применяемыми на легковых автомобилях малого класса.

Опытное построение характеристик нормальной жёсткости осуществлялось в режиме непрерывного квазистатического нагружения колёс на плоском основании испытательного стенда ШС-77 [17]. Измерение и регистрация нормальной силы осуществлялись с помощью тензометрического датчика [18] в комплекте с цифровым индикатором *DN-10W*, аналого-цифровым преобразователем *E14-140-M* и ЭВМ. Нормальные прогибы автомобильных шин измерялись датчиками линейных перемещений *DACELL LPS-100s* или *RIFTEK РФ603.5-60/100-232-IN-U-12-CG-3*.

На рисунке 2 приведены экспериментальные характеристики нормальной жёсткости натуральных образцов безвоздушных шин, а их технические параметры – в таблице 1.

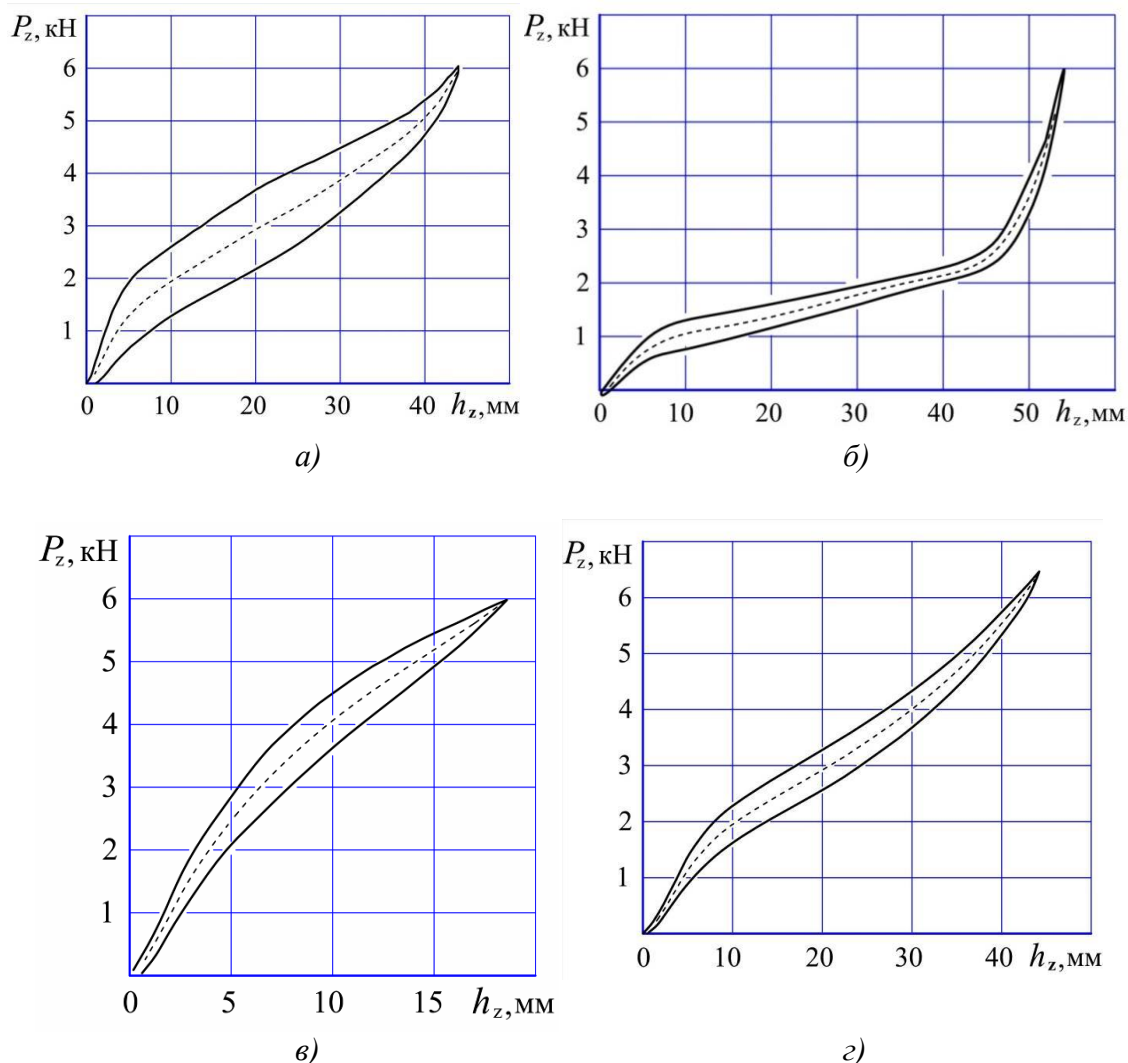


Рис.2 Опытные характеристики нормальной жёсткости натуральных образцов безвоздушных шин:
 а - образца № 1; б - образца № 2; в - образца № 3; з - образца № 4

На характеристиках пунктиром показана средняя линия, расположенная между линиями нагрузки и разгрузки, или, иначе, идеальная характеристика нормальной жёсткости автомобильной шины, характеризуемая отсутствием гистерезисного и других видов трения.

Опытные идеальные характеристики жёсткости были определены как математическое ожидание путём усреднения средних линий реальных характеристик, полученных при тридцати (по числу гибких спиц) циклах "нагрузка-разгрузка" в разных сечениях натуральных образцов безвоздушных шин.

Для оценки погрешностей экспериментальных данных был использован коэффициент множественной корреляции [19], который определяется следующим образом:

$$\rho = \sqrt{1 - (\sigma_{\Delta} / \sigma_P)^2}, \quad (1)$$

где σ_{Δ} - среднее квадратичное отклонение экспериментальных значений от расчётных; σ_P - среднее квадратичное отклонение экспериментальных значений от среднего арифметического расчётного значения.

Таблица 1

Технические параметры натуральных образцов колёс с безвоздушными шинами

Наименование показателя	Образцы безвоздушных шин			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
1. Преполимер гибких спиц и посадочного кольца	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-228
2. Преполимер опорного кольца			СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-682
3. Преполимер протектора		СУРЭЛ ТФ-228		СУРЭЛ ТФ-228
4. Количество гибких спиц	30			
5. Толщина гибких спиц, мм	5		8	
6. Длина гибких спиц, мм	60	55		
7. Ширина профиля шины, мм	120			
8. Высота профиля шины, мм	100			
9. Свободный радиус колеса, мм	265			
10. Толщина опорного кольца, мм	20			8
11. Высота протектора, мм	30	25		
в том числе высота рисунка протектора, мм,	10	5		
12. Масса, кг	12,5	13	14	

Применительно к характеристикам нормальной жёсткости натуральных образцов безвоздушных шин (рисунок 2) среднее квадратичное отклонение σ_{Δ} , характеризующее абсолютную ширину разброса нормальной нагрузки, определялось как

$$\sigma_{\Delta} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_{z\Delta i} - P_{zi})^2}{n}}, \quad (2)$$

где $P_{z\Delta i}$ - экспериментальное i -е значение нормальной нагрузки; P_{zi} - расчётное i -е значение нормальной нагрузки; n - количество точек характеристики жёсткости.

Теоретические идеальные характеристики нормальной жёсткости натуральных образцов были рассчитаны с использованием разработанной математической модели радиального нагружения колеса с безвоздушной шиной. В качестве исходных данных для расчёта были взяты геометрические параметры конструктивных элементов и физико-механических свойств эластичных полиуретанов, приведённых в таблице 1.

На рисунке 3 приведены в сравнении идеальные опытные и расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушных шин.

Коэффициент множественной корреляции позволяет оценить тесноту группирования экспериментальных данных относительно принятой расчётной модели для любых многофакторных или сложных нелинейных зависимостей, то есть сходимость расчётных и экспериментальных характеристик жёсткости во всём заданном диапазоне нормальной нагрузки и вызванного воздействием этой нагрузки нормального прогиба.

Количество точек идеальной характеристики нормальной жёсткости было определено следующим образом:

$$n = \frac{h_{z\max}}{\Delta h_z}, \quad (3)$$

где $h_{z\max}$ - максимальное значение нормального прогиба; Δh_z - шаг дискретизации по нормальному прогибу.

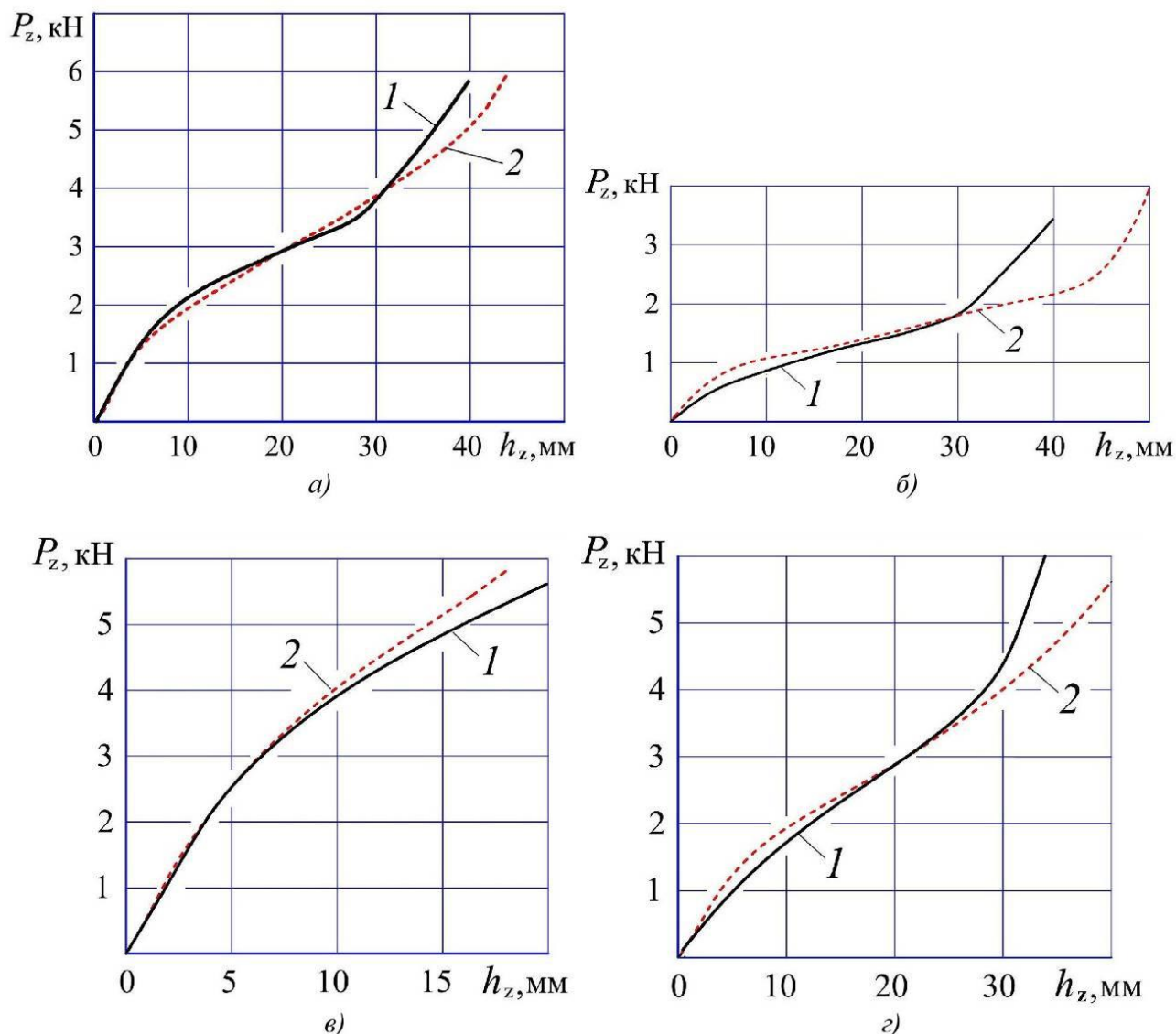


Рис.3 Идеальные характеристики нормальной жёсткости образца: а - образца № 1; б - образца № 2; в - образца № 3; г - образца № 4; 1 - расчётная; 2 - экспериментальная

В свою очередь, среднее арифметическое значение нормальной нагрузки определялось как:

$$P_z = \frac{\sum_{i=1}^n P_{zi}}{n} \quad (4)$$

В конечном итоге, относительные приведённые погрешности экспериментальных данных были определены с использованием следующих выражений:

$$\gamma \approx \frac{1}{2} \sqrt{1 - \rho^2} \quad \text{для } \rho < 0,9; \quad (5)$$

$$\gamma \approx \sqrt{(1 - \rho^2)/3} \quad \text{для } \rho > 0,9; \quad (6)$$

Результаты расчёта погрешностей приведены в таблице 2.

Большие приведённые погрешности обусловлены тем, что при нормальном прогибе $h_{z \max}$ более 30 мм спицы безвоздушных шин взаимодействуют друг с другом и принятые

при составлении расчётной модели условия чистого продольного изгиба и линейной зависимости силы и деформации не выполняются.

Таблица 2

Результаты расчёта относительных приведённых погрешностей экспериментов

Образец безвоздушной шины	$h_{z\max}$, мм	P_z , Н	σ_Δ , Н	σ_P , Н	ρ	γ , %
№ 1	40	2969	324,89	1142	0,959	16,4
№ 2		1312	486,64	897,18	0,840	27,1
№ 3	20	3457	296,95	1586	0,982	10,8
№ 4	34	2719	535,29	1030	0,854	26,0

На рисунке 4 приведены фотографии натуральных образцов безвоздушных шин с прогибом $h_{z\max}$ более 30 мм, наглядно подтверждающие принятое объяснение.

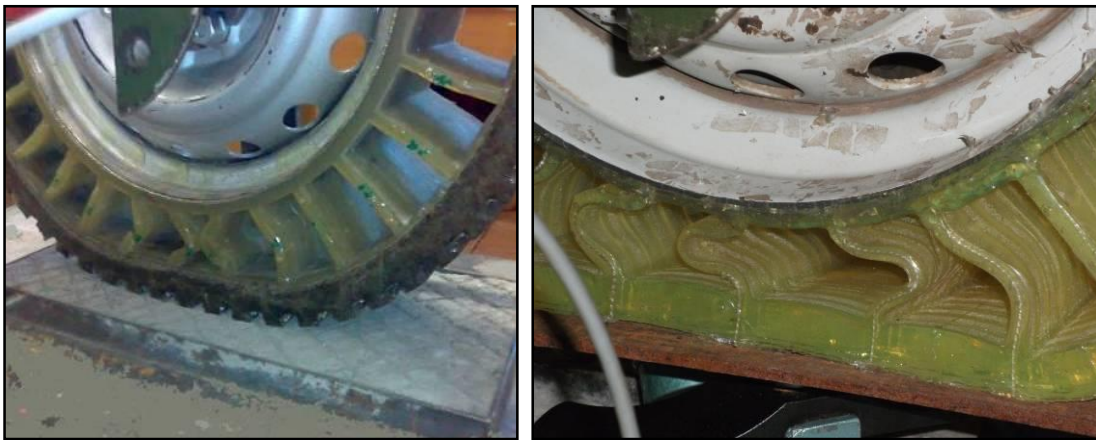


Рис.4 Безвоздушные шины под воздействием нормальной нагрузки

Поэтому в таблице 3 приведены результаты расчёта погрешностей при нормальном прогибе $h_{z\max} = 30$ мм.

Таблица 3

Результаты расчёта относительных приведённых погрешностей экспериментов при $h_{z\max} = 30$ мм

Образец безвоздушной шины	$h_{z\max}$, мм	P_z , Н	σ_Δ , Н	σ_P , Н	ρ	γ , %
№ 1	30	2297	133,11	877,31	0,988	8,8
№ 2		1016	141,91	411,86	0,939	19,9
№ 4		2250	208,05	916,82	0,974	13,1

Большая погрешность экспериментов для образца № 2 объясняется его очень низкой несущей способностью, из-за чего гибкие спицы под воздействием сравнительно небольшой нормальной нагрузки сминаются и сжимаются.

Таким образом, можно сделать вывод о хорошей сходимости экспериментальных и расчётных идеальных характеристик нормальной жёсткости безвоздушных шин, большое влияние на которую оказывает стехиометрия полиуретановых эластомеров и точность изготовления и сборки литейной матрицы.

Результаты научно-исследовательской работы могут быть востребованы изготовителями гражданских и военных автомобилей, колёсной бронетехники [20] и тракторов, строительных и дорожных машин, спецавтотранспорта и колёсных планетоходов.

Литература:

1. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность / Системы. Методы. Технологии. 2010. №2(6). С. 19-30.
2. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса / Автомобильная промышленность. 2011. №1. С. 32-35.
3. Рыков С.П., Коваль В.С. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность / Системы. Методы. Технологии. 2010. №3(7). С. 22-30.
4. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса. Новый подход к моделированию и оценке / Системы. Методы. Технологии. 2009. №4(4). С. 30-33.
5. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Коваль В.С. Экспериментальная оценка неупругого сопротивления в пневматических шинах при комплексном нагружении колеса / В сборнике: Проблемы механики современных машин. Материалы V международной конференции. Ответственный редактор В.С. Балбаров. 2012. С. 82-85.
6. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Гос. науч.-исслед. тракторный ин-т. Москва, 2005.
7. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Поглощающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка / Депонированная рукопись №120-B2013 22.04.2013.
8. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин / Депонированная рукопись №121-B2013 22.04.2013.
9. Rykov S.P., Tarasuyk V.N., Koval V.S., Ovchinnikova N.I., Fedotov A.I., Fedotov K.V. Determination of rolling resistance coefficient based on normal tyre stiffness / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 - Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment" 2018. С. 042093.
10. Rykov S.P., Rykova O.A., Koval V.S., Makhno D.E., Fedotov K.V. Suspension system vibration analysis with regard to variable type ability to smooth road irregularities / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 - Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment" 2018. С. 042094.
11. Рыков С.П., Мазур В.В., Тетерин С.Н. Безвоздушные шины. Опыт разработки и результаты испытаний / Системы. Методы. Технологии. 2013. №4(20). С. 20-27.
12. Mazur V.V. *Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres* / The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London, 2013. С. 40-46.
13. Mazur V.V. *Experimental Research in Automobile Non-Pneumatic Tire Force Heterogeneity* [Электронный ресурс] / МАТЕС Web of Conferences 224, 02019 (2018). ICMTMTE 2018. Режим доступа: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402019>. Creative Commons Attribution Licenses 4.0: <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>.
14. ОСТ 37.001.252-82 Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. М.: НАМИ, 1984. 60 с.
15. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1972. 24 с.
16. ГОСТ Р 52102-2003 *Шины пневматические. Определение сопротивления качению методом выбега*. М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. 12 с.
17. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Издательство "Лань", 2017. 440 с.: ил.
18. Мазур В.В. Способ определения жёсткости и неупругого сопротивления автомобильной шины и стенд для испытаний автомобильных шин: патент на изобретение №2382346, Российская Федерация. Опубликовано 20.02.2010. Бюл. №5.
19. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. 248 с., ил.
20. Мазур В.В. Колёсные движители военной автомобильной техники с усиленной противоминной защитой / Военная мысль. 2014. №2. С. 55-58.

Evaluation of the data errors of experimental studies of the spring properties of airless tires

Mazur V.V.

Bratsk State University, Makarenko, 40, Bratsk, Russia
mazurvv@yandex.ru

Keywords: non-pneumatic tires, normal springiness characteristic, spring properties, error, multiple correlation coefficient, convergence.

A well-known shortcoming of pneumatic tires is the loss of work ability in the case of through mechanical damage and determines the need to search for fundamentally new design solutions for wheel movers to increase the safeness of civilian cars and the survivability of wheeled armored vehicles. One such solution is the use of airless tires made of elastic polymeric materials. The Department of Mechanical Engineering and Transport of the Bratsk State University has developed, manufactured and tested wheels with airless tires from elastic polyurethanes. Studies and tests of wheels were carried out on stands and in laboratory conditions, on asphalt-concrete and dirt roads of general use. The evaluation of the experimental data errors during bench testing of the spring properties of airless tires was carried out using the multiple correlation coefficient, a feature of which is the possibility of using for any multifactorial or complex non-linear dependencies.

УДК 001/62

Наука. Термины и определения. Особенности научной деятельности кафедры машиностроения и транспорта Братского государственного университета

Мазур В.В.

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, г. Братск, Россия
mazurvv@yandex.ru

Ключевые слова: наука, научные знания, научная деятельность, прикладные научные исследования, научно-техническая деятельность.

Научная деятельность является одной из основных для любого высшего учебного заведения. Однако в современных условиях значительная часть научно-педагогических работников не в полной мере представляет, что такое наука и научная деятельность, что приводит к негативным последствиям и замедляет научно-технический прогресс. Федеральные законы, постановления Правительства Российской Федерации и государственные стандарты дают полные и понятные определения. Анализ этих определений и научно-исследовательской деятельности кафедры машиностроения и транспорта Братского государственного университета за длительный период позволяет сделать выводы о том, что профессорско-преподавательский состав кафедры осуществляет научно-исследовательскую деятельность прикладного характера и научно-техническую деятельность, результатом которых является научно-техническая продукция – новые технические, технологические и методологические решения. Статья может быть

полезна студентам, магистрантам, аспирантам технических профилей и преподавателям вузов.

В соответствии с Уставом Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение «Братский государственный университет» является образовательной организацией высшего образования, осуществляющей в качестве основной цели её деятельности образовательную деятельность по образовательным программам высшего образования и научную деятельность, созданной для осуществления образовательных, научных, социальных и иных функций некоммерческого характера. Научная деятельность является одной из основных не только для Братского государственного университета, но и для любого высшего учебного заведения.

Однако в современных условиях значительная часть научно-педагогических работников не в полной мере представляет, что такое наука и научная деятельность. Неправильное или неполное понимание профессорско-преподавательским составом основных особенностей научной деятельности в конкретной области науки передаётся обучающимся, искажая их мировоззрение. По этой же причине редакторами научных журналов по результатам рецензирования не принимаются к публикации оригинальные научные статьи как не имеющие научного содержания. Диссертационными советами предъявляются неадекватные требования к диссертационным работам, их структуре и содержанию. Организаторами конкурсов в сфере науки и техники принимаются необъективные и несправедливые судейские решения. При массовости, которая имеет место в настоящее время, всё это приводит к негативным последствиям и замедляет научно-технический прогресс в целом.

Федеральный закон Российской Федерации № 127 от 23.08.1996 (ред. от 23.05.2016) «О науке и государственной научно-технической политике» [1] и ГОСТ Р 55385–2012 «Интеллектуальная собственность. Научные произведения» [2] дают полные и понятные определения.

Наука – сфера человеческой (общественной) деятельности, направленная на объективное изучение природы – открытие и овладение пониманием процессов и явлений, происходящих в природе и обществе.

Научная (научно-исследовательская) деятельность – это деятельность, направленная на получение новых научных знаний и (или) применение научных знаний, в том числе:

- *фундаментальные научные исследования* – экспериментальная или теоретическая деятельность, направленная на получение новых знаний об основных закономерностях строения, функционирования и развития человека, общества, окружающей среды;

- *прикладные научные исследования* – исследования, направленные преимущественно на применение новых знаний для достижения практических целей и решения конкретных задач;

- *поисковые научные исследования* – исследования, направленные на получение новых знаний в целях их последующего практического применения (ориентированные научные исследования) и (или) на применение новых знаний (прикладные научные исследования) и проводимые путём выполнения научно-исследовательских работ.

Научные знания – знания об объективных законах природы и общества.

Современная наука делится на шесть сложившихся в результате разделения труда основных сфер научных знаний, существенно различающихся между собой по предметному основанию и методологическому инструментарию. В соответствии с Приказом Росстата №305 от 06.09.2010 (ред. от 29.08.2013) «Об утверждении статистического инструментария для организации федерального статистического наблюдения за занятостью населения и деятельностью, осуществляемой в сфере образования, науки и инноваций» и Номенклатурой специальностей научных работников, утвержденной Приказом Министерства образования и науки РФ №59 от 25.02.2009 существует следующая классификация областей науки: 1)

естественные науки; 2) технические науки; 3) медицинские науки; 4) сельскохозяйственные науки; 5) общественные науки; 6) гуманитарные науки.

Кафедра машиностроения и транспорта (МиТ) Братского государственного университета (БрГУ) осуществляет научно-исследовательскую деятельность в области технических наук (05.00.00). В соответствии с ФЗ № 127 [1] *научно-техническая деятельность* – деятельность, направленная на получение новых знаний, применение известных и новых знаний для решения технологических, инженерных, экономических, социальных, гуманитарных и иных проблем, обеспечения функционирования науки, техники и производства как единой системы.

Как научная, так и научно-техническая деятельности направлены на получение конкретных результатов. *Научный и (или) научно-технический результат* – продукт научной и (или) научно-технической деятельности, содержащий новые знания или решения и зафиксированный на любом информационном носителе. В свою очередь, *научная и (или) научно-техническая продукция* – научный и (или) научно-технический результат, в том числе результат интеллектуальной деятельности, предназначенный для реализации.

Анализ взятых из ФЗ № 127 [1] и ГОСТ Р 55385–2012 [2] терминов и определений и научно-исследовательской деятельности кафедры МиТ БрГУ за длительный период позволяет сделать следующие выводы:

- научно-исследовательская деятельность научно-педагогических работников кафедры МиТ БрГУ не направлена на получение новых научных знаний и создание научной продукции;

- кафедра МиТ БрГУ осуществляет научно-исследовательскую деятельность прикладного характера и научно-техническую деятельность, результатом которых является научно-техническая продукция – новые технические, технологические и методологические решения, в большинстве случаев имеющие практическую ценность [3-13];

- путём выполнения научно-исследовательских работ кафедра МиТ БрГУ осуществляет поисковые научные исследования, целью которых является практическое применение новых знаний для получения новых технических, технологических и методологических решений, что равнозначно прикладным научным исследованиям.

Научно-исследовательская работа – комплекс теоретических и (или) экспериментальных исследований, проводимых с целью получения обоснованных исходных данных, изыскания принципов и путей создания (модернизации) продукции [1].

Кафедра МиТ БрГУ также выполняет опытно-конструкторские работы и экспериментальные разработки, которые являются завершающими этапами прикладных научных исследований и позволяют проверить правильность теоретических расчётов, намечают пути совершенствования и развития конструкций, обосновывают оптимальные решения при создании новых образцов и модернизации техники. В соответствии с ФЗ № 127 [1] *опытно-конструкторская работа* – это комплекс работ по разработке конструкторской и технологической документации на опытный образец, изготовлению и испытаниям опытного (головного) образца (опытной партии), выполняемых для создания (модернизации) продукции. *Экспериментальные разработки* – деятельность, которая основана на знаниях, приобретенных в результате проведения научных исследований или на основе практического опыта, и направлена на сохранение жизни и здоровья человека, создание новых материалов, продуктов, процессов, устройств, услуг, систем или методов и их дальнейшее совершенствование [1].

Ещё одним заблуждением среди значительной части научно-педагогических работников является то, что технический объект (машина, её агрегаты, узлы и детали) не может быть объектом научных исследований, а новые технические или технологические решения, защищённые патентами на изобретение или группы изобретений, не являются результатами научной или научно-технической деятельности и не обладают научной новизной.

В соответствии с Постановлением Правительства РФ № 842 от 24.09.2013 (ред. от 01.10.2018) «О порядке присуждения учёных степеней» (вместе с «Положением о присуждении учёных степеней») [14] патенты на изобретения, патенты (свидетельства) на полезную модель, патенты на промышленный образец, патенты на селекционные достижения, свидетельства на программу для электронных вычислительных машин, базу данных, топологию интегральных микросхем, зарегистрированные в установленном порядке, приравниваются к публикациям в рецензируемых изданиях, в которых излагаются основные научные результаты диссертации на соискание учёной степени.

Диссертация на соискание учёной степени доктора наук – научно-квалификационная работа, в которой на основании выполненных автором исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение, либо решена научная проблема, имеющая важное политическое, социально-экономическое, культурное или хозяйственное значение, либо изложены *новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения*, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата наук – научно-квалификационная работа, в которой содержится решение научной задачи, имеющей значение для развития соответствующей отрасли знаний, либо изложены *новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения и разработки*, имеющие существенное значение для развития страны.

В соответствии с «Патентным законом Российской Федерации» № 3517-1 от 23.09.1992 (ред. от 02.02.2006) [15] *патент на изобретение, патент на полезную модель и патент на промышленный образец* – это охраняемые документы, удостоверяющие исключительное право, авторство и приоритет изобретения, полезной модели или промышленного образца. Патенты не публикуются и поэтому не являются публикациями, в том числе научными. Однако в состав заявки, например, на изобретение входят: описание изобретения, формула изобретения, реферат, чертежи и иные материалы при необходимости, которые не рецензируются как научные статьи, но в соответствии с «Гражданским кодексом Российской Федерации (часть четвертая)» № 230-ФЗ от 18.12.2006 (ред. от 23.05.2018) [16] осуществляется их экспертиза по существу и публикация на интернет-портале Федерального института промышленной собственности и в официальных бюллетенях «Изобретения. Полезные модели».

В соответствии с ГОСТ Р 15.011–96 «Система разработки и постановки продукции на производство. Патентные исследования. Содержание и порядок проведения» [17] при подготовке заявки на изобретение выполняются патентные исследования – исследования технического уровня и тенденций развития объектов хозяйственной деятельности, их патентоспособности, патентной чистоты, конкурентоспособности (эффективности использования по назначению) на основе патентной и другой информации.

Объект патентных исследований – объект хозяйственной деятельности и сама хозяйственная деятельность субъекта [17].

Объект хозяйственной деятельности – объекты техники, в том числе создаваемые по Государственному оборонному заказу, объекты промышленной (интеллектуальной) собственности, ноу-хау, услуги, предоставляемые хозяйствующим субъектом [17].

В ГОСТ Р 15.011–96 [17] к объектам техники условно отнесены результаты (и средства) хозяйственной деятельности, являющиеся товаром: промышленная продукция (машины, приборы, оборудование, материалы и т.д.); объекты капитального строительства, научно-техническая продукция, селекционные достижения, штаммы микроорганизмов, технологические процессы, включая химические процессы, биотехнологические, сельскохозяйственные, медицинские препараты, способы лечения людей и животных.

Хозяйствующий субъект – любой участник народнохозяйственной деятельности [17].

По своему характеру и содержанию *патентные исследования относятся к прикладным научно-исследовательским работам* и являются неотъемлемой составной частью обоснования принимаемых хозяйствующими субъектами решений народнохозяйственных задач, связанных с созданием, производством, реализацией, совершенствованием, использованием, ремонтом и снятием с производства объектов хозяйственной деятельности [17]. Следовательно, технические и технологические решения, которые не были известны из существующего уровня техники, полученные в результате интеллектуальной деятельности с использованием результатов патентных исследований, являются результатами научной и (или) научно-технической деятельности и обладают научной новизной.

Техническое или технологическое решение может быть представлено как *гипотеза* – научно обоснованное предположение (предполагаемый технический результат изобретения). В свою очередь, научно-исследовательские опытно-конструкторские работы, проводимые как до подачи заявки на изобретение, так и после получения патента, позволяют обосновать принятое техническое или технологическое решение как научное положение и обеспечить законченность научного исследования.

Литература:

1. Федеральный закон Российской Федерации от 23.08.1996 года № 127-ФЗ (редакция от 23.05.2016 года) «О науке и государственной научно-технической политике».
2. ГОСТ Р 55385–2012 «Интеллектуальная собственность. Научные произведения». Москва: Стандартинформ, 2015.
3. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчётах подвески и колебаний колёсных машин: автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук / Гос. науч.-исслед. тракторный ин-т. Москва, 2005.
4. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность / Системы. Методы. Технологии. 2010. [№2\(6\)](#). С. 19-30.
5. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса / Автомобильная промышленность. 2011. [№1](#). С. 32-35.
6. Рыков С.П., Коваль В.С. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность / [Системы. Методы. Технологии](#). 2010. [№3\(7\)](#). С. 22-30.
7. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса. Новый подход к моделированию и оценке / [Системы. Методы. Технологии](#). 2009. [№4\(4\)](#). С. 30-33.
8. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Коваль В.С. Экспериментальная оценка неупругого сопротивления в пневматических шинах при комплексном нагружении колеса / В сборнике: Проблемы механики современных машин. Материалы V международной конференции. Ответственный редактор В.С. Балбаров. 2012. С. 82-85.
9. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Поглощающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка / Депонированная рукопись №120-B2013 22.04.2013.
10. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин / Депонированная рукопись №121-B2013 22.04.2013.
11. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Издательство "Лань", 2017. 440 с.: ил.
12. Rykov S.P., Tarasuyk V.N., Koval V.S., Ovchinnikova N.I., Fedotov A.I., Fedotov K.V. Determination of rolling resistance coefficient based on normal tyre stiffness / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 - Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment" 2018. С. 042093.
13. Rykov S.P., Rykova O.A., Koval V.S., Makhno D.E., Fedotov K.V. Suspension system vibration analysis with regard to variable type ability to smooth road irregularities / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 - Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment" 2018. С. 042094.

14. Постановление Правительства Российской Федерации от 24.09.2013 года № 842 (редакция от 01.10.2018 года) «О порядке присуждения ученых степеней» (вместе с «Положением о присуждении учёных степеней»).

15. Патентный закон Российской Федерации от 23.09.1992 года № 3517-1 (редакция от 02.02.2006 года).

16. Гражданский кодекс Российской Федерации (часть четвертая) от 18.12.2006 года №230-ФЗ (редакция от 23.05.2018 года).

17. ГОСТ Р 15.011–96 «Система разработки и постановки продукции на производство. Патентные исследования. Содержание и порядок проведения». - ИПК Издательство стандартов, 1996.

The science. Terms and definitions. Features of the scientific activities of the Department of Mechanical Engineering and Transport of the Bratsk State University

Mazur V.V.

Bratsk State University, Makarenko, 40, Bratsk, Russia
mazurv@yandex.ru

Keywords: science, scientific knowledge, scientific activity, applied scientific research, scientific and technical activity.

Scientific activity is one of the main for any university. However, in modern conditions a significant part of scientific and pedagogical workers do not fully represent what science and scientific activity are. This leads to negative consequences and slows down scientific and technical progress. Federal laws, Regulations of the Government of the Russian Federation and State standards provide complete and understandable definitions. The analysis of these definitions and research activities of the Department of Mechanical Engineering and Transport of the Bratsk State University for a long period leads to the conclusion that the department carries out applied research and scientific and technical activities. Their result is scientific and technical products. These are new technical, technological and methodological solutions. The article may be useful to students, undergraduates, postgraduates of technical profiles and university professors.

УДК 621.4(075.8)

Оценка качества процессов сгорания и расширения бензинового и дизельного двигателей автомобиля

Витковский С.Л.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия
vitsl@mail.ru

Ключевые слова: рабочий процесс двигателя, тепловой баланс, коэффициент полезного действия, эффективность процессов сгорания и расширения.

Аннотация. Распределение теплоты, вводимой при сгорании топлива, характеризует поршневой двигатель как тепловой двигатель. В данной статье рассмотрены возможности повышения мощности и коэффициента полезного действия за счёт улучшения значений параметров от фактически используемых значений до возможных. Большой эффект даёт увеличение коэффициента использования тепла

(увеличение КПД на 20%) и приближение коэффициента скругления индикаторной диаграммы к значению единица (увеличение КПД на 4,3%). Соответственно увеличивается мощность (на 20,1% и 4,1%). Снижение давления и температуры в конце процесса выпуска до предельных значений, характерных для данного типа двигателя, не приводит к заметному результату. Что касается дизельного двигателя, существенный эффект даёт также повышение коэффициента использования тепла (увеличение КПД на 22%) и коэффициента скругления индикаторной диаграммы до предельного значения (увеличение мощности на 4,3%). Влияние давления и температуры в конце процесса выпуска ничтожно мало. Полученные количественные результаты соответствуют изменению лишь одного параметра при прочих неизменных исходных данных. Расчёты проведены в соответствии с принятой методикой.

Расчёт рабочих процессов поршневого двигателя внутреннего сгорания хорошо изучен и представлен в работах [1,2,3]. Конструкторы двигателей постоянно совершенствуют их с целью повышения качества, улучшения экологичности, конкурентоспособности по сравнению с другими видами двигателей. Прогресс в организации рабочих процессов и конструкции систем двигателей обеспечивается использованием компьютерной техники. Отдельное внимание уделяется и повышению надёжности поршневого двигателя автомобиля.

Двигатель внутреннего сгорания, являясь тепловым двигателем, характеризуется распределением теплоты, вводимой при сжигании топлива, на полезную, используемую для получения работы, и теплоту потерянную, бесполезную. Повышение доли полезной теплоты приводит к повышению мощности двигателя, а снижение потерь – к повышению коэффициента полезного действия. В данной работе предлагается в процессе проведения теплового расчёта двигателя определить, какие резервы имеет улучшение параметров процессов сгорания и выпуска. Их значения изменяются от фактически реализуемых до «теоретически» возможных, недостижимых, но являющихся целью на данном этапе проектирования двигателей. Эти резервы оцениваются двумя показателями: изменением мощности и коэффициента полезного действия (КПД).

Расчёты проведены для двигателя VA3-2106 в среде проектирования MathCAD в соответствии с методикой, изложенной в [3]. Параметры номинального режима двигателя соответствуют его краткой технической характеристике: номинальная мощность $N_e = 55,5$ кВт, при частоте 5400 об/мин, рабочий объём $1,57$ дм³, диаметр цилиндра 79 мм, ход поршня 80 мм, степень сжатия $\varepsilon = 8,5$ [4]. Следующие параметры, определяющие процесс впуска и сжатия, выбраны так, чтобы соответствовать технической характеристике:

$\alpha_b = 0,81$ – коэффициент избытка воздуха,

$\eta_v = 0,77$ – коэффициент наполнения,

$P_r = 0,105$ МПа – давление в конце процесса выпуска,

$T_r = 1100$ К – температура в конце процесса выпуска.

Для бензиновых двигателей варьируемые параметры по статистическим данным находятся в следующих пределах: коэффициент использования тепла $\xi = 0,8...0,95$, давление и температура конца процесса выпуска $P_r = (1,05...0,25) \cdot P_0$ и $T_r = 900...1100$, коэффициент скругления индикаторной диаграммы $\varphi = 0,94...0,97$, показатель политропы расширения $n_2 = 1,23...1,30$.

Результаты расчёта представлены в таблице 1. Строка 1 соответствует вышеперечисленным исходным параметрам. Из таблицы видно, что повышение коэффициента использования тепла ξ до 0,95 приводит при прочих неизменных исходных данных к повышению мощности на 20,1% и КПД на 20%.

Сравнение результатов эффективности изменения параметра карбюраторного двигателя

№ п/п	η	$\Delta\eta$	N_e , кВт	ΔN_e	ξ	P_r	T_r	φ	n_2
1	0,254	–	55,5	–	0,8	1,05	1100	0,94	1,25
2	0,305	20%	66,7	20,1%	0,95				
3	0,255	-	55,5	-		1,25			
4	0,255	0,4%	55,7	0,3%			900		
5	0,264	4.3%	57,8	4,1%				0,97	
6	0,244	-0,4%	53,4	-3.8 %					1,30

Увеличение давления конца процесса выпуска P_r практически не даёт результатов. Снижение температуры конца процесса выпуска T_r улучшает на несколько десятых процента показатели двигателя, так как уменьшаются потери тепла, выброшенные с отработавшими газами в атмосферу.

Коэффициент скругления индикаторной диаграммы φ существенно (4.1 и 4.3%) повышает КПД и мощность двигателя, так как увеличивается работа верхней петли индикаторной диаграммы.

Анализ влияния изменения параметров для дизельного двигателя проведён на примере двигателя с наддувом КамАЗ 740.13-260. Установлен малый наддув с давлением в компрессоре 0,12 МПа. Параметры номинального режима двигателя соответствуют его краткой технической характеристике: номинальная мощность $N_e = 191$ кВт, при частоте 2600 об/мин, рабочий объём 10,85 дм³, диаметр цилиндра 120 мм, ход поршня 120 мм, степень сжатия $\varepsilon = 16$ [4]. Следующие параметры, определяющие процесс впуска и сжатия, выбраны так, чтобы соответствовать технической характеристике:

$\alpha_b = 1,6$ – коэффициент избытка воздуха,

$\eta_v = 0,9$ – коэффициент наполнения,

$n_k = 1,65$ – показатель политропы сжатия компрессора,

$\lambda = 1,9$ – степень повышения давления.

Для дизельных двигателей с наддувом по статистическим данным варьируемые параметры находятся в следующих пределах: коэффициент использования тепла $\xi = 0,7...0,88$, давление и температура конца процесса выпуска $P_r = (0,75...0,98) \cdot P_k$, $T_r = 600...900$, коэффициент скругления индикаторной диаграммы $\varphi = 0,92...0,95$, показатель политропы расширения $n_2 = 1,23...1,27$.

Таблица 2

Сравнение результатов эффективности изменения параметра дизельного двигателя

№ п/п	η	$\Delta\eta$	N_e , кВт	ΔN_e	ξ	P_r	T_r	φ	n_2
1	0,348	–	191	–	0,7	0,98	900	0,92	1,23
2	0,325	22%	67,7	21,1%	0,88				
3	0,345	-0,9%	189,4	- 0,8%		0,75			
4	0,354	1,7%	194,2	1,7%			600		
5	0,363	4.3%	199.3	4,3%				0,95	
6	0,332	-0,5%	175,6	-0.8 %					1,27

Результаты расчёта представлены в таблице 2. Строка 1 соответствует вышеперечисленным исходным параметрам. Значительный положительный эффект конечно даёт увеличение коэффициента использования тепла ξ , так как тепло, не поступившее в рубашку охлаждения превращается в работу. Незначительный отрицательный результат даёт

изменение P_T и n_2 . Увеличение показателя политропы расширения снижает площадь индикаторной диаграммы и увеличивает потери тепла в систему охлаждения.

Исследованию повышения качества бензиновых и дизельных двигателей посвящены ряд работ, в том числе и автора этой статьи [5,6,7].

Данное исследование позволяет сделать следующие выводы:

- 1) оценка улучшения параметров процессов сгорания и расширения двигателя может быть осуществлена изменением его мощности и коэффициента полезного действия, при прочих неизменных исходных данных;
- 2) на примере рассмотренных двигателей видно, что наиболее значительные приросты определяются коэффициентом использования тепла и коэффициентом скругления индикаторной диаграммы. Практически не оказывают влияние температура и давление в конце процесса выпуска.

Литература:

1. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов. Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.: ил.
2. Шатров М.Г., Морозов К.А., Алексеев И.В. и др. Автомобильные двигатели: Учебник для студ. высш. учеб. заведений; под ред. М.Г. Шатрова. 2-ое изд., испр. М.: Издательский центр «Академия», 2011. 464 с.
3. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов – 3-е изд. перераб. и доп.–М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.
4. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО «Трансколсантинг», НИИАТ, 1994. – 779 с.
5. Витковский С.Л., Разумов Ю.А. Диагностика системы питания двигателя с использованием кривой разгона на холостом ходу / Механики XXI века. XII Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов. – Братск: Изд-во БрГУ, 2013. – 266 с. С. 200–204.
6. Витковский С.Л., Илларионов А.П. Коэффициент снижения мощности на холостом ходу / Труды Братского государственного университета: Сер.: Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири: в 2 т. – Братск: Изд-во БрГУ, 2011. –Т.2.–252 с. С. 70–75.
7. Витковский С.Л. Тепловая напряжённость поршня двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом // Современная наука: теоретический и практический взгляд: сборник статей Международной научно-практической конференции (28 ноября 2015 г., г. Челябинск) В 3 ч. Ч.2 – Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА САЙНС, 2015. 270 с. С. 15–19.

Combustion and enlargement processes efficiency evaluation off petrol and diesel automobile engines

Vitkovsky S.L.

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation
vitsl@mail.ru

Keywords: engine operation, heat balance, efficiency, combustion process, enlargement process.

Abstract. Reciprocating engine is thermal engine, that transform heat from fuel combustion. The questions of power and efficiency increasing potentialities at the expense of value parameter optimization from real to possible are shown. Grate effect gives increasing of heat utilization factor (efficiency increase is 20%) and of indicator rounding factor (efficiency increase is 4.3%). Power increasing also (20.1% and 4.1%). Pressure and temperature of the end of the discharge process that characterize our engine class have now a little result. As to diesel automobile engines grate

effect gives increasing of heat utilization factor too (efficiency increase is 22%) and of indicator rounding factor (power increase is 4.3%). The impact of pressure and temperature of the end of the discharge process is wary little. These quality results are received by changing only one parameter. The rest was constant. Design procedure is well-known.

УДК 129.1-44/-455.9

Влияние наработки с начала эксплуатации и возраста автомобилей УТТ НГДП на параметр потока отказов

Власов А.В.^a, Теньковская С.А.^b

Тюменский индустриальный университет, Володарского 38, Тюмень, Россия
arte_13@mail.ru, tenkovskajasa@tyuiu.ru

Ключевые слова: автомобильный транспорт, параметр потока отказов, наработка, стохастическая зависимость, прогнозирование, нефтегазодобыча.

Выявлена роль своевременного прогнозирования параметра потока отказов для автотранспортного предприятия. Предложена модель стохастической зависимости параметра потока отказов от наработки автомобиля и времени его эксплуатации. Установлено, что с увеличением наработки автомобиля и времени эксплуатации параметр потока отказов изменяется интенсивнее.

Нефтегазодобывающая отрасль является бюджетообразующей в Тюменском регионе. Добыча нефти и газа непосредственно зависит от эффективности работы вспомогательных структурных подразделений, и, в том числе, управлений по технологическому транспорту.

В нефтегазодобывающей отрасли в условиях Севера и Сибири подвижной состав занимает первостепенное значение, так как обеспечивает возможность работы на больших расстояниях от постоянного базирования, возможность доставки грузов без перегрузки.

Одним из важнейших условий, определяющих ритмичную и устойчивую работу транспортных систем, является безотказная работа автомобилей. Следовательно, поддержание подвижного состава в постоянной технической готовности является приоритетной задачей любого транспортного предприятия.

При эксплуатации автомобилей непрерывно протекают процессы, предопределяющие снижение, а в некоторых случаях потерю их работоспособности. Причем для автомобилей, работающих в условиях Севера, эти процессы могут протекать более интенсивно по сравнению с другими автомобилями [3].

Полная или частичная потеря объектом (автомобилем) работоспособности - отказ - является центральным понятием в теории надежности. При наступлении отказа автомобиль не может выполнять заданные функции или параметры его технического состояния выходят за допустимые пределы. По характеру изменения параметра технического состояния отказы можно разделить на две группы: внезапные и постепенные [4].

Внезапные отказы возникают в результате сочетания случайных внешних воздействий и неблагоприятных факторов, превышающих возможности элемента автомобиля к их восприятию.

Постепенными называют отказы, которые возникают в результате протекания процессов старения, ухудшающих начальные параметры элементов автомобиля. Главным признаком постепенного отказа является то, что вероятность его возникновения в течение заданного пробега зависит от длительности предыдущей работы.

Для любого управления технологического транспорта важной задачей является непрерывный анализ динамики показателей надежности, что дает возможность вовремя заметить намечающуюся тенденцию к снижению надежности, выявить причины этого и принять меры по их устранению, т.е. выполнить прогнозирование надежности на некоторый период будущей наработки и времени эксплуатации, если изменение средних значений показателей имеет некоторую закономерность.

Для оценки влияния пробега и времени с начала эксплуатации на параметр потока отказов были проведены экспериментальные исследования в условиях управления технологического транспорта нефтегазодобывающего предприятия (УТТ НГДП). Исходные данные за 2006-2015 год получили по предприятию, парк подвижного состава которого насчитывает более 350 автомобилей марки КАМАЗ. Был проанализирован параметр потока отказов на девяти интервалах наработки: 0 - 30000, 30000 –60000, ..., 240000 - 270000 км. Внутри каждого интервала автомобили были разбиты на группы по сроку эксплуатации: 0-2, 2-4,... ,10-12 лет.

Автомобили эксплуатировались в идентичных условиях на дорогах с твёрдым покрытием. Среднегодовые пробеги отличались незначительно и для 80% автомобилей составляли от 30 до 50 тысяч километров. Обработка и анализ полученной информации осуществлялась в соответствии с общепринятыми в теории надежности методами.

На рисунке 1 представлен график изменения параметра потока отказов в зависимости от наработки и времени.

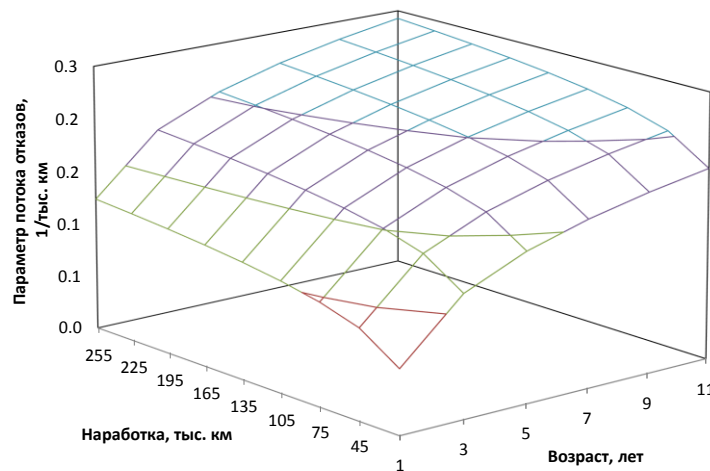


Рис.1 Изменение параметра потока отказов в зависимости от наработки и времени

Из графика видно, что в интервале от 10 до 50 тысяч км. общего пробега наблюдается наиболее интенсивный рост параметра потока отказов. Это так называемый период приработки, когда происходит выявление и устранение технологических дефектов. Далее наблюдается плавное возрастание параметра потока отказов с увеличением наработки. Также из графика видно, что с увеличением срока эксплуатации автомобиля увеличивается параметр потока отказов.

Исходя из полученных данных, была установлена двухфакторная зависимость параметра потока отказов от пробега и возраста автомобиля. Результаты аппроксимации экспериментальных данных показали, что закономерность удовлетворительно описывается степенной моделью вида:

$$y = a_1 * \ln L + a_2 * \ln T,$$

где a_1, a_2 – постоянные коэффициенты модели;

L – общий пробег автомобиля, тыс. км;

T – возраст автомобиля, лет.

Параметры модели, полученные с помощью метода Левенберга-Марквардта в программе Stamm 4.1 [1, 2] представлены ниже.

число итераций: 50,
вычислений функции: 326,
сумма остатков начальная - 1.01457,
конечная - 0.214355,
стандартная ошибка оценки - 0.00170178,
коэффициент множественной детерминации - 0.985867,
индекс множественной корреляции - 0.675157,
критерий Фишера - 64.1815, табличное (1,27) - 4.183;
 $a_1=0.02237 \pm 0.09645$,
 $a_2=0.04944 \pm 0.28046$.

Таким образом, проанализировав данные эксплуатационных наблюдений, можно прийти к выводу, что с увеличением пробега и времени количество отказов автомобилей увеличивается, ухудшается его техническое состояние и надежность. Следовательно, руководству транспортного предприятия следует принимать взвешенные и обоснованные управленческие решения по использованию, обновлению и списанию транспортных средств.

Полученные результаты позволяют:

- спрогнозировать параметр потока отказов автомобилей;
- обеспечить наличие необходимых запасных частей на складе для ремонта транспортных средств;
- снизить простои транспортных средств в ожидании ремонта;
- рационализировать срок эксплуатации автомобилей.

Литература:

1. Маняшин, А.В. Использование Stamm 3.0 при решении научных и инженерно-технических задач [Текст] / А.В. Маняшин. – Тюмень: ТИУ, 2017 – 191 с.
2. Маняшин, А.В. Прогнозирование и планирование ресурсов на автомобильном транспорте с использованием информационных технологий [Текст] / А.В. Маняшин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2015. – С. 146.
3. Сухов, Н. Срок службы автомобиля / Н. Сухов // Автомобильный транспорт. - 1983. - № 9. - С. 9-11.
4. Токарев, Т.Г. Рациональные сроки службы автомобилей / Т.Г. Токарев. - М.: Автотрансиздат, 1962. – 77 с.

Correction rate of fuel consumption of a special vehicle

Vlasov A.V.^a, Tenkovskaja S.A.^b

Industrial University of Tyumen, Volodarsky st.,38, Tyumen, 625048, Russian Federation

^aarte_13@mail.ru, ^btenkovskajasa@tyuiu.ru

Keywords: road transport, the parameter of the flow of failures, operating time, stochastic dependence, forecasting, oil and gas production.

The role of timely forecasting of the failure rate parameter for the road transport enterprise is revealed. The model of stochastic dependence of the parameter of the flow of failures from the operating time of the car and its operation time is offered. It is established that with the increase in developments of vehicle and time of parameter flow of failures varies widely.

Анализ современного состояния многослойных защитных конструкций из композиционных материалов

Бохоева Л.А.^{1,a}, Садовский Г.П.^{1,b}, Гуртовой С.С.^{1,c}

¹Восточно-сибирский государственный университет технологий и управления, Ключевская 40В, Улан-Удэ, Россия

^abohoeva@yandex.ru, ^brooper2582@gmail.com, ^crempel.serzh@mail.ru

Ключевые слова: космические аппараты, композиционные материалы, защитные экраны, космический мусор, solidworks, ansys.

В работе проведен анализ современного состояния исследований многослойных защитных конструкций из композиционных материалов и создания эффективной защиты аппаратов от мелкого космического мусора. Представлены виды защитных экранов для космических аппаратов от мелкого космического мусора. Выполнена 3D модель защитного экрана для космического аппарата в программном комплексе SolidWorks из слоистых композиционных материалов. Защитный экран состоит из прочных многослойных внешних панелей и расположенного между ними сотового заполнителя.

Введение

В данной работе проведен анализ современного состояния исследований многослойных защитных конструкций из композиционных материалов. Проанализированы теоретические и экспериментальные работы отечественных и зарубежных авторов по направлению:

- оценка повреждений космических аппаратов от воздействия высокоскоростных частиц космического мусора и создания эффективной защиты аппаратов от мелкого космического мусора.

Значительный рост космических аппаратов (КА) на орбите приводит к сильному росту засорения космического пространства, что представляет собой потенциальную угрозу для долговременной безопасности космической деятельности и прямую угрозу безопасной жизнедеятельности людей околоземного пространства [1]. В настоящее время существует несколько возможных решений проблемы космического мусора. Увод объектов космического мусора с орбиты и кинематическое воздействие фрагментов мусора на КА представлены в работах [2,3]. В работах [4,5] рассмотрены проблема управления движением КА при подлете к объекту космического мусора и разработка алгоритма предварительной фильтрации объектов космического мусора.

Ввиду сосредоточения на низких орбитах большого количества космического мусора, для низкоорбитальных КА задача проектирования многослойных корпусов и защитных экранов из композиционных материалов особенно актуальна. Повреждение КА зависит от свойств материала и интенсивности потоков сверхскоростных частиц. Встречи КА с крупными фрагментами космического мусора редки и однозначно заканчиваются катастрофой. Повреждение КА зависит от интенсивности потоков сверхскоростных частиц и свойств материала. Анализ повреждений КА при скорости соударения от 0,01 до 1,5 км/с. показал, что происходит расслаивание слоев в многослойных корпусах и их защитных экранах [6,7]. Не смотря на всю ценность представленных исследований, столкновение КА с объектами космического мусора в ряде случаев сегодня является неизбежным, поэтому требуются новые исследования многослойных композитных защитных конструкций с техногенными дефектами, возникшими вследствие воздействия высокоскоростных частиц космического мусора [8-13].

В работе [14] проведен анализ существующих защитных экранов космических аппаратов. Однослойный экран (Рис.1), состоящий из двух металлических листов (верхний и нижний) и сотового наполнителя. Такой экран не способен защитить КА от частиц мусора, превосходящих толщину самого экрана.

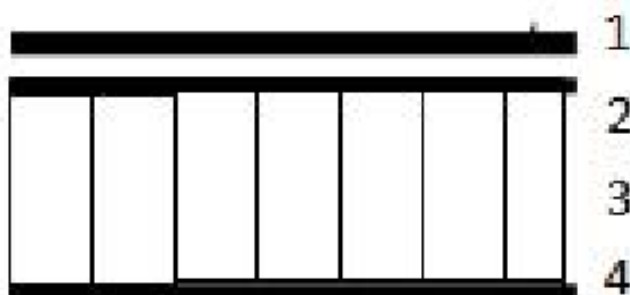


Рис.1 Схема экрана из трехслойной панели: 1 – защищаемая поверхность; 2 – передняя стенка; 3 – соты; 4 – задняя стенка

Эффективным способом защиты от частиц космического мусора различных размеров являются защитные экраны в виде панелей (Рис.2), состоящих из слоев различных материалов (сэндвич-панели).

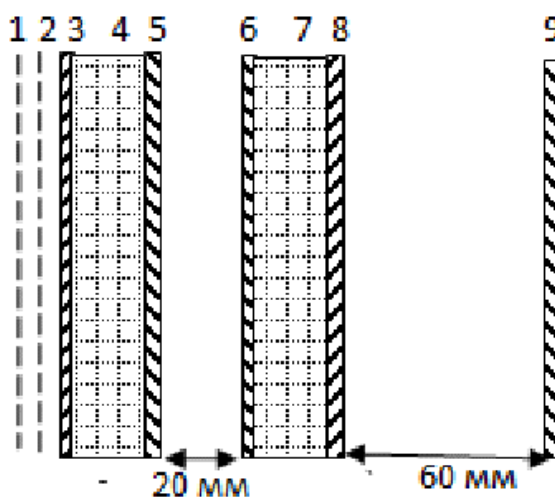


Рис.2 Сэндвич - панели с двумя экранами из сотопанелей и сетки: 1,2 – сетка из толстой проволоки; 3,5,6,8 – алюминиевые стенки; 4,7 – соты алюминиевые; 9 – защищаемая конструкция космического аппарата

Моделирование

В работе была выполнена 3D модель защитного экрана для КА в программном комплексе SolidWorks из слоистых композиционных материалов [15,16]. Данная программа предназначена для создания твердотельных и оболочных моделей деталей, обеспечивает моделирование изделий любой степени сложности и назначения и поддерживает поверхностное моделирование.

Модель защитного экрана состоит из двух тонких многослойных панелей, между которыми находится сотовый наполнитель. В программе была смоделированы соты с шестигранной ячейкой, шириной 5мм, высотой 3см (Рис.3а, 3б). В программе SolidWorks в режиме «Сборка» создан сотовый наполнитель (Рис.4): созданы вспомогательные плоскости, нарисован контур с помощью сплайнов на созданных плоскостях. Далее, были смоделированы две многослойные панели (передняя и задняя) и создана полная модель защитного экрана (Рис.5).

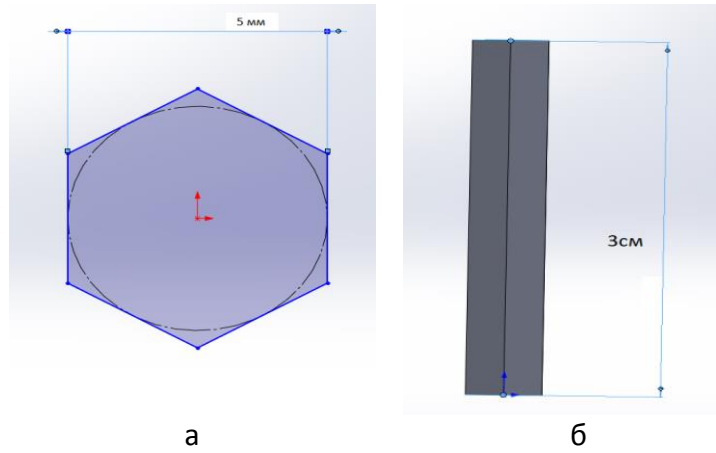


Рис. 3 Модель соты: а- ширина соты, б- высота соты

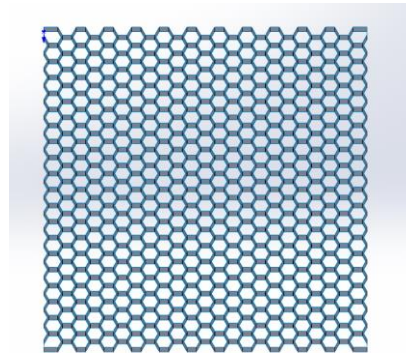


Рис.4 Сотовая составляющая экрана

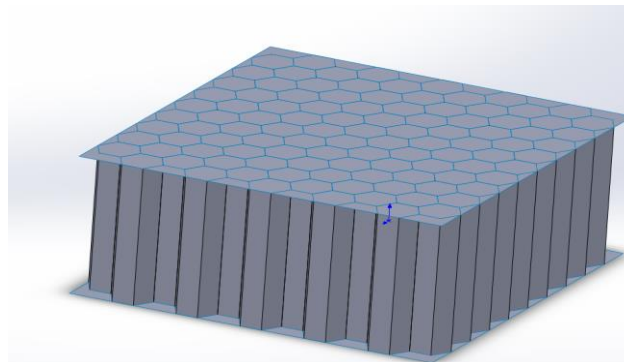


Рис.5 3D модель защитного экрана

Расчеты на прочность и жесткость будут выполнены в программном комплексе ANSYS с помощью модулей Fluid Flow (Fluent), расчет композиционного материала в модуле Composite PrePost и в Direct Optimization, оптимизация с использованием Adaptive Single-Objective Optimization (программа адаптивной одноцелевой оптимизации) [17,18]. В качестве материала для сотового слоя выбран стеклопластик, обладающий высокими жесткостными и прочностными характеристиками. Для верхней и нижней панелей выбран материал углепластик.

Вывод

Проведен анализ современного состояния исследований многослойных защитных конструкций из композиционных материалов и создания эффективной защиты аппаратов от мелкого космического мусора. Не смотря на всю ценность представленных исследований, требуются новые исследования многослойных композитных защитных конструкций с техногенными дефектами, возникшими вследствие воздействия высокоскоростных частиц космического мусора.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ №18-29-18050/18

Литература:

1. Зеленцов В.В. Проблемы мелкого космического мусора. / В.В. Зеленцов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. Журн. 2015. №04. С. 89-104.
2. Steindorfer M.A., Kirchner G., Koidl F., Wang P. Наблюдение и преследование объектов космического мусора с использованием данных по направлению в реальном времени // Adv. Space Res. 2017. Т. 60, №6. С. 1201-1209.
3. Богданова В.С., Замятин Д.А., Кольга В.В. Методы защиты космических аппаратов от внешних воздействий. / В.С. Богданова, Д.А. Замятин, В.В. Кольга // Решетневские чтения. 2017. С. 9-10.
4. Felicetti L., Emami M.R. Отношение координации нескольких космических аппаратов для наблюдения за космическим мусором// Adv. Space Res. 2017. Т.59, №5. С.1270-1288.
5. Баранов А.А., Каратунов М.О. Методика выявления и оценки сближений космического аппарата с объектами космического мусора// Инженерный журнал: Наука и инновации. 2016. 4(52). URL: <http://engjournal.ru/articles/1485/1485.pdf>.
6. Герасимов А.В., Пашков С.В., Христенко Ю.Ф. Защита космического аппарата от техногенных и естественных осколков. Эксперимент и численное моделирование. / А.В. Герасимов, С.В. Пашков, Ю.Ф. Христенко// Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2011. №4(16). С. 70 –78.
7. Малкин А.И., Занозин В.М., Кононеко М.М., Топоров Ю.П., Шумихин Т.А. Цивадзе А.Ю. Новая концепция защиты космических аппаратов от микрометеороидов и орбитального мусора. / А.И. Малкин, В.М. Занозин, М.М. Кононеко, Ю.П. Топоров, Т.А. Шумихин, А.Ю. Цивадзе// Доклады академии наук, Техническая физика. 2011. том 436. №4. С.470-473.
8. Михайловский К.В., Резник С.В., Юрченко С.О. Прогнозирование зарождения и эволюции дефектов в материалах композитных конструкций многоразовых космических аппаратов на основе многомасштабного математического моделирования // Вестн. МГТУ. Сер. Приборостр. 2010. С.30-43.
9. Батраков А.В., Попов С.А., Нефёдцев Е.В., Дубровская Е.Л., Шнайдер А.В. Плазменный метод обнаружения дефектов изоляции в бортовой аппаратуре космических аппаратов// Решетневские чтения: Материалы 19 Международной научной конференции, Красноярск: Изд-во СибГУ им. акад. М.Ф. Решетнёва, 2015. Ч.1. С.272-274.
10. Герасимов А.В., Пашков С.В., Христенко Ю.Ф., Черепанов Р.О. Высокоскоростное взаимодействие естественных и техногенных частиц с элементами космических аппаратов// Мех. композиц. матер. и конструкций. 2017. Т.23, №1. С.117-133.
11. Heinrich S., Legloire D., Tromba A., Tholot M., Nold O. Устойчивость космического корабля к орбитальному мусору// 6 IAASS Conference "Safety is Not an Option", Montreal, 21-23 May, 2013. С.25-34.
12. Бохоева Л.А. «Особенности расчёта на прочность элементов конструкций из изотропных и композиционных материалов с допустимыми дефектами» / Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2007. - 192 с.
13. Bokhoeva L.A., Rogov V.E., Chermoshentseva A.S., Lobanov D.V. Stability and process of destruction of compressed plate of layered composite materials with defects// В сборнике: Innovative Technologies in Engineering. VII International Scientific Practical Conference. Conference Proceedings. National Research Tomsk Polytechnic University. 2016. С. 12077
14. Зеленцов В.В. «Защита космического аппарата от воздействия фрагментов мелкого космического мусора» / Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 06. С. 123–142.
15. Бохоева Л.А., Буторин А.А., Баиров С.А., Кондратьева А.Н., Ипатов Д.Н. Моделирование элементов конструкции беспилотного летательного аппарата в программном комплексе SolidWorks// Механика XXI века. 2018. № 17. С. 281-286.
16. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Чермошнцева А.С., Перевалов А.В. Моделирование и технология изготовления конструкций авиационной техники из композиционных материалов// Вестник ВСГУТУ. 2013. № 2 (41). С. 12-18.
17. Бохоева Л.А., Перевалов А.В., Чермошнцева А.С., Курохтин В.Ю., Лыгденов Б.Д., Рогов В.Е. Экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости изделий авиационной техники// Вестник ВСГУТУ. 2013. № 5 (44). С. 46-53.
18. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Филиппова К.А. Испытание изделий авиационной техники с применением нового программного обеспечения для сбора, обработки данных и построения текущего состояния деформированного изделия// Вестник ВСГУТУ. 2015. № 4 (55). С. 20-25.

Analysis of the current state of multilayer protective structures made of composite materials

Bokhoeva L.A.^{1a}, Sadovsky G.P.^{1b}, Gurtovoy S.S.^{1c}

¹ East Siberia State University of Technology and Management, bldg. 1 40v Klyuchevskaya st., Ulan-Ude, 670013, Russian Federation

^abohoeva@yandex.ru, ^brooper2582@gmail.com, ^crempel.serzh@mail.ru

Keywords: spacecraft, composite materials, protective screens, space debris, Solidworks, Ansys.

The paper analyzes the current state of research of multilayer protective structures made of composite materials and the creation of effective protection of vehicles from small space debris. Presents types of protective screens for spacecraft from small space debris. The 3D model of the protective screen for the spacecraft in the SolidWorks software complex of layered composite materials. The protective screen consists of durable multi-layered external panels and honeycomb core located between them.

УДК 621.785:621.891

Изучение антифрикционных свойств никотрированных покрытий

Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Сержантова Г.В., Канунникова И.Ю.

ФГБОУ ВО «Тулльский государственный университет»
nbf62@yandex.ru**Ключевые слова:** покрытие, коэффициент трения, изнашивание, схватывание.

В работе в качестве реагента для проведения операции никотрирования были предложены перегретые пары солей аммония, которые имеют определенные технологические преимущества. Применяемые соли не являются токсичными и дорогостоящими, обеспечивают высокую степень экологической чистоты. Технология использования данных солей связана с заметным сокращением времени на процесс обработки и снижением его энергоемкости.

Проведен триботехнический эксперимент на изнашивание трех типов покрытий, полученных на базе никотрированного слоя.

Результаты исследований позволили получить закономерности для коэффициента трения и критического времени до начала процесса схватывания покрытий. Получены эмпирические функции зависимостей.

Улучшение антифрикционных свойств сплавов на основе железа возможно в направлении создания триботехнических покрытий, поэтому весьма перспективно изучение многофазных термохимических слоев, получаемых на основе сульфидов, молибденитов и оксидов некоторых элементов. Подобные покрытия могут быть получены в результате диффузионной обработки материалов в так называемых перегретых парах, получаемых на основе водных растворов соответствующих солей.

В результате химических реакций на поверхности никотрированных покрытий формируется комплексное термооксидное покрытие, состав которого определяется тем, раствор какой соли используется при создании перегретого парового реагента. С позиции наилучшей прирабатываемости и антифрикционности наибольший интерес представляют водные растворы солей аммония, содержащие дополнительно такие элементы, как азот, сера и кислород. Эти элементы в процессе химических реакций с компонентами основы образуют слой, который включает нитридные, сернистые и оксидные фазы, а также более мягкие сульфидные, молибденидные и другие включения.

В антифрикционных технологиях для получения рабочей среды-реагента в виде насыщенного перегретого пара водного раствора солей можно использовать универсальное термическое оборудование, например, шахтные печи. Применяемые соли не являются токсичными и дорогостоящими, обеспечивают высокую степень экологической чистоты не только в цехе, но и непосредственно у печей. Использование в качестве реагента перегретых паров солей имеет и определенные технологические преимущества, связанные с заметным сокращением времени на процесс обработки и снижением его энергоемкости.

В процессе антифрикционной обработки сталей на основе комбинированного раствора соли молибденовокислого и роданистого аммония могут в принципе формироваться окислы трех типов: Me_3O_4 (магнетит); Me_2O_3 (гематит) и MeO (вюстит) - в зависимости от температуры насыщения. Магнетит как желательная с точки зрения лучшего комплекса технологических и эксплуатационных свойств фаза формируется в диапазоне температур от 550 до 580°C. Температурные зоны формирования других оксидов: 580...600°C - для гематита, 600...620°C - для вюстита. Увеличение продолжительности

процесса не оказывает заметного влияния на изменение фазового состава термохимических пленок.

Особого внимания требует скорость охлаждения деталей после антифрикционной термохимической обработки. Быстрое охлаждение от рабочих температур насыщения 550...600°C способствует формированию высоких внутренних напряжений сжатия непосредственно в антифрикционной пленке, которая поэтому в процессе эксплуатации может растрескиваться или даже отслаиваться. Толстые термохимические покрытия способствуют формированию высоких внутренних макронапряжений, что провоцирует ускоренное зарождение усталостной трещины. Технологическим параметром, влияющим на напряженное состояние в покрытии, является также продолжительность процесса термохимической обработки.

Для целей антифрикционной термохимической обработки были апробированы две аммонистые соли: молибдена $\text{NH}_4\text{Mo}_2\text{O}_7$ и роданистое соединение NH_4CNS .

С позиций получения благоприятных антифрикционных свойств, для приготовления основы жидкого реагента наилучшими являются аммонистые соли, в частности соль молибденовокислого аммония. Использование данной соли позволяет получить атмосферу реакции, в которой содержатся следующие компоненты:

- аммиак, который должен уменьшать процессы деазотации поверхностного слоя железоуглеродистых сплавов и повышать таким образом коррозионные характеристики покрытия;

- молибденовый ангидрид, выступающий в качестве катализатора в процессах термического окисления и участвующий в формировании сложных соединений на основе магнетита и серы;

- водный пар, активизирующий эффект формирования окислов на основе железа.

Солевая добавка роданида аммония в молибденат при температуре $\sim 400^\circ\text{C}$ термически диссоциирует с образованием в том числе комплексного сернистого соединения S_4 , заполняющего макропустоты поверхностного слоя.

Был разработан рациональный состав водного раствора солей молибдената и роданида аммония в следующей пропорции: 20 г/л и 10 г/л соответственно. Анализ степени заполняемости микропор в карбонитридном слое сернистым S_4 -антифрикционным наполнителем показал, что процесс паротермической обработки следует проводить при температуре 580°C , времени до 20...30 мин и расходе жидкого реагента 20...30 г/мин.

Ниже приводятся результаты триботехнического эксперимента на изнашивание трех типов покрытий, полученных на базе никотрированного слоя. Реализовывался режим ресурсного трения с предварительным смазыванием поверхности трения дизельным маслом типа МС-20 методом окунания. Для антифрикционного анализа покрытий получали зависимости коэффициента трения $f_{\text{тр}}$ от времени скольжения пары $\tau_{\text{тр}}$ и рассматривали следующие параметры:

- 1) $f_{\text{тр}}^1$, $f_{\text{тр}}^2$ и $f_{\text{тр}}^3$ - установившиеся значения коэффициента трения покрытий: никотрированного, пропитанного только в среде молибденита, пропитанного в среде молибденита (одинарная пропитка) и роданистого аммония (двойная пропитка);

- 2) $\tau_{\text{тр}}^1$, $\tau_{\text{тр}}^2$ и $\tau_{\text{тр}}^3$ - критическое время до начала процесса схватывания покрытий, характеризующихся резким повышением коэффициента трения.

В табл. 1 представлены данные по $f_{\text{тр}}^i$ - и $\tau_{\text{тр}}^i$ - параметрам для девяти режимов изнашивания. Принимая во внимание адгезионную природу анализируемых параметров в исследуемом режиме трения с ресурсным смазыванием, вводится критерий $K_{\text{т}}$ имеющий температурный смысл и нормируемый выражением

$$K_{\text{т}} = \sigma_{\text{к}}^{0,7} \cdot V_{\text{ск}}^{0,4}$$

Таблица 1

Значения триботехнических критериев $f_{тр}$ и $\tau_{тр}$ для трех типов никотрированных покрытий

Режимы трения:		Критерий K_{τ} , $\left(\frac{МПа \cdot м}{с}\right)$	Тип антифрикционной обработки						Критерий адгезионной стойкости ΔK_{τ}		
σ_k (МПа)	v (м/с)		никотрирование		никотрирование одинарной пропиткой		никотрирование двойной пропиткой		$\tau_{тр}^3 / \tau_{кр}^1$	$\tau_{тр}^3 / \tau_{кр}^2$	$\tau_{тр}^2 / \tau_{кр}^1$
			$f_{тр}^1$	$\tau_{тр}^1$ (мин)	$f_{тр}^2$	$\tau_{тр}^2$ (мин)	$F_{тр}^3$	$\tau_{тр}^3$ (мин)			
0.5	0.8	0.87	0.07	7.8	0.04	10.0	0.04	9.5	1.22	0.95	1.28
2.0		1.50	0.16	5.6	0.10	7.2	0.08	7.6	1.36	1.05	1.29
2.5		1.75	0.20	5.5	0.14	6.0	0.12	7.5	1.36	1.25	1.09
4.0		2.41	0.40	4.5	0.24	3.8	0.20	6.8	1.51	1.79	0.84
5.0		2.84	0.55	4.0	0.32	3.0	0.23	6.3	1.58	2.10	0.75
0.5	1.3	1.09	0.08	7.0	0.05	10.0	0.04	8.5	1.21	0.85	1.43
1.5		1.52	0.17	5.5	0.10	6.5	0.08	8.0	1.46	1.23	1.18
2.0	2.6	3.59	0.78	3.5	0.45	2.5	0.28	6.0	1.71	2.40	0.72
0.5		2.10	0.30	4.7	0.18	4.5	0.15	7.2	1.53	1.60	0.96

Получено, что с повышением K_{τ} -фактора временной параметр $\tau_{тр}$ нелинейно снижается, в то время как антифрикционная константа $f_{тр}$, так же нелинейно возрастает.

Результаты исследований позволили получить закономерности, которые можно записать определенными эмпирическими функциями:

для коэффициента трения $f_{тр}$ типа

$$f_{тр} = f_{тр}^0 - K_{\tau}^{\beta},$$

для критического времени до заедания $\tau_{кр}$ типа

$$\tau_{тр} = \tau_{тр}^0 - K_{\tau}^{\alpha}.$$

В табл. 2 представлены соответствующие значения слагаемых $f_{тр}^0$ и $\tau_{тр}^0$, а также степенных показателей степени α и β .

Таблица 2

Значения параметров эмпирических уравнений

Тип антифрикционной обработки никотрированных покрытий	Показатели		Слагаемые	
	α	β	$\tau_{кр}^0$	$f_{тр}^0$
1. Без обработки	0,55	1,75	8,5	0,008
2. Одинарная антифрикционная обработка	1,46	1,75	17,0	0,042
3. Двойная антифрикционная обработка	0,30	0,70	8,0	0,090

Исходя из данных настоящей таблицы, следует отметить следующее: никотрированные покрытия без антифрикционной доработки имеют наилучшие показатели прирабатываемости как по коэффициенту трения (сочетание наибольших значений $f_{тр}^0$ и β), так и по критическому времени до заедания. Одинарная термохимическая обработка значительно улучшает антиадгезионные показатели при малых значениях K_{τ} -фактора (значение $\tau_{кр}^0$ максимально и составляет ~ 17 мин). Однако при превышении значения $K_{\tau} > 1,8$ (МПа · м/с) коэффициент трения начинает резко повышаться (так как $\beta = 1,75$) и,

наоборот, время до заедания патологически сокращается (так как $\alpha = 1,46$). Двойная термохимическая обработка значительно улучшает оба $f_{тр}^0$ - и $\tau_{кр}^0$ -показателя прирабатываемости.

Литература:

1. Власов В.М., Нечаев Л.М. Работоспособность высокопрочных термодиффузионных покрытий в узлах трения машин. - Тула.: Приокск. кн. изд-во, 1994. -235с.
2. Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Маркова Е.В., Сержантова Г.В. Разработка комплексной оценки антифрикционных свойств карбонитридных покрытий // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. В.В. Измайлова. Вып. 5. Тверь: ТГТУ, 2012. С. 75-79.

The study of antifriction properties of coatings nikotrirovaniya

Nechaev L.M., Fomicheva N.B., Serjantova G.V., Kanynnikova I.Yu.

Tula State University
nbf62@yandex.ru

Keywords: coating, coefficient of friction, wear, setting.

Work as a reagent for the operation of nicotrirovaniya was offered a pair of overheated ammonium salts, which have certain technological advantages. Applied salts are non-toxic and expensive, provide a high degree of environmental cleanliness. The technology of using these salts is associated with a noticeable reduction in the processing time and a decrease in its energy intensity. Conducted an experiment on the tribological wear of three types of coatings obtained on the basis of nicotrirovaniya layer. The results of the research allowed to obtain regularities for the coefficient of friction and the critical time before the beginning of the coating setting process. Empirical functions of dependences are obtained.

УДК 621.9:621.891

Анализ триботехнического состояния рабочих поверхностей инструмента

Маликов А.А., Маркова Е.В., Чечуга О.В.

ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»
marta06@yandex.ru

Ключевые слова: микросхватывание, выкрашивание, штамп, разрушение, износ

В данной работе проведено изучение возможных направлений повышения режущих свойств и сопротивляемости разрушению штамповых инструментов, изготовленных из высокохромистых сталей X12, X12Ф1 и X12МФ. Исследования показали, что определяющее влияние на поверхностную прочность и склонность к адгезионному схватыванию имеет неоднородность распределения первичных и вторичных хромистых карбидов.

Проведена оценка и анализ триботехнического состояния рабочих поверхностей инструмента, которая позволила выявить основные проявления схватывания и адгезии.

Качество конструирования, технология механического изготовления, а также термическая обработка инструмента определяют его эксплуатационные свойства. По этой причине повышение эксплуатационной стойкости инструмента в холодно-высадочных штампах, и особенно в метизном производстве имеет большое практическое значение.

В работе были рассмотрены различные факторы, влияющие на долговечность штампов, в частности наличие отверстий в инструменте и их расположение, механические и термические внутренние напряжения, качество штамповых сталей и их обрабатываемость резанием, термическая обработка и стабильность размеров.

В процессе вырубki из листового материала рабочие кромки инструмента подвергаются воздействию ассиметричных циклических нагрузок, вследствие чего одни и те же поверхностные микрообъемы сталей подвергаются многократному пластическому передеформированию. Эффекты выкрашивания и сколов чаще всего происходят вследствие протекания процессов микросхватывания, которые предопределяются адгезионными свойствами поверхностных слоев инструментального и обрабатываемого материалов.

Исследования возможных направлений повышения режущих свойств и сопротивляемости разрушению штамповых инструментов, изготовленных из высокохромистых сталей X12, X12Ф1 и X12МФ показали, что определяющее влияние на поверхностную прочность и склонность к адгезионному схватыванию имеет неоднородность распределения первичных и вторичных хромистых карбидов. Установлено, что большая дисперсность карбидной легированной фазы и равномерность ее распределения способствует повышению вязкопластических свойств. Это обеспечивает соответственно повышенное сопротивление хрупкому разрушению гетерогенного по структуре инструментального материала.

Были исследованы механизмы изнашивания холодно-высадочных штампов, которые работают в условиях отсутствия на контакте с обрабатываемым тонколистовым материалом из мягкой стали и цветных сплавов.

В отличие от пуансона для круглых отверстий поверхность фасонного пуансона очень глубокая и грубая по рельефу и особенно в геометрических переходах профиля. При этом основным механизмом изнашивания является микрорезание. Причем, возможны в рамках этого механизма малоцикловые разновидности процесса микрорезания, а также полидеформационные эффекты повреждаемости. Процессы микрорезания могут быть локальными и в этом случае на поверхности трения остаются несрезанные объемы в виде микростружки.

Рентгеноструктурный анализ показал, что в процессе эксплуатации пуансона формируются умеренные сжимающие напряжения величиной 350-400 МПа.

Пробивной пуансон круглого сечения изнашивается на рабочем его участке по высоте равной 10-12 мм. Рельеф изношенной поверхности данного инструмента имеет равномерную шероховатость без выраженных царапин от процессов микрорезания, а также глубинных когезионных вырывов и микротрещин.

Можно предположить определенную последовательность изнашивания поверхностных слоев рабочего участка пуансона. На первой кинетической стадии вследствие проявления «вялых» адгезионных процессов осуществляется формирование на трущихся поверхностях неглубоких «белых слоев» за счет субструктурных эффектов при повышении в первую очередь плотности дислокаций и фрагментации микроструктуры. Процесс последующего утолщения «белых слоев» за счет данного механизма протекает до момента создания слоя определенной толщины, соответствующей заданным технологическим нагрузкам. На последующем этапе эксплуатации пуансона реализуется эффект постепенного отслаивания микрообъемов переупрочненных «белых слоев». Кроме того, возможно протекание процесса выкрашивания.

Обобщенный анализ показал, что основным видом повреждаемости поверхности на всех видах инструмента является изнашивание, предопределяемое адгезионными взаимодействиями инструментальных сталей со штампуемым материалом.

Оценка и анализ триботехнического состояния рабочих поверхностей инструмента показали, что в общем виде для холодно-высадочного инструмента возможны следующие проявления схватывания и адгезии:

- налипание частиц материала (не может вызывать катастрофического разрушения поверхностного слоя инструмента);

- образование тонкой пленки налета (интенсивное изнашивание, особенно в случае отделения пленки в процессе штамповки и переход ее из зоны трения);

- перенос частиц твердого металла на мягкую обрабатываемую поверхность (приводит к катастрофическому износу узла трения, особенно при очень высоких рабочих давлениях и температурах);

- вырывание микрообъемов с поверхности более твердого материала с образованием глубоких борозд, уступов и впадин (происходит интенсивный наклеп поверхностных слоев на значительную глубину).

Весьма нетривиальным представляется обнаруженный факт обратного массопереноса, т.е. стали с пробивного пуансона на обрабатываемый материал. В этом случае на поверхности инструмента формируется, правда весьма неглубокий, кратер с характерными «развалами» по контуру. Размер подобных когезионных вырывов составляет 1000-3000 мкм.

В ходе исследований получено, что стандартные методы технологической обработки инструмента: объемная термообработка и пластическое деформирование не позволяют увеличить их работоспособность.

Литература:

1. Власов В.М., Нечаев Л.М. Работоспособность высокопрочных термодиффузионных покрытий в узлах трения машин. -Тула: Приокск. кн. изд-во,1994. -235с.

2. Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Иванькин И.С. Определение параметров трещиностойкости никотрированных сталей // Современные наукоемкие технологии, 2007. - №5. - с.89-92

3. Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Маркова Е.В. Распределение внутренних напряжений по глубине поверхностного слоя стали 65С2ВА//Материалы V Международной конференции «Деформация и разрушение материалов и наноматериалов», 26-29 ноября 2013г. Москва, ИМЕТ РАН: сборник науч.тр, Москва, 2013, С.339-340

4. Околович Г.А. Штамповые стали для холодного деформирования металлов. – Барнаул: Изд – во АлтГТУ, 2010 г. – 202 с.

Analysis of the tribological condition of working surfaces of the tool

Malikov A. A., Markova E.V., Czeczuga O.V.

Tula State University

marta06@yandex.ru

Keywords: microgateway , chipping, stamped, fracture, wear

In this paper, a study of the possible directions of increase of cutting properties and resistance to fracture of stamping tools made of high-chromium steels X12, X12Φ1 and X12МФ. Studies have shown that the determining effect on the surface strength and the tendency to adhesion setting has a heterogeneity of distribution of primary and secondary chromium carbides. The assessment and analysis of the tribotechnical state of the working surfaces of the tool, which allowed to identify the main manifestations of setting and adhesion.

УДК 539.41

Анализ напряженно-деформированного состояния многослойной балки при поперечном изгибе

Горунович С.Б.

У-ИТЭЦ ПАО «ИРКУТСКЭНЕРГО», г. Усть-Илимск, Россия

Gorunovich@uitec.irkutskenergo.ru

Ключевые слова: многослойная балка, поперечный изгиб, касательные напряжения, прочность.

В данном исследовании мы проанализировали напряженно-деформированное состояние многослойной, статически определимой балки при поперечном изгибе. Во введении мы подчеркнули, что проблема учета прочностных свойств составных слоев многослойных конструкций остается актуальной на сегодняшний день. Дополнительной целью нашей работы явился анализ возможности использования упрощенных инженерных методов сопротивления материалов для решения подобных задач. С целью выявления основных зависимостей мы рассмотрели следующие расчетные модели: поперечный изгиб многослойного бруса при отсутствии связей между слоями; поперечный изгиб многослойной балки с прочными связями между слоями. В результате мы получили простые зависимости для инженерных прочностных расчетов многослойных балок. При этом выявили, что анализ прочностных свойств многослойных балок при поперечном изгибе сводится к определению максимальных нормальных и касательных напряжений в составляющих слоях и на границе между слоями. Мы проверили применимость выведенных зависимостей, используя числовой пример и конечно-элементный анализ конструкции. Следовательно, можно утверждать, что основные зависимости сопротивления материалов остаются применимыми для определения максимальных напряжений многослойных конструкций с учетом особенностей их структуры и механических свойств слоев.

Многослойные конструкции становятся обычными конструктивными элементами зданий, сооружений и машин. Появление и распространение новых материалов с выдающимися физическими и механическими свойствами служит толчком для усовершенствования существующих и появлению новых многослойных конструкций, сочетающих в своей структуре различные качества слоев для более эффективной эксплуатации конструкции в целом [1].

В инженерной практике часто приходится сталкиваться с многослойными покрытиями и кровлями, футерованными трубами и емкостями, армированными конструкциями. При этом в многослойной конструкции выделяют несущий слой и слои со специальными свойствами. При определении несущей способности такой конструкции, как правило, рассчитывают на прочность несущий слой, вес остальных слоев причисляют к весовой нагрузке. Причем оказывается, что некоторые слои имеют наряду со специальными свойствами, также существенные механические и прочностные, что позволяет им, фактически, не догружать несущий слой, а даже дополнительно его усиливать. Все это приводит к недооценке несущей способности конструкции в целом, наличию необоснованно завышенных коэффициентов запаса и т.д.

Также в инженерной практике, в большинстве случаев, используются упрощенные модели для прочностных расчетов, поэтому даже достаточно широкие по сечению элементы конструкций рассчитываются по стержневым и балочным моделям. Например, при поперечном изгибе балок величины касательных напряжений, которые могут приводить к продольному расслоению рассчитываются по формуле Журавского, простой и удобной

зависимости с удовлетворительным результатом. При этом данная зависимость не адаптирована для расчета многослойных балок, которые, в определенных случаях могут иметь выраженную тенденцию к расслоению, особенно по границам между слоями. В итоге для расчетов в таких случаях приходится использовать достаточно сложный аппарат метода конечных элементов, другие численные методы решений систем дифференциальных уравнений, что ограничивает сферу их применения. При этом при чистом изгибе анализ напряженно-деформированного состояния многослойных балок проводился многими авторами, в т.ч. в пластической и упругопластической постановке [2-4]. Целью нашей работы является попытка заполнить данный пробел.

Предварительно проанализируем простейший случай, ярко иллюстрирующий стремление многослойной балки к расслаиванию, Рис.1.

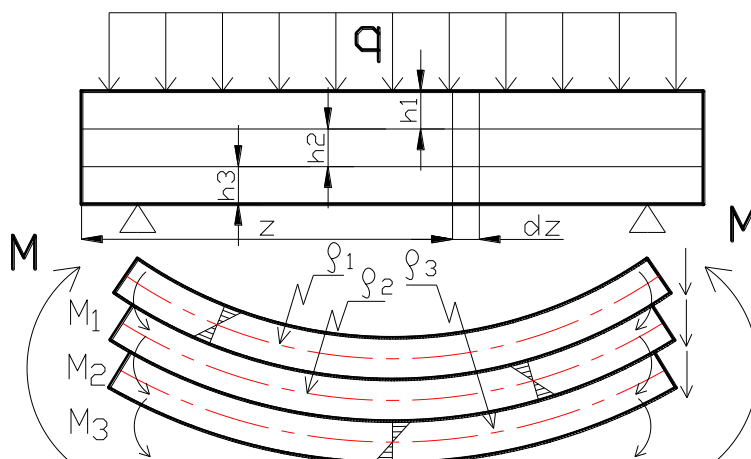


Рис.1 Поперечный изгиб многослойного бруса при отсутствии связей между слоями

Если принять допущение:

$$\rho_1 \approx \rho_2 \approx \rho_3 = \rho, \quad (1)$$

где ρ – радиус изгиба, то очевидно, что каждый слой будет воспринимать часть нагрузки, прямо пропорционально своей относительной жесткости $E_i J_i$, где E_i – модуль упругости материала i -го слоя; J_i – момент инерции слоя, относительно своей собственной нейтральной линии изгиба. Т.е:

$$M_i = (E_i J_i M) / \sum_{i=1}^3 E_i J_i, \quad (2)$$

где M_i , M – изгибающий момент в сечении i -го слоя ($i = 1, 2, 3$), суммарный изгибающий момент в сечении конструкции, соответственно. Для модели на Рис.1 максимальный изгибающий момент приходится на середину балки:

$$M_{\max} = q \cdot L_b^2 / 8, \quad (3)$$

где q – равномерно распределенная нагрузка; L_b – длина балки.

Характерной особенностью данного случая многослойной конструкции является несовпадение нейтральных линий изгиба – каждый слой имеет свою нейтральную линию, проходящую через свой центр тяжести сечения, со своим радиусом ρ_i . Поэтому соотношения (1, 2) выполняется приблизительно (справедливы при малых прогибах, при малых толщинах слоев по сравнению с длиной балки).

Рассмотрим поперечный изгиб многослойной балки с прочными связями между слоями. При этом рассмотрим равновесие фрагмента балки длиной dz , Рис.2.

В данном случае зависимости (1, 2) выполняются строго. Все слои балки изгибаются относительно единой нейтральной линии изгиба, которая имеет смещение от центра тяжести сечения балки на величину e .

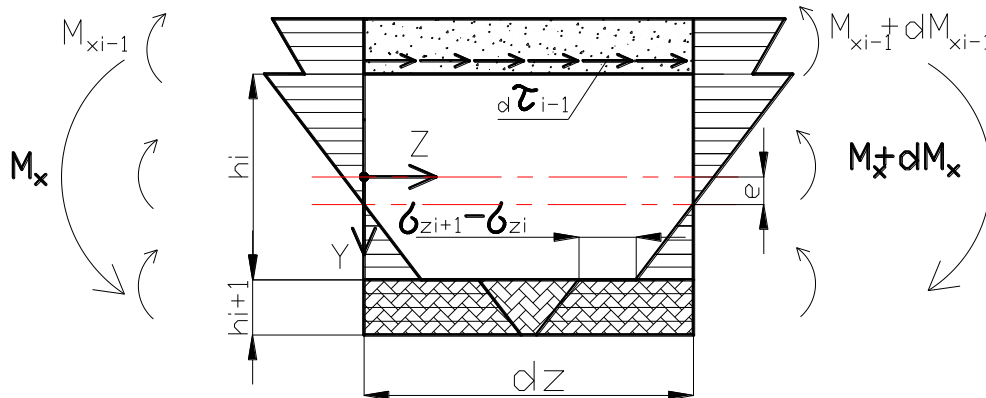


Рис.2 Фрагмент многослойной балки при поперечном изгибе

Величину e можно определить из условия равенства всех продольных сил в поперечном сечении нулю (условия равновесия) [4]:

$$\sum_{i=1}^n \int_{F_i} \sigma_{zi} dF_i = \sum_{i=1}^n E_i S_{xi}(e) = 0, \quad (4)$$

где F_i – площадь сечения i -го слоя (всего n слоев); σ_{zi} – нормальное напряжение в сечении i -го слоя; $S_{xi}(e)$ – статический момент инерции сечения i -го слоя относительно нейтральной линии изгиба (в общем случае функция от e). Известно, что:

$$S_{xi}(e) = F_i \cdot y_{ci}(e), \quad (5)$$

где y_{ci} – координата центра тяжести сечения слоя, относительно нейтральной линии изгиба. Из (4, 5) окончательно получим очень удобную формулу для определения смещения e , уже предложенную в [4]:

$$e = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_{ci} E_i}{\sum_{i=1}^n F_i E_i} \quad (6)$$

Определим касательные напряжения при поперечном изгибе. Для определения максимальных касательных напряжений в i -м слое можно использовать формулу Журавского с незначительными уточнениями входящих в ее состав величин, полученную из условия равновесия слоев в составе фрагмента балки, Рис.2:

$$\tau_{zyi} = (Q_{yi} S_{xi}) / (J_{xi} b_i), \quad (7)$$

где J_{xi} – момент инерции слоя, относительно единой нейтральной линии изгиба; Q_{yi} – поперечная сила в i -м слое балки; В общем случае определяется величиной внешней нагрузки, воспринимаемой слоем. Например, для расчетного случая Рис.1, поперечные силы будут иметь максимальные значения на торцах балки и равняться из (2, 3):

$$Q_{yi} = 4M_{maxi} / L_b, \quad (8)$$

где M_{maxi} – максимальный изгибающий момент в сечении i -го слоя; b_i – ширина сечения слоя.

Согласно зависимости (7) максимальные касательные напряжения заключены внутри каждого слоя без учета влияния таковых со стороны соседних слоев, соответственно их значения можно рассматривать как ориентировочную верхнюю оценку (они должны быть выше действительных). В инженерных расчетах существует практика использования предельных состояний конструкций – когда максимальные возможные значения напряжений намеренно концентрируются в определенной области максимальных деформаций (шарнире, линии скольжения и т.д.). Такой прием существенно упрощает решение сложных задач, поэтому широко используется. Использование формулы Журавского в приложении (7) имеет схожий смысл. Аналогичный подход можно использовать, предложив адаптацию формулы Журавского к межслойному промежутку. Если рассмотреть равновесие между двумя соседними слоями выше или ниже нейтральной линии изгиба, Рис.2, можно обнаружить, что в межслойном пространстве должны возникать касательные напряжения, компенсирующие скачок нормальных напряжений при переходе от слоя к слою (например $\sigma_{zi+1} - \sigma_{zi}$ на рис.2). Опустив выводы, получим значение касательного напряжения в межслойном пространстве (при переходе от слоя i к слою $i+1$):

$$\tau_{zyi,i+1} = (Q_{yi} S_{xi} / J_{xi} - Q_{yi+1} S_{xi+1} / J_{xi+1}) (1/b_i) \quad (9)$$

Данная зависимость может также служить в качестве верхней оценки прочности связей между слоями.

Проанализируем применимость выведенных зависимостей, используя числовой пример и конечно-элементный анализ, Рис.3.

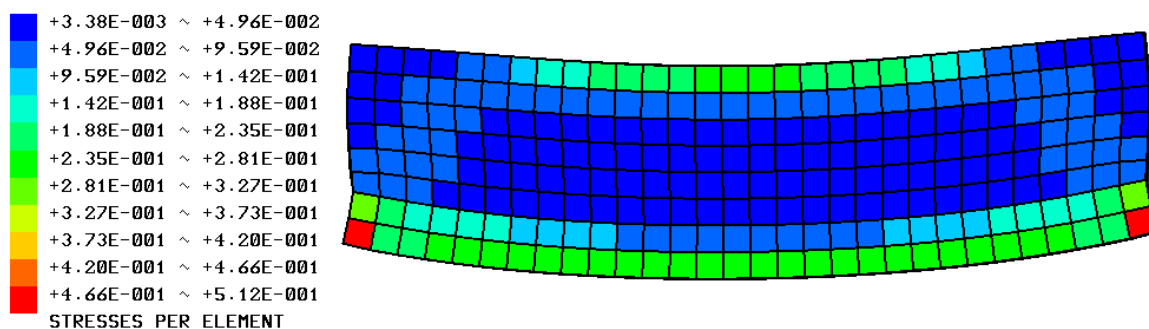


Рис.3 Конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния трехслойной балки (программный пакет Z88AURORA V3)

Используем следующую расчетную модель (Рис.1-3): статически определимая трехслойная балка с прочными связями между слоями, $L_b=1,5$ м, квадратного сечения $b_i=0,4$ м; нагрузка, равномерно распределенная, $q=6667$ Н/м; характеристики слоев сводим в таблицу. В таблице приведем следующие величины для сравнения: величины максимального нормального напряжения в сечении посередине балки для каждого слоя σ_{max} , величины максимального касательного напряжения на торцах балки τ_{max} :

Таблица 1

№ п/п	Величина	Численный результат, МПа					
		Слой 1: $E_1=1,76 \times 10^{11}$ Па, $h_1=0,1$ м		Слой 2: $E_2=4,1 \times 10^9$ Па, $h_2=0,2$ м		Слой 3: $E_3=2,1 \times 10^{11}$ Па, $h_3=0,1$ м	
		По формулам	Z88 AURORA	По формулам	Z88 AURORA	По формулам	Z88 AURORA
1	σ_{max}	0,2	0,24	0,0024	0,0033	0,21	0,25
2	τ_{max}	0,04	0,011	0,0001	0,00008	0,04	0,011

Дополнительно рассчитаем σ_{max} по расчетной модели Рис.1 (при отсутствии связей между слоями). Получим, что значения нормальных напряжений в данном случае значительно выше (в 9-10 раз), что очевидно вследствие $J_i < J_{xi}$.

После анализа результатов численного примера можно сделать следующие выводы:

а) величины нормальных напряжений, полученные в программном пакете Z88 AURORA V3 несколько превышают полученные по упрощенным формулам. Главной причиной этого может быть использование в качестве расчетного примера излишне высокой (толстой) балки на грани применимости балочной модели;

б) величины касательных напряжений, полученные в программном пакете Z88 AURORA V3 меньше, полученных по упрощенным формулам. Основными причинами этого могут быть вышеупомянутая причина и подтверждение получения по формулам (7-9) верхней оценки.

В результате исследования в целом можно сделать следующие выводы:

1) прочное сцепление между слоями многослойных конструкций играет очень важную роль, т.к. в противном случае максимальные напряжения могут значительно возрасти;

2) в этой связи очень важно определять значения максимальных касательных напряжений при поперечном изгибе, пусть даже ориентировочно по предложенным формулам для проверки прочности межслойных связей.

Литература:

1. Junlong Yang, Jizhong Wang, Ziru Wang. Rectangular high-strength concrete columns confined with carbon fiber-reinforced polymer (CFRP) under eccentric compression loading // Construction and Building Materials. Vol. 193, 30 December 2018. P.1409–1421.
2. Горунович С.Б. Использование «Стартовой» и «Финишной» функций в общем случае упругопластического изгиба // Механики XXI века. 2013. № 12. С.34–38.
3. Кравчук А.С., Кочик Е.В., Тарасюк И.А. Чистый изгиб слоистых и композиционных призматических брусьев из упругопластических материалов // Электронный научный журнал «Argiogi. Серия: Естественные и технические науки». №2. 2016. С.1–20.
4. Мельникова Т.Е., Елесина Е.И. Анализ несущей способности многослойной балки при изгибе // Прикладная математика, механика и процессы управления. 2015. Т.1. С.28–34.

Analysis of multilayer beam stress-strain state under transverse bending

Gorunovich S.B.

Ust-Ilimsk thermal power plant, Public company "IRKUTSKENERGO", Ust-Ilimsk, 666684, Russian Federation

Gorunovich@uitec.irkutskenergo.ru

Keywords: multilayer beam, transverse bending, shear stresses, strength.

In this study we analyzed the stress-strain state of statically defined multilayer beam in transverse bending. In the introduction we emphasized the problem of taking into account the strength properties of layers in composite structures being still relevant. Another purpose of our work was to review whether simplified engineering methods of material resistance are efficient enough to solve such problems. In order to obtain main formulas, we considered the following computational models: transverse bended multilayer beam without links between the layers; transverse bended multilayer beam with strong links between the layers. As the result, we obtained simple relations for engineering strength analysis of multilayer beams. At the same time, it was found that the strength analysis of the transverse bended multilayer beam is reduced to the

determination of the maximum normal and shear stresses in the constituent layers and at the boundary between the layers. We tested the derived formulas using a numerical example and a finite element analysis of the multilayer beam. Therefore, we can afford using the main relations of the material resistance in order to determine maximal stresses in multilayer structures, taking into account the structure peculiarities and mechanical properties of the layers.

УДК 620.22

Ferrite – martensite analyze for non-corrosive steel structure

¹Oyuntsetseg T.^a, ¹Lkhanag D.^b, ²Kobzova I.^c

¹School of mechanic and transportation, Mongolian university of science and technology
Department of Mechanical Engineering, P.O. Box 46-924, Ulaanbaatar, Mongolia

²Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия

^aOyunaa4376@yahoo.com, ^bdlkhanag@yahoo.com, ^ckobzovaio@mail.ru

Key words: Micro structure, welding, sewing, cracks

Summary

Some sections of the research work to establish structural diagrams that allow for a more precise definition of the microstructure of the ferrite forgotten steel grinding mill in the story. The increment specimens use the spectral chemical spectrum for the use of ferritic martensite non-corrosive steel and 403,409,410,430,439,444. These samples were prepared for the purpose of the metal graphical study and the ferritic mercury content was determined by the quantitative method. Additionally, the ferrite determines the hardness of the ferrite (FN). Based on these specifications, a diagrams were developed to allow for a more precise definition of the stitches of sewing microstructure when welding of ferrite and forgetcentre of non-corrosive steel.

Introduction.

The magnitude of the use of non-corrosive and semi-solid stainless steel in the last 10 years has widened. These types of low-grade steel chromium are cheap and, in some cases, advantageous to the type of austenitic type. For example, the non-corrosive steel is resistant to high thermal conductivity and high thermal expansion, which is resistant to breakage of chloride corrosion under stress. But the martensite steel is more durable and resistant.

The use of martens and ferrous steel was limited due to problems in welding. The mechanical properties of the welding area have been substantially reduced in comparison with the base metals. The complexity of Fermier's non-corrosive steel use is the result of the formation of a hysteryte under high temperatures. The abnormality of dehydrated ferritin in dehydration is a good one, but on the other hand, it is harmful. Martensite is known to lead to hydrocarbons. The effect of martensite on the strength and elasticity of solvent remains unclear. Examples: Extracts from Ecuador and Kovacs have shown tough increases in the concentration of forgetants in the impact zone of the 12% chromatic drought. According to some researchers, the martensite is a source of breaking the fibrage matrix because of its discomfort. [3-6] The martensitic dehydration of low chromium non-corrosive ferrite reduces corrosion resistance. Therefore, when the non-corrosion-resistant steel is removed, it is necessary to monitor the martensite content in the metal seam.

The welding seam ferrite resembles the strength of the non-corrosive steel. Some of the non-corrosive degradation of degradation of degradation of degradation of ferritic fermentation occurs when more delta-ferric content is concentrated (about 25%) more intense. In addition, hypotheses suggest that the ferro α phase of the ferrous can disturb the durability of steel durability during use. On this basis, the ferrite content should be kept relatively small in order to improve the mechanical

properties of non-corrosive steel martensite and reduce the risk of crystallization of crystallization. Successful use of the martensite and ferrite non-corrosive steel welding industry is needed to predict the micro-structure of the sewing metal due to its ability to control micro-organisms. It is widely used in predicting the microorganisms of the non-corrosive steel joints. There are some disparities in the Sheffield structure diagram.

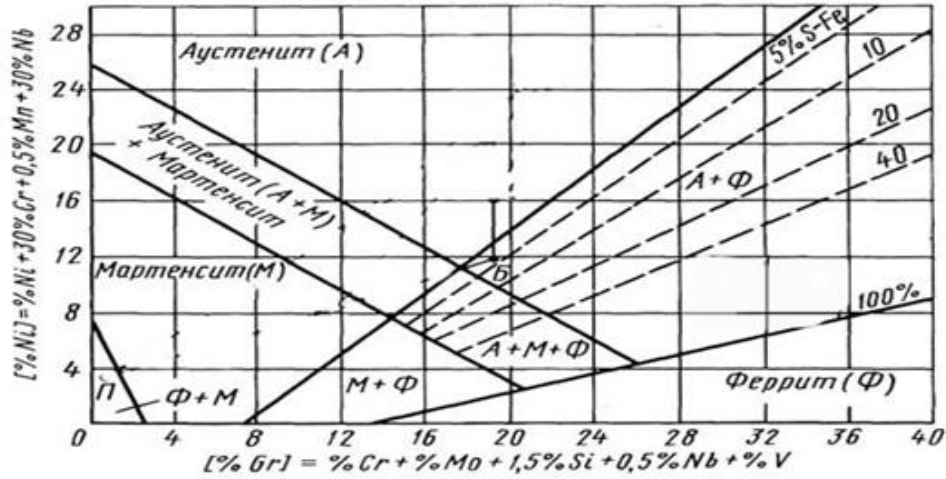


Fig.1 Symmetrical chart diagram

A lot of work has been done to clarify some of the regions of the Sheffield diagrams, most of which are in the ph + aus region. This led to the creation of the beginning of the processing of the Delon and WRC-1998, WRC-1992 diagrams and the chromium-nickel equivalent equilibrium reforms.

Table 1

Chromium-nickel alloy equivalent formula

author	year	Cr-эквивалент %	Ni- эквивалент %
Шеффлер	1949	Cr+Mo+1.5Si+0.5Nb	Ni+0.5Mn+30C
Делонг	1956	Cr+Mo+1.5Si+0.5Nb	Ni+0.5Mn+30C+30N
Кальтенхуазер	1971	Cr+6Si+8Ti+4Mo+2Al	40[C+N]+2Mn+4Ni
WRC-1992	1992	Cr+Mo+0.7Nb	Ni+35C+20N+0.25Cu

The development point to study the structure of the non-ferrous steel ferrite-forgenite diagram was the diagram suggested by Molplello. In the diagram, Calthemauer's chemical compositions were used by Lindefield microstructure data.

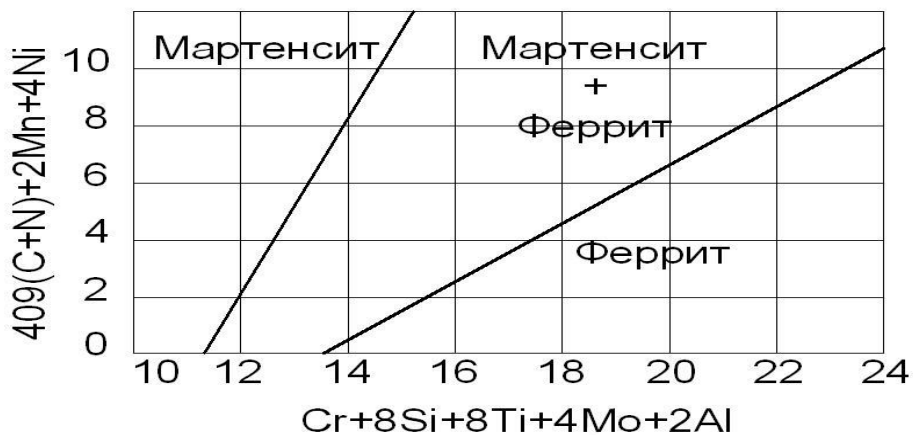


Fig.2 Diagram of the ferrite non-corrosive steel

Designing a more precise diagrams for the composition of the welding sutras will improve steel coating for the welding process and improve the coefficient of the use of hydraulic and non-corrosive steel.

Test method.

For non-corrosive and cherry-shaped steel, several steel production kits were manufactured. Their chemical composition is shown in Table 2.

Table 2

Non-corrosive steel used for testing

alloy	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Al	Mo	Cu	Nb	Ti	N
409	0.018	0.28	0.023	0.001	0.49	11.54	0.14	-	-	-	-	0.18	
444	0.02	0.36	0.031	0.001	0.23	17.85	0.37	-	1.92	-	0.33	0.33	0.019
430-A	0.046	0.45	0.026	0.003	0.38	16.48	0.27	0.005	0.09	0.08	-	0.003	0.046
430-B	0.036	0.47	-	-	0.31	16.1	0.11	-	0.02	0.08	-	-	0.035
439	0.02	0-3	-	-	0.4	17.89	0.2	-	0.04	0.07	0.48	0.41	-
403-A	0.11	0.37	0.015	0.004	0.35	12.38	0.28	0.003	0.069	0.099	0.008	0.002	0-028
403-B	0.089	0.65	0.019	0.002	0.33	12.15	0.32	0.003	0-036	0.08	0.003	0.002	0.029
410	0.106	0.38	0.002	0.025	0.37	15.52	0.23	-	0.02	-	-	-	0.053
A36	0.088	0.627	0.005	0-025	0.236	-	-	-	-	-	-	-	-

Then it shows the equals of the Kaltenhoaus equilibrium in Table 3 of the Lippolide / Shellenhausen structural diagrams of the non-corrosive steel tubes. In comparison, Shefler and WRC-1992 were included.

Table 3

The value of the chromium and nickel equivalents of various alloys

alloy	Cr эк	Ni эк	Cr эк	Ni эк	Cr эк	Ni эк
409	15.92	1.84	12.275	0.82	11.54	0.77
444	29.55	3.76	20.28	1.15	20.001	1.45
430-À	19.154	5.66	17.14	1.875	16.57	2.82
430-Â	18.04	4.22	16.585	1.425	16.12	2.09
439	23.73	2.2	18.77	0.95	18.266	0.9175
403-À	14.778	7.38	12.978	3.765	12.4546	4.71475
403-Â	14.296	7.3	12.6825	3.315	12.1881	4.035
410	14.82	8.04	13.095	3.6	12.540	5
A36 steel	1.416	4.774	0.354	2.9535	0	3.08

After these steel diagrams, a combination of multiple combinations for the ph + m range was then taken into account in a broad spectrum of structural diffraction due to the mixing of various proportions by the incremental sampling technique. The specimens were prepared by melting 4 g of metal by water cooling and brass argon arc welding. For example, a 3g non-corrosive

steel was supplied with a 1g other type of steel, and the melting test was carried out in a homogeneous environment for 5 minutes before the specimen was melted. Repeat the test 2-3 times. This makes the metal mixture homogeneous. Then the specimens cooled in minutes to the argon to prevent the atmospheric pollution. The cooling speed has been prevented by the microorganisms to follow these steps in order to achieve the incremental specimen. First of all the specimens prepared a sample of 25% 50% 75%. Then the pure metal specimens were also prepared. These samples were prepared for the study of metal graphs and were included in the study of microscopy, which was poisoned by 10% of acute electrolytes. Quantitative analysis was carried out by point calculation method for the determination of the ferritic forgetfulness of each sample. Also, the determination of hardness and the number of ferrite methods were used. The hardness was determined by a load of 1kg on a Vikings device and the mean hardness for each specimen was determined.

The number of Ferrite determinations of micro hardness at 25 g per phase is measured by the Kekez method.

Statistical analysis.

The illustrative chemistry structure of non-corrosive and martensite steel is shown in the diagram.

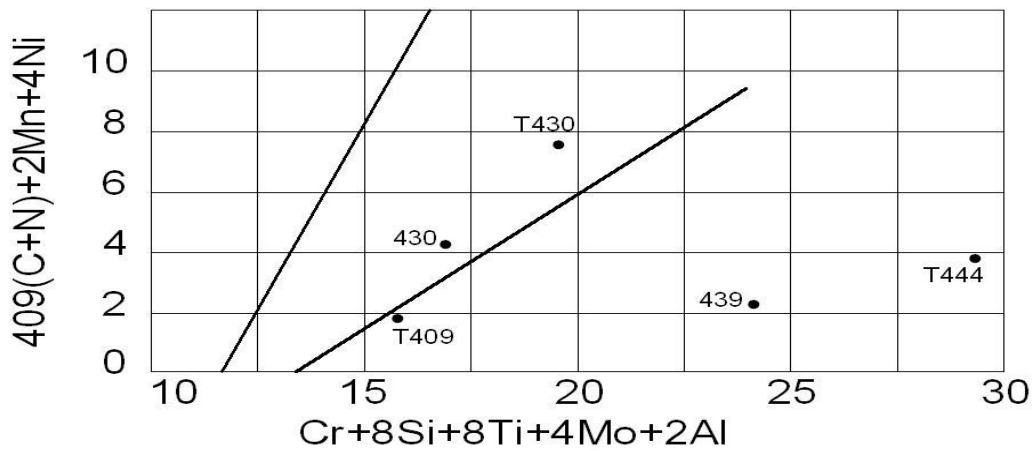


Fig.3 Ferrous structure of the non-ferrous ferrous structure

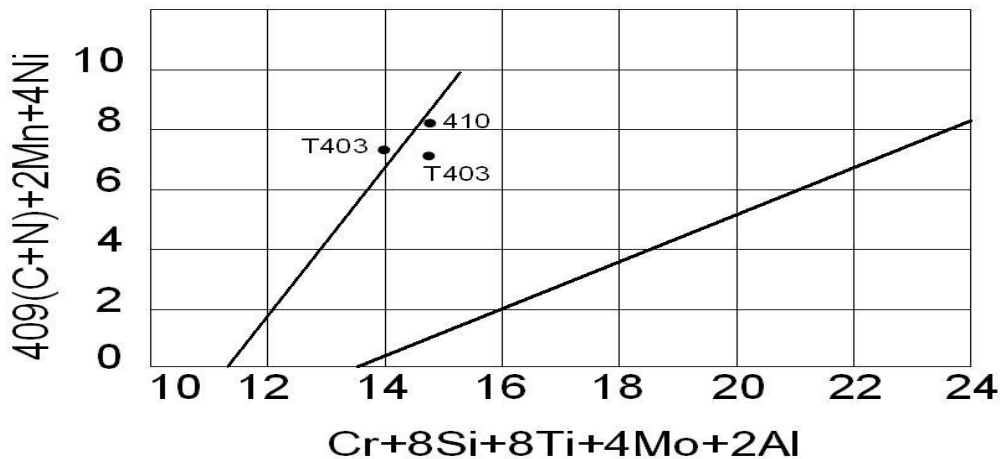


Fig.4 Chemical structure of a martensite on non-corrosive steel structures

From these, non-corrosive ducts are known as ferrite or forgettable, but the actual micro-structure is found in a semi-ferrite containing a semi-ferritic structure of complete fermentation and forgetfulness. These micro-organisms are dependent on the heat transfer and cooling speeds.

The data contained in the Ferrite specific data in the Sheffield diagram shows that the data in the ferrite-martensite region does not coincide with the Sheffield diagram.

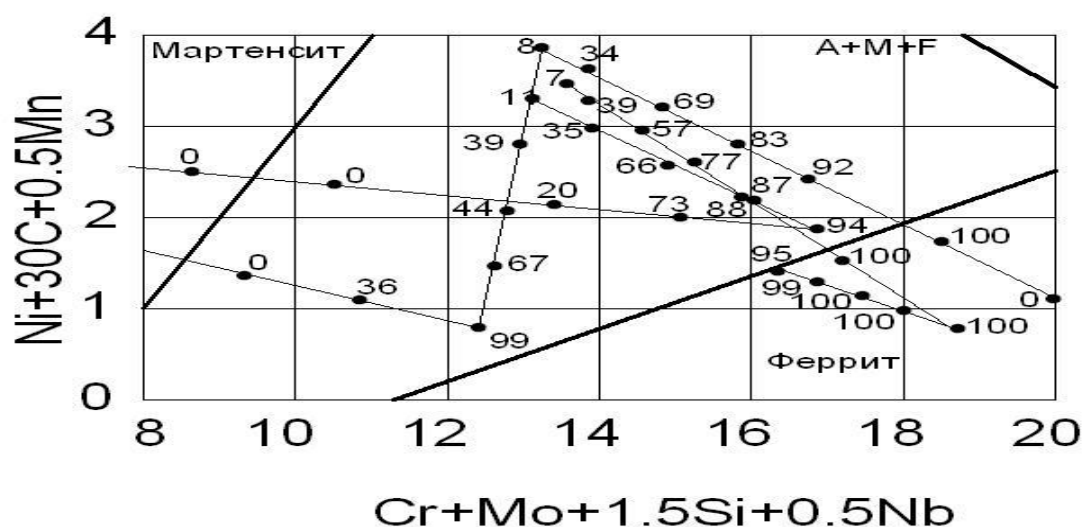


Fig.5 The ferret content in the point diagram of the Sheepler diagram

In the diagram, a small amount of ferritic containing martensitic steel may in fact have a complete martensitic structure. The Sheffield diagram has been widely used for many years and is a good base for the identification of the micro-threading of the metal sewing, but the data show that the structure of the ferrite-martenetic region is insufficient. In particular, the linear boundary between $m + f$ and the forgetfulness region is uncertain.

Conclusion.

1. The microcrystalline-astringent microstructure of the welding plant is so special that the Schistler diagram is so delicate that it is especially noticeable in the vicinity of the martensite and $m + f$ ranges.

2. The spot specimen shows the efficacy of extracting the ferrite-forgetthrite and ferrite-martensite spectrum.

3. Initially a diagram of the ferrite-forgettable structure was used for the chemical structural factors proposed by Glasenhauser.

4. In the new diagrams the analysis of the Isoherr line in the $m + f$ region.

References:

1. Nishio, Ohmae Y., Yoshida T. Weld cracking and m-chnical properties of 17% chromium steel weldments. Welding journal. 1971. № 50 (1).
2. Eckenrod, Kovach, C.W. Development of a low-chromium stainless steel for structural application. Toughness of Ferritic Stainless Steels, ASTM STP 706. 1980.
3. Castro,R.J. and de Cadenet, J.J. Welding Metallurgy of Stainless and Heat-Resisting Steels, Cambridge University Press, London. 1968.
4. Folkard, E. Welding Metallurgy of Stainless Steels, Springes-Verlag, New York. 1984.
5. T. Minjuur. Khtiisiin materialiig bolovsruulah tekhnologi. 2003
6. Казаков Н.Ф., Осокин А.М., Шишкова А.П. Технология металлов и других конструкционных материалов. М.: Металлургия, 1976. 688 с.

About the author: A researcher works as a professor in the Vehicle Manufacturing School of the CPS and conducts research on "Physical and Mechanical Characteristics of Non-Ferrous Steel Ducts".

УДК 62.231

Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах

Синицына Ю. В.^a, Ермолаев М. М.^b

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана 2-ая Бауманская, Москва, Россия

J.Sinitcyna@gmail.com, mmermolaev@gmail.com

Ключевые слова: планетарно-цевочный редуктор, циклоидное зацепление, распределение нагрузки

В работе рассмотрены различные модели расчета распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочных передач типов KHV и 2KV. Проанализированы различия в допущениях этих методов, которые приводят к изменению картины распределения сил по цевкам, а также к смещению положения самой нагруженной цевки от полюса зацепления к оси симметрии передачи. Представлены схемы распределения сил по цевкам для двух типов передач KHV и 2KV. Установлена связь между податливостью подшипника и распределением сил по цевкам, преимущества и недостатки различных методов оценки нагрузок в передаче, а также проанализирована применимость указанных методов для расчета разных типов планетарно-цевочных передач.

Современное машиностроение предъявляет повышенные требования по компактности, жесткости и точности к приводам. Этим характеристикам соответствуют планетарно-цевочные передачи, которая широко применяется в качестве поворотных осей станков, манипуляторов и другого технологического оборудования. Достижение таких требований реализуется за счет многопарности зацепления, однако это приводит к тому, что планетарно-цевочная передача образует статически неопределимую систему и, как следствие, к увеличению стоимости ее изготовления и усложнению силового расчета.

Для раскрытия статической неопределимости используют различные допущения. Оценке сил, действующих на цевки, посвящено множество работ отечественных [1-4] и зарубежных [5-9] исследователей. Согласно подходу, принимаемому большинством современных исследователей, распределение нагрузки между цевками принимается квазисинусоидальным и наиболее нагруженная цевка считается расположенной напротив полюса зацепления.

Для сравнения предложенных моделей были произведены расчеты двух типов передач: KHV с механизмом параллельных кривошипов (Рис.1а) и 2KV (Рис.1б). Передачи KHV производят такие фирмы как Sumitomo (Япония), Белробот (Белоруссия), АВВИ (Россия). Передача состоит из (см. Рис.1а) ведущего вала с эксцентриком h , который сообщает сателлиту вращательное движение g , ограниченное механизмом параллельных кривошипов w относительно выходного вала v . Передачи 2KV производятся фирмами Nabtesco (ФРГ) и Sumitomo и состоят из (см. Рис.1б) солнечного колеса с эвольвентными зубьями a , зацепляющегося с несколькими сателлитами с эвольвентными зубьями g на эксцентриковых валах h , циклоидальных сателлитов f , зацепляющихся с цевочным колесом b , и водила v . Поскольку эксцентриковых валов несколько, они выполняют функцию механизма параллельных кривошипов.

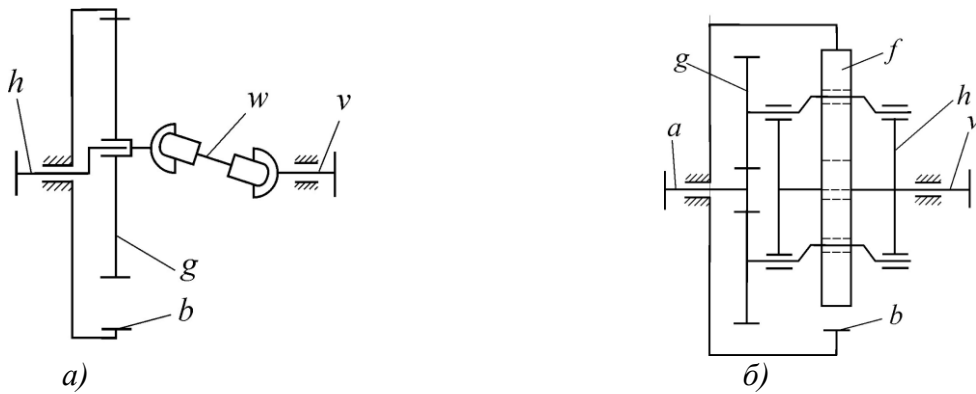


Рис.1 *a* – кинематическая схема KHV; *б* – кинематическая схема 2KV

Наиболее распространенная модель, которая основана на трудах [2], предполагает, что все детали планетарно-цевочной передачи считаются абсолютно жесткими, кроме мест контакта сателлита с цевками. Расчетная схема такой модели представлена на Рис.2*a*. Под действием внешнего крутящего момента T приложенного к обойме, она поворачивается на угол β . Трением в контакте пренебрегают, передача считается изготовленной без погрешностей. Нагрузка по цевкам и пальцам механизма параллельных кривошипов распределена по синусоидальному закону. Под нагрузкой предполагается ровно половина цевок, что является следствием гипотезы об абсолютно жесткой опоре сателлита. Результаты расчета распределения сил в передаче согласно такой гипотезе представлены на Рис.2*б* и 2*в*.

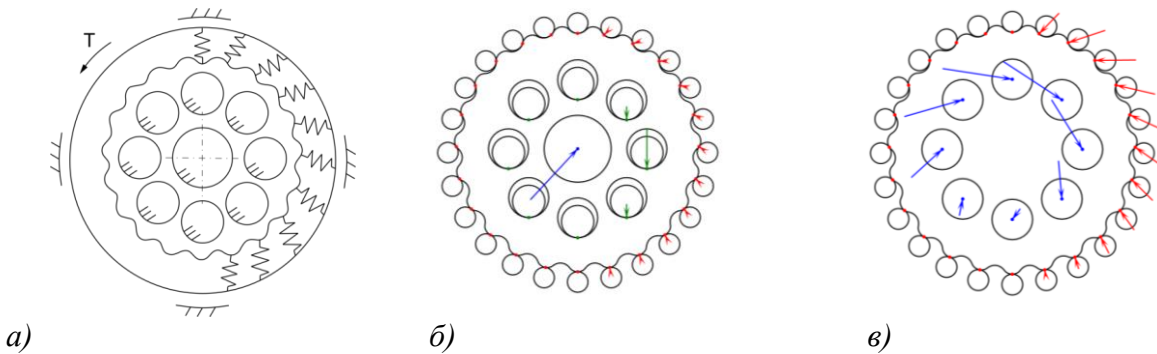


Рис.2 *a* – расчетная схема модели с одной степенью свободы; *б* – распределение сил в передаче KHV; *в* – распределение сил в передаче 2KV

Модель с жестким сателлитом (Рис.3*a*) рассмотрена в работе [10]. В этой модели все детали считаются абсолютно жесткими кроме мест контакта сателлита с цевками, пальцами механизма параллельных кривошипов и роликами подшипников. При этом передача имеет четыре степени свободы: перемещение сателлита по двум осям, его поворот вокруг собственного центра относительно корпуса, а также поворот обоймы вокруг ее оси относительно корпуса.

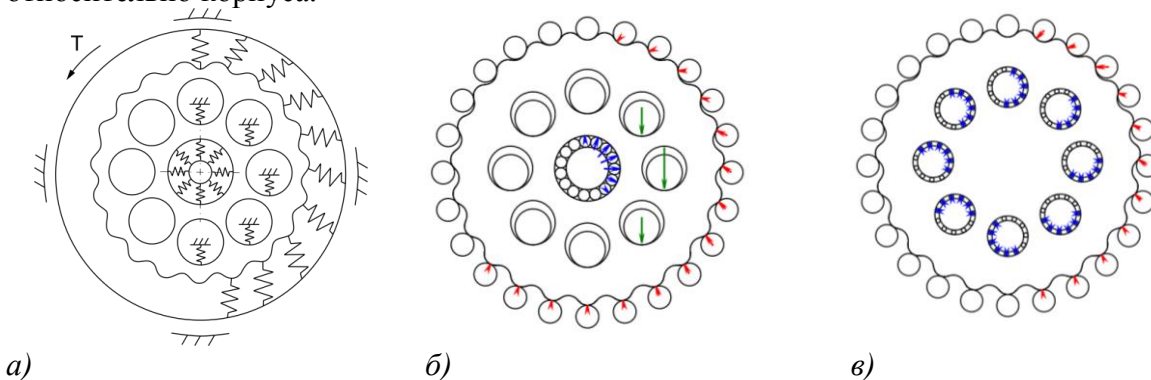


Рис.3 *a* – расчетная схема модели с четырьмя степенями свободы; *б* – распределение сил в передача KHV; *в* – распределение сил в передаче 2KV

В случае с жестким сателлитом, в КНВ нагружено больше половины цевок (Рис.3б), а в 2КВ порядка половины (Рис.3в). Это можно объяснить дополнительной реакцией, которая создается пальцами механизма параллельных кривошипов.

К недостаткам такой методики следует отнести необходимость знать внутреннюю геометрию подшипника. Поскольку жесткость подшипника, как правило, известна заранее, эта модель может быть усовершенствована. В усовершенствованной модели с жестким сателлитом подшипники считаются отдельными податливыми связями (Рис.4).

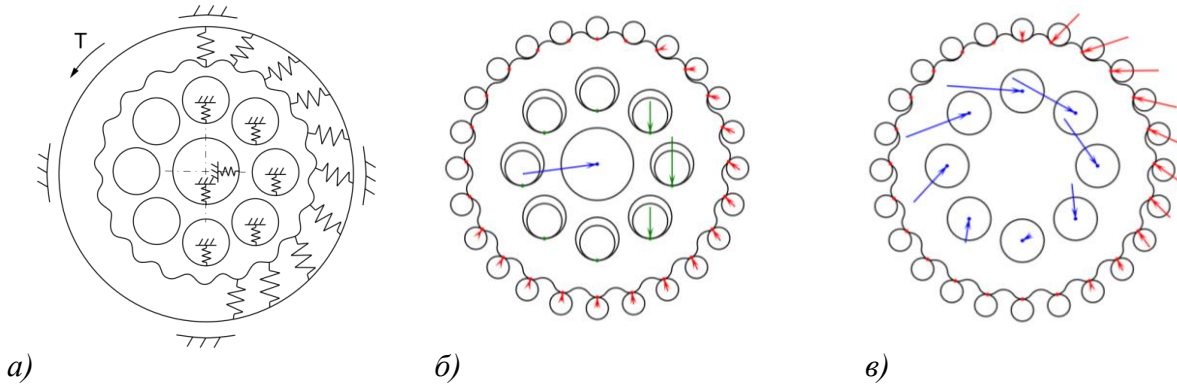


Рис.4. а – расчетная схема усовершенствованной модели; б – распределение сил в передаче КНВ; в – распределение сил в передаче 2КВ

Если использовать эмпирические [11] данные о податливости подшипников, то для КНВ количество нагруженных цевок увеличивается, а для 2КВ сокращается. При увеличении жесткости подшипника результаты расчета по такой модели стремятся к результатам расчета по первой вышеизложенной модели.

В заключении этой работы можно сделать вывод, что для расчета передачи по схеме КНВ следует использовать усовершенствованную модель с жестким сателлитом и податливыми подшипниками, так как она учитывает влияние дополнительной реакции от пальцев механизма параллельных кривошипов, в то время как для передачи 2КВ можно использовать классический расчет поскольку для неё податливость подшипников эксцентриковых валов не оказывает значительного на силы в цевках.

Литература:

1. Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. Ленинград, Машгиз, 1948. 173 с.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Ленинград, Машиностроение, 1966. 308 с.
3. Сигов И.В. Исследование планетарно-цевочного редуктора. Передачи в машиностроении. Москва, Машгиз, 1951. С. 44–58.
4. Киреев С.О., Ковалёв В.Н. Структура, кинематика и геометрия планетарных передач с внецентроидным цевочным зацеплением. Новочеркасск, НГТУ, 1995. 98 с.
5. Егоров И.М., Алексанин С.А., Федосовский М.Е., Кряжева Н.П. Математическое моделирование погрешностей изготовления элементов цевочной передачи планетарного редуктора. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, 2014, № 6(94), с. 171–176.
6. Егоров И.М., Алексанин С.А., Федосовский М.Е., Птицына А.С. Влияние погрешностей элементов механизма параллельных кривошипов на кинематическую точность планетарного цевочного редуктора. Приборостроение, 2014, № 10, с. 76–80.
7. Lehmann M. Berechnung und messung der kräfte in einem zykloiden-kurvenscheiben-getriebe. München, 1976. 224 p.
8. Blagojevic M., Marjanovic N., Djordjevic Z., Stojanovic B., Marjanovic V., Vujanac R., Disic A. Numerical and experimental analysis of the cycloid disc stress state. Tehnički vjesnik, 2014, vol. 21, no. 2, pp. 377–382.

9. Blanche J.G., Yang D.C.H. Cycloid drives with machining tolerances. Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design, 1989, vol. 111, no. 3, pp. 337–344.

10. Заварзин Д. А., Завозина О. Ю. Исследование распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочной передачи. Политехнический молодежный журнал. 2017. № 8.

11. Решетов Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических вузов. – М.: Машиностроение, 1989. с. 496.

Calculation models to estimate cycloid reducer force distribution

Sinitsyna Y. V.^a, Ermolaev M. M.^b

Bauman Moscow State Technical University, 2-aya Baumanskaya, Moscow, Russia

J.Sinitsyna@gmail.com, mmermolaev@gmail.com

Keywords: cycloid speed reducer, cycloidal gearing, force distribution

In this article are reviewed various calculation models of force distribution on cycloid reducer elements of the types KHV and 2KV. Differences of this methods assumptions are analyzed, which leads to change of force distribution picture on the pins and also to movement of the most loaded pin position from pitch point to gear axis of symmetry. Schemas of force distribution on the pins of the types KHV and 2KV are presented. Relation between bearings flexibility and force distribution on the pins are determined, advantages and disadvantages of various methods of load estimation in the reducer are elucidated, one more appliance of this methods for calculation of various types cycloid reducers are analyzed.

УДК 629.4.015

Деформирование призматических образцов для механических испытаний металла на прочность в условиях сложного напряженно-деформированного состояния

Е.В. Зеньков

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

jovanny1@yandex.ru

Ключевые слова: жесткость напряженно-деформированного состояния, призматический образец, концентрация напряжений, метод конечных элементов

В статье выполнен анализ закономерностей изменения параметра жесткости напряженно-деформированного состояния (НДС) призматических лабораторных образцов с концентраторами напряжений в виде U-образных канавок. На основе численного моделирования методом конечных элементов, рассматриваемых образцов построены зависимости коэффициента Π жесткости НДС и коэффициента концентрации эквивалентных напряжений K_σ от их основных безразмерных конструктивных параметров. Указанные закономерности позволяют осуществить обоснованный выбор геометрических параметров образцов рассматриваемого типа для экспериментального изучения сопротивления статическому и усталостному разрушению различных материалов, работающих в условиях сложного НДС.

Машиностроительные конструкции в эксплуатационных условиях, как правило, подвергаются комплексу нагрузок как статического, так и циклического характера. Их НДС

при этом характеризуется концентрацией напряжений вблизи конструктивных неоднородностей (отверстий, выступов, пазов и т.п.). Возникающее вблизи такого концентратора НДС, как правило, двумерно или трёхмерно. Оно и определяет ресурс работы конструкции в целом [1].

Жесткость НДС, возникающая в некоторой зоне конструкции под нагрузкой, характеризуется величиной коэффициента жёсткости Π , равного отношению первого инварианта тензора напряжений ко второму [2]

$$\Pi = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i}, \quad (1)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения, возникающие в некоторой зоне конструкции; σ_i – эквивалентное напряжение, определяемое формулой:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \quad (2)$$

Известно [3 – 5], что увеличение коэффициента жёсткости вида НДС в некоторой зоне конструкции может привести к тому, что очаг разрушения перемещается в эту зону, несмотря на то, что уровень напряжений в ней не является максимальным для конструкции в целом. Существенно, что такое перемещение может происходить как в случае циклического характера нагружения конструкции [3], так и в случае её квазистатического разрушения [4]. Указанное обстоятельство необходимо учитывать на этапе проектирования как конструкции в целом, так и её местных усилений, снижающих уровень напряжений в местах конструктивных неоднородностей.

Проблемой, возникающей при экспериментальном исследовании сопротивления статическому и усталостному разрушению в лабораторных условиях, является трудность создания в соответствующих лабораторных образцах двухосного НДС, характеризуемого различным соотношением положительных компонент главных напряжений ($1 < \Pi < 2$), как наиболее опасного с точки зрения зарождения и развития дефектов. В настоящее время для этого могут быть использованы образцы трубчатой формы, испытываемые на сложных испытательных машинах с несколькими силовыми приводами [5, 6, 7]. Для изучения поведения роста усталостных трещин в полях растягивающих и сжимающих напряжений нашли применение крестообразные [8, 9, 10] или прямоугольные [11] образцы, нагружение которых осуществляется силовыми приводами одновременно в нескольких направлениях. В работе рассматриваются особенности деформирования лабораторных образцов призматического типа [14] для оценки прочности материала в условиях статических и усталостных механических испытаний до разрушения, позволяющих упростить решение отмеченной проблемы.

Призматический образец [14] выполнен в форме призматического тела 1 , снабженного продольными выступами 2 , имеющими в поперечном сечении L -образную форму (L -образными выступами) и скосы 3 на концах этих выступов (Рис.1). Для простоты описания здесь и далее будем считать, что направления «верх», «низ», «вертикально» и «горизонтально» соответствуют Рис.1.

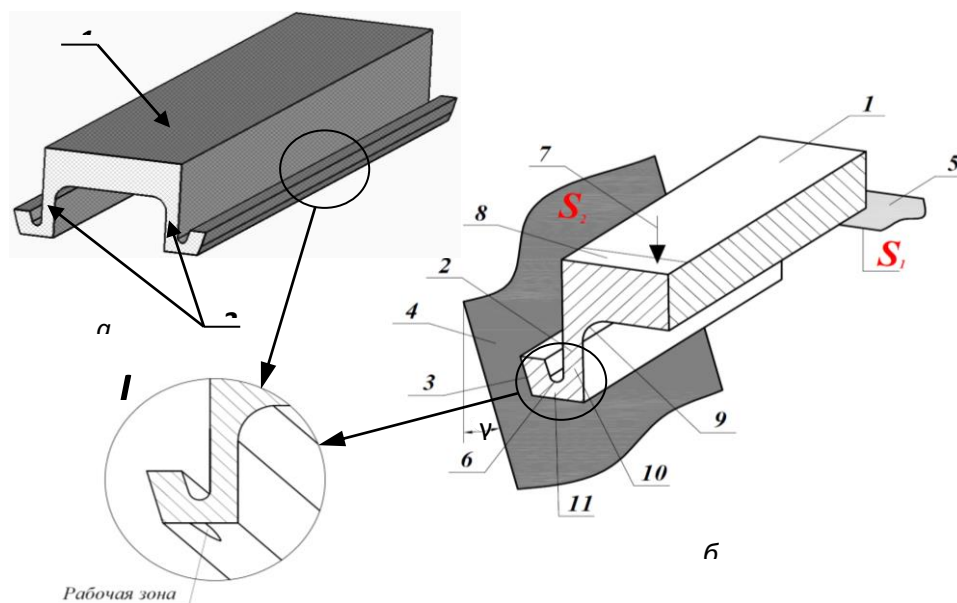


Рис.1 Призматический образец: *а* – общий вид, *б* – вид четверти,
 1 – призматическое тело, 2 – L-образные выступы, 3 – опорный скос, 4 – наклонная опорная поверхность призматической опоры S_1 , 5 – опорная поверхность концевой опоры S_2 , 6 – галтельный переход, 7 – испытательное усилие, 8 – поверхность нагружения, 9 – внутренний радиусный переход, 10 – вертикальная планка L-образного выступа, 11 – горизонтальная планка L-образного выступа, γ – угол наклона опорной поверхности S_1 , I – область рабочей зоны образца

Со стороны внутренней части призматического образца продольный выступ 2 сопряжен с радиусным переходом 9. Продольный L-образный выступ 2 имеет в поперечном сечении прямолинейную вертикальную часть (планку) 10, примыкающую к телу призмы 1, и сопряжен с горизонтальной частью 11 галтельным переходом 6. В процессе механических испытаний призматический образец опирается своими концевыми частями на поверхности концевых опор 5 по площади S_1 (см. рис. 1). В центральной части призматического образца к его поверхности нагружения 8 прикладывается поперечное (на рис. 1 – вертикальное) испытательное усилие 7. Под действием этой силы опорные скосы 3 призматического образца скользят вдоль наклонной поверхности боковой опоры 4. При этом со стороны скосов 3 на выступы призматического образца действует контактная реакция, перпендикулярная поверхности опорного скоса 3. Рабочей зоной образца является нижняя поверхность L-образного выступа 2 (горизонтальной планки 11) в средней его части, примыкающая к его поперечной плоскости симметрии, где возникает двухосный изгиб.

В работе в качестве характеристик НДС конструкций при оценке их особенностей деформирования и подвергаемых численному моделированию на призматических образцах рассматривались значения коэффициентов K_σ и Π . Значение коэффициента Π определялось при этом формулой (1), величина K_σ – коэффициент концентрации эквивалентных напряжений – формулой

$$K_\sigma = \frac{\sigma_i^{max}}{\sigma_i^{nom}}, \quad (3)$$

где σ_i^{max} – расчетные эквивалентные напряжения в рабочей зоне образца; σ_i^{nom} – расчетные номинальные эквивалентные напряжения – интенсивность напряжений в рабочей зоне образца соответствующего (по длине, высоте и ширине) аналогично нагруженного призматического образца без концентраторов на его боковых выступах.

Призматический образец характеризуется рядом геометрических параметров. На рис.

2 это высота основной призмы образца H_1 , высоты вертикальной планки L -образных выступов H_2 , радиусы галтельных переходов r , углы наклона опорных поверхностей γ . Геометрические параметры выбирались из условия моделирования величины Π , характеризуемой неравенством $1 < \Pi < 2$. В соответствии с этим рассмотрены следующие диапазоны варьирования безразмерных геометрических параметров призматических образцов (Рис.2)

$$h_1 = \frac{H_1}{S} \in [0,25; 0,4]; h_2 = \frac{H_2}{S} \in [0; 0,28]; \rho = \frac{r}{S} \in [0,03; 0,06]; \gamma \in [10^0, 15^0] \quad (4)$$

где h_1 – относительная толщина призматического тела; h_2 – относительная высота вертикальной части L -образного выступа; ρ – относительный радиус галтели–концентратора, γ – относительный угол наклона опорной поверхности, S – общая толщина образца, H_1 – высота призматической части образца; H_2 – высота вертикальной части L -образного выступа, r – радиус галтели.

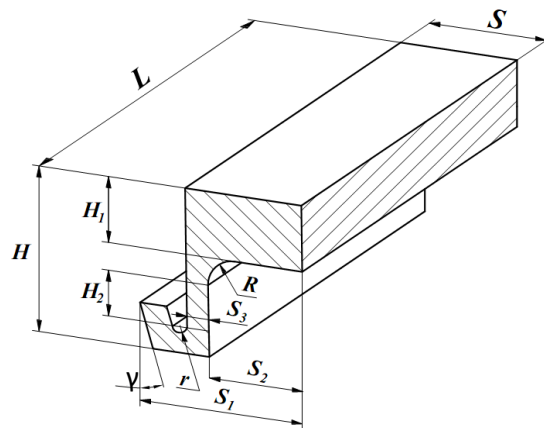


Рис.2 Геометрические параметры призматического образца (вид четверти)

В качестве неизменных в процессе вариантных исследований были выбраны значения:

- длина образца $L = 220$ мм;
- ширина образца $S = 44$ мм;
- радиусный переход $R = 5$ мм;
- ширина боковых выступов $S_1 = 62$ мм;
- внутренний паз $S_2 = 36$ мм;
- толщина вертикальной планки $S_3 = 4$ мм.

Варьируемые параметры (4) вносят определенный вклад в создание двухосного растяжения. Параметры h_1 и h_2 определяют степень влияния продольных изгибных напряжений σ_1 , ρ и γ – поперечных изгибных напряжений σ_2 . При этом углы γ являются приемлемыми, если в процессе контактного взаимодействия обеспечивается условие, при котором в зоне контакта силы этого взаимодействия лежат за пределами соответствующего конуса трения [12]. Обоснование выбора величины угла γ выполнено, например, в работе [13].

Разработка моделей деформирования осуществляется с помощью численного конечно-элементного (далее КЭ) моделирования и решения контактной задачи механики упругого деформированного тела. При расчетном исследовании НДС образцов их материал принимался однородным, изотропным и свободным от предварительных напряжений. Численно решались трехмерные уравнения теории упругости относительно вектора перемещений \mathbf{u}

$$L\mathbf{u} = (\lambda + \mu) \text{grad div } \mathbf{u} + \mu \Delta \mathbf{u} = 0. \quad (5)$$

Уравнения (5) рассматриваются в области, занимаемой материалом образца и ограниченной поверхностью $S = S_\sigma + S_{\text{ус}}$, при краевых условиях

$$(\mathbf{v} \cdot \mathbf{T}) \Big|_{S_\sigma} = \mathbf{F}(M), M \in S_\sigma; (\mathbf{u} \cdot \mathbf{v}) \Big|_{S_{\text{ус}}} = 0, (\mathbf{v} \cdot \mathbf{T} \cdot \boldsymbol{\tau}) \Big|_{S_{\text{ус}}} = 0, M \in S_{\text{ус}}. \quad (6)$$

Реализация краевых условий контактного взаимодействия осуществляется с помощью программного средства MSC Patran.

В процессе численного моделирования было рассмотрено около 80 конструктивных вариантов образцов призматического типа, выполненных в соответствии с Рис.2, для которых выбранные промежуточные значения геометрических параметров h_1 , h_2 , ρ и γ сочетались по схеме «каждый с каждым». Относительная вычислительная погрешность при численном определении значений рассматриваемых компонент главных и эквивалентных напряжений в рабочей зоне не превышала 5%. Обработка результатов КЭ-моделирования представлена графически на Рис.3 и Рис.4.

На Рис.3 представлена зависимость коэффициентов Π и K_σ от высоты вертикальной части L -образного выступа h_2 и радиуса галтельного перехода ρ для фиксированных параметров угла упорного скоса $\gamma = \gamma_{\min} = 10^\circ$ и толщины призматического тела $h_1 = h_1^{\max} = 0,4$. На Рис.4 приведена зависимость коэффициентов Π и K_σ от высоты вертикальной части L -образного выступа h_2 и радиуса галтельного перехода ρ для фиксированных параметров угла упорного скоса $\gamma = \gamma_{\max} = 15^\circ$ и толщины призматического тела $h_1 = h_1^{\min} = 0,25$. Из этих рисунков следует, что увеличение высоты вертикальной части L -образного выступа h_2 и радиуса галтельного перехода ρ приводят к увеличению Π (Рис.3а и Рис.4а). При этом эти параметры одинаково оказывают влияние на создание вида двухосного растяжения в рабочей зоне, вплоть до максимально возможного $\Pi = 2$. Влияние указанных параметров на уровень интенсивности напряжений K_σ в рабочей зоне (Рис.3б и Рис.4б) сказывается по-разному – с увеличением h_2 коэффициент K_σ монотонно убывает, а увеличение ρ приводит к возрастанию K_σ , изменяясь для обоих случаев в пределах $2,1 < K_\sigma < 3,3$.

Анализируя результаты, представленные на Рис.3 и Рис.4, можно отметить, что для увеличения Π в рабочей зоне призматических образцов необходимо подбирать толщину призматического тела h_1 как можно меньше из диапазона $1 < \Pi < 2$. Уменьшение параметра h_1 приводит не только к выраженному увеличению Π , но и к заметному увеличению концентрации эквивалентных напряжений в рабочей зоне образца. Можно отметить, что на значение коэффициента Π существенно влияет угол наклонных опорных поверхностей γ .

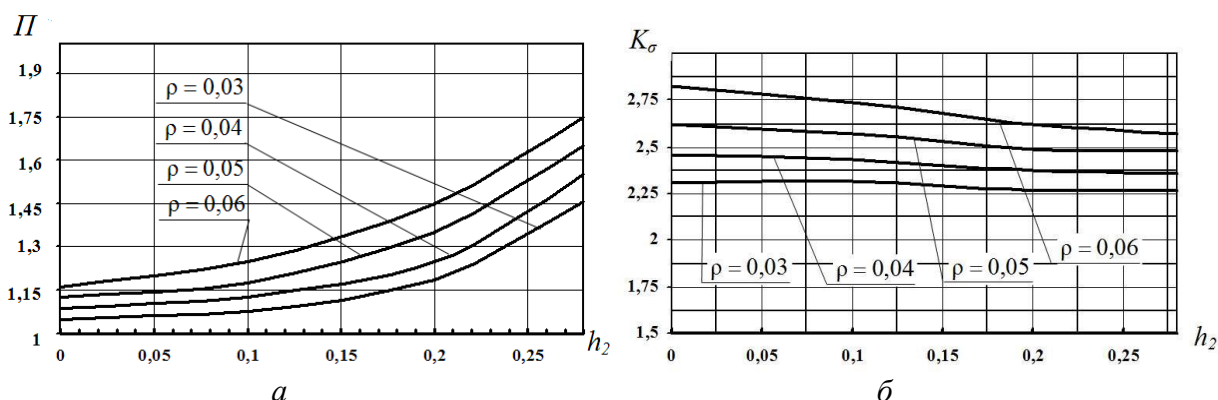


Рис.3 Зависимость коэффициента Π (а) и концентрации эквивалентных напряжений K_σ (б) от высоты вертикальной части L -образного выступа h_2 для $\gamma=10^\circ$, $h_1=0,4$

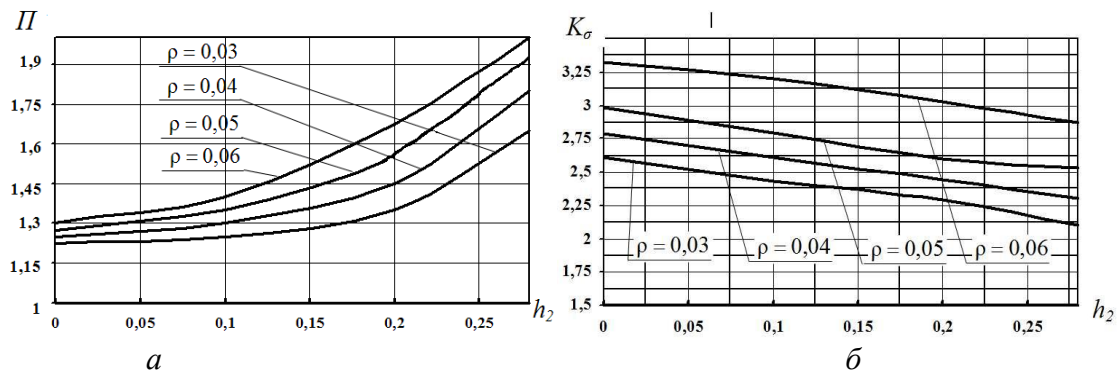


Рис.4 Зависимость коэффициента Π (а) и концентрации эквивалентных напряжений K_σ (б) от высоты вертикальной части L-образного выступа h_2 для $\gamma = 15^\circ$, $h_1 = 0,2$

Из Рис.3а и Рис.4а видно, что в случае увеличения с $\gamma = \gamma_{\min} = 10^0$ до $\gamma = \gamma_{\max} = 15^0$ величина Π имеет тенденцию к увеличению и ей может быть придано любое значение в диапазоне $1 < \Pi < 2$. Выявленные закономерности в том объеме, в котором они показаны на Рис.3 и Рис.4, являются информативными и достаточными при выборе необходимых размеров призматических образцов для моделирования требуемых значений величины Π .

Анализ зависимостей показал, что для любого НДС конструктивного узла, работающего в условиях двухосного растяжения, с известным значением Π , всегда возможно выбрать образец призматического типа, моделирующий вид этого НДС с тем же значением Π . Приведенные данные охватывают весь диапазон двухосного растяжения ($1 < \Pi < 2$) с возможностью регулирования уровня эквивалентных напряжений ($2,1 < K_\sigma < 3,3$). Выявленные закономерности позволяют осуществить обоснованный выбор геометрических параметров призматических образцов для экспериментального изучения сопротивления статическому и усталостному разрушению различных материалов, работающих в условиях сложного НДС, с целью последующего получения уточненных параметров, входящих в объединенные критерии прочности [15].

Литература:

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. – М.: «Машиностроение». – 1985. – 224 с.
2. Смирнов-Аляев Г.А. Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. – Л.: «Машиностроение», Ленинград. – 1968. – 272 с.
3. Цвик Л.Б., Пимштейн П.Г., Борсук Е.Г. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния многослойного цилиндра с монолитным вводом. //Проблемы прочности. – 1978. – № 4. – С.74–77.
4. Цвик Л.Б., Щеглов Б.А., Федотова С.И. и др. Укрепление отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов. – Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993, № 1. – С 58 – 65.
5. Shtayura S.T. (2015) *Mater Sci* 51: 254. <https://doi.org/10.1007/s11003-015-9837-5>.
6. Ivanyts'kyi Y.L., Shtayura S.T., Mol'kov Y.V. et al. (2012) *Mater Sci* 48: 274. <https://doi.org/10.1007/s11003-012-9503-0>.
7. Carraro P. A., Maragoni L., Quaresimin M. (2012) Influence of the stress ratio on the multiaxial fatigue behaviour of glass/epoxy tubes *Proceeding of 15th European Conference on Composite Materials* Venice, Italy, June 24-28.
8. Zhao, X., Berwick, Z.C., Krieger, J.F. et al. (2014) *Exp Mech* 54: 343. <https://doi.org/10.1007/s11340-013-9808-4>.
9. Aistov, I.P., Vansovich K.A. (2017) Estimation of the growth of nonthrough cracks in the high-pressure cylinder of a long-stroke compressor *Chemical and Petroleum Engineering* Vol. 52 Nos. 9–10 pp 614-619 (DOI: [10.1007/s10556-017-0241-x](https://doi.org/10.1007/s10556-017-0241-x)).
10. Vansovich, K.A. Aistov I.P., Yadrov V.I. (2016) The fatigue surface cracks growth model taking into account plastic deformations for cylinder of a low – speed compressor *Procedia Engineering. Oil and*

Gas Engineering Vol. 152 pp 240-246 (DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.697).

11. Ragupathy K., Ramesh K. (2014) Analytical Prediction of Fatigue Crack Growth Behavior Under Biaxial Loadings *Pressure Vessel Technol.* Vol. 136 p 11.

12. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.

13. Zenkov E.V., Tsvik L.B. (2015) Formation of divergent testing efforts and experimental evaluation of material strength under biaxial stretching *PNRPU Mechanics Bulletin* No. 4 pp. 110-120.

14. Пат. №2516599 РФ, МПК G01N3/08. Призматический образец для оценки прочности материала / Е.В. Зеньков, Л.Б. Цвик, А.А. Пыхалов, Д.В. Запольский – №2012140619/28; заявл. 21.09.2012; опублик. 27.03.2014 г. Бюл. № 9.

15. Zenkov E.V (2018) Update of the equations of the limit state of the structural material with the realization of their deformation *Journal of Physics: Conference Series* Vol. 944: 012128.

Deformation of prismatic specimens for mechanical testing of metal for strength under conditions of complex stress-strain state

Zenkov E.V.

Irkutsk State University of Railway Transport, 15 Chernishevskogo st., Irkutsk, 6664074, Russian Federation
jovanny1@yandex.ru

Keywords: stiffness of the stress-strain state, prismatic sample, stress concentration, finite element method

The article analyzes the patterns of change in the stiffness parameter of the stress-strain state (SSS) of prismatic laboratory samples with stress concentrators in the form of U-shaped grooves. Based on the numerical simulation by the finite element method of the samples under consideration, the dependences of the coefficient Π of the rigidity of the SSS and the concentration coefficient of the equivalent stresses K_σ on their main dimensionless design parameters were constructed. These patterns make it possible to make a reasonable choice of the geometric parameters of samples of this type for the experimental study of the resistance to static and fatigue failure of various materials operating under conditions of complex SSS.

УДК 539.3

К решению осесимметричных краевых задач термоупругости неоднородных тел методом потенциала

Веремейчик А.И.^a, Хвисевич В.М.^b

Брестский государственный технический университет, ул. Московская, 267, Брест, 224017, Беларусь

^avai_mrtm@tut.by, ^bvmhvisevitch@bstu.by

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, неоднородность, осесимметричная задача, температура.

Статья посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния неоднородных осесимметричных тел с использованием теории потенциала. С помощью метода возмущений осесимметричная краевая задача термоупругости неоднородных тел сводится к последовательности краевых задач термоупругости и теории упругости

однородных тел. Построены сингулярные интегральные уравнения осесимметричной краевой задачи термоупругости при переменном коэффициенте $\alpha(T)$.

Введение. Как правило, все материалы, используемые для создания конструктивных элементов машин и механизмов, имеют определенную неоднородность, которую можно разделить на микрон неоднородность (дефекты и неправильность кристаллической решетки, молекулярная структура полимеров и т.д.) и макрон неоднородность (параметры, определяющие свойства среды). С позиции инженерной практики интерес представляет исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) тел с макрон неоднородностью (непрерывной неоднородностью). Неоднородность упругих свойств возникает в процессах формирования тел (процессы отливки), при различных технологических процессах (различные виды обработки тел), эксплуатации конструктивных элементов на практике (воздействие температуры, радиации и т.д.). Для исследования НДС в осесимметричных телах с непрерывной неоднородностью необходимо поставить краевую задачу теории упругости (термоупругости) и разработать эффективный метод ее реализации. Аналитическое решение такого рода задач практически невозможно в связи со сложной геометрией области тел и граничных условий поэтому в настоящее время применение нашли различные численные методы. Наиболее распространенным численным методом решения краевых задач является метод конечных элементов (МКЭ). Для решения поставленной задачи используем метод потенциала [1, 2], с помощью которого дифференциальные уравнения сводится к интегральным уравнениям Фредгольма 2-го рода и которые имеют некоторые преимущества по сравнению с МКЭ.

Постановка задачи. Рассмотрим в цилиндрической системе координат ρ, z, ϑ упругое, однородное, изотропное тело вращения (ось z направим по оси вращения), которое подвергается воздействию осесимметричного стационарного температурного поля $T(\rho, z)$ и поверхностных сил p_ρ, p_z , которые таковы, что перемещения, деформации и напряжения не зависят от угловой координаты.

Дифференциальные уравнения равновесия в перемещениях u, w имеют вид:

$$\begin{cases} \Delta u - \frac{u}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial e}{\partial \rho} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \alpha \frac{\partial T}{\partial \rho} = 0, \\ \Delta w + \frac{3}{1-2\nu} \frac{\partial e}{\partial z} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \alpha \frac{\partial T}{\partial z} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $e = \left(\frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{u}{\rho} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$.

Напряжения по гипотезе Дюамеля-Неймана в перемещениях:

$$\sigma_{\rho\rho} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \alpha T \right), \quad \sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} e - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \alpha T \right), \quad (2)$$

$$\sigma_{\vartheta\vartheta} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{u}{\rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \alpha T \right), \quad \sigma_{\rho z} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial \rho} \right),$$

Формулы Коши:

$$\varepsilon_{\rho\rho} = \frac{\partial u}{\partial \rho}; \quad \varepsilon_{\vartheta\vartheta} = \frac{u}{\rho}; \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \gamma_{\rho z} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial \rho} \quad (3)$$

Постановка рассматриваемой осесимметричной задачи в перемещениях в общем случае сводится к определению десяти неизвестных, которые удовлетворяют уравнениям (1), (2), (3) уравнениям совместности [3], граничным условиям:

$$\begin{cases} \sigma_{\rho\rho}n_\rho + \sigma_{\rho z}n_z = p_\rho(x_s), \\ \sigma_{\rho z}n_\rho + \sigma_{zz}n_z = p_z(x_s), \end{cases} \quad (4)$$

где p_ρ, p_z – заданные механические условия на поверхности S , а также температурного поля T , которое подчиняется уравнению Лапласа:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial \rho} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (5)$$

Учтем, что модуль упругости E и коэффициент линейного расширения α являются функциями температуры T , а коэффициент Пуассона $\nu = const$. Для данной задачи выражения (2) примут вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{\rho\rho} &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^{-\frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT} \right), \quad \sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^{-\frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT} \right), \\ \sigma_{\theta\theta} &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{u}{\rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^{-\frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT} \right), \quad \sigma_{\rho z} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial \rho} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

Подставим (6) в дифференциальные уравнения:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{\rho\rho}}{\partial \rho} + \frac{\sigma_{\rho\rho} - \sigma_{\theta\theta}}{\rho} + \frac{\partial \sigma_{\rho z}}{\partial z} = 0, \\ \frac{\partial \sigma_{\rho z}}{\partial \rho} + \frac{\sigma_{\rho z}}{\rho} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

тогда с учетом переменных $E(T)$ и $\alpha(T)$, получим дифференциальные уравнения равновесия осесимметричной задачи термоупругости в перемещениях:

$$\begin{cases} \Delta u - \frac{u}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial \rho} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\int_0^T \alpha(T) dT \right) = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho\rho} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z} \right), \\ \Delta w + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial z} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial z} \left(\int_0^T \alpha(T) dT \right) = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho z} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{zz} \right). \end{cases} \quad (8)$$

Сведение осесимметричной краевой задачи термоупругости неоднородных тел к последовательности краевых задач однородной термоупругости. Одним из наиболее эффективных методов решения задач теории упругости неоднородных тел является так называемый метод возмущений, предложенный и разработанный В.А. Ломакиным [4]. Задача состоит в том, чтобы с помощью этого метода свести осесимметричную краевую задачу термоупругости неоднородных тел к последовательности краевых задач термоупругости и теории упругости однородных тел.

Применим метод возмущений к осесимметричной краевой задаче (6), (7), (8). Ее решение будем разыскивать в виде степенных рядов

$$u = \sum_{k=0}^{\infty} \varphi^k u^k(\rho, z), \quad w = \sum_{k=0}^{\infty} \varphi^k w^k(\rho, z). \quad (9)$$

Подставляя (9) в соотношения (6), (7), (8) и приравнивая коэффициенты при одинаковых степенях φ , получим краевую задачу для u^0, w^0 :

$$\begin{cases} \Delta u^0 - \frac{u^1}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \hat{e}^0}{\partial \rho} = \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\int_0^T \alpha(T) dT \right), \\ \Delta w^0 + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \hat{e}^0}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\int_0^T \alpha(T) dT \right), \end{cases} \quad (10)$$

граничные условия:

$$\begin{cases} \sigma_{\rho\rho}^0 n_s + \sigma_{\rho z}^0 n_z = q_s(x_s) \\ \sigma_{\rho z}^0 n_\rho + \sigma_{zz}^0 n_z = q_z(x_s) \end{cases} \quad (11)$$

и выражения напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_{\rho\rho}^0 &= \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial u^0}{\partial \rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^0 - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT \right), \quad \sigma_{zz}^0 = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial w^0}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^0 - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT \right), \\ \sigma_{s,s}^0 &= \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{u^0}{\rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^0 - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^T \alpha(T) dT \right), \quad \sigma_{\rho z}^0 = \frac{E(T)}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u^0}{\partial z} + \frac{\partial w^0}{\partial \rho} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Для функций $u^1(\rho, z), w^1(\rho, z)$ уравнения (10)–(12) примут вид:

$$\begin{cases} \Delta u^1 - \frac{u^1}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \hat{e}^1}{\partial \rho} = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho\rho}^0 + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z}^0 \right), \\ \Delta w^1 + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \hat{e}^1}{\partial z} = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho z}^0 + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{zz}^0 \right), \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\rho\rho}^1 n_s + \sigma_{\rho z}^1 n_z = 0, \\ \sigma_{\rho z}^1 n_\rho + \sigma_{zz}^1 n_z = 0, \end{cases} \quad (14)$$

$$\sigma_{\rho\rho}^1 = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial u^1}{\partial \rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^1 \right), \quad \sigma_{zz}^1 = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial w^1}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^1 \right), \quad (15)$$

$$\sigma_{s,s}^1 = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{u^1}{\rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^1 \right), \quad \sigma_{\rho z}^1 = \frac{E(T)}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u^1}{\partial z} + \frac{\partial w^1}{\partial \rho} \right),$$

где $e^1 = \left(\frac{\partial u^1}{\partial \rho} + \frac{u^1}{\rho} + \frac{\partial w^1}{\partial z} \right)$.

Краевые задачи для функций u^k, w^k :

$$\begin{cases} \Delta u^k - \frac{u^k}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial e^k}{\partial \rho} = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho\rho}^{k-1} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z}^{k-1} \right), \\ \Delta w^k + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial e^k}{\partial z} = -\frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho z}^{k-1} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{zz}^{k-1} \right), \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\rho\rho}^k n_s + \sigma_{\rho z}^k n_z = 0 \\ \sigma_{\rho z}^k n_\rho + \sigma_{zz}^k n_z = 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$\sigma_{\rho\rho}^k = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial u^k}{\partial \rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^k \right), \quad \sigma_{zz}^k = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{\partial w^k}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^k \right), \quad (18)$$

$$\sigma_{\rho\rho}^k = \frac{E(T)}{1+\nu} \left(\frac{u^k}{\rho} + \frac{\nu}{1-2\nu} e^k \right), \quad \sigma_{\rho z}^k = \frac{E(T)}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u^k}{\partial z} + \frac{\partial w^k}{\partial \rho} \right),$$

где $e^k = \left(\frac{\partial u^k}{\partial \rho} + \frac{u^k}{\rho} + \frac{\partial w^k}{\partial z} \right)$, ($k = 2, 3, \dots$).

Таким образом, в нулевом приближении задача (5)–(7) сводится к решению осесимметричной задачи классической термоупругости, а в последующих приближениях к последовательности осесимметричных задач теории упругости однородного тела с фиктивными объемными силами.

Построение сингулярных интегральных уравнений осесимметричной краевой задачи термоупругости при переменном коэффициенте $\alpha(T)$. Рассмотрим краевую задачу термоупругости (5)–(7). В правой части дифференциальных уравнений (10) присутствует объемная сила, которая обусловлена зависимостью температурного коэффициента линейного расширения α от температуры T . Решение дифференциальных уравнений ищем в форме:

$$u^{(0)} = u^U + u^T, \quad w^{(0)} = w^U + w^T \quad (19)$$

Общее решение u^U, w^U однородных дифференциальных уравнений соответствует [5]:

$$u^U(x) = b \int_L \left[\nu_\rho(y) C_{\rho\rho} + \nu_z(y) C_{\rho z} \right] dl_y, \quad w^U(x) = b \int_L \left[\nu_\rho(y) C_{z\rho} + \nu_z(y) C_{zz} \right] dl_y, \quad (20)$$

$$C_{\rho\rho} = \frac{1}{kn\sqrt{2-n^2}} \left\{ \left[k^2 - 3n^2 - 4n^2(3-4\nu) + \frac{k^2-n^2}{1-k^2} - \frac{k^2 n^2 (k^2-n^2)}{(2-n^2)(1-k^2)} \right] E + \right. \\ \left. + \left[2n^2(2-k^2)(3-4\nu) + (4n^2 - n^2 k^2 - 2k^2) - \frac{k^2 n^4}{2-n^2} \right] K \right\},$$

$$C_{\rho z} = \frac{Zk}{\rho_x n \sqrt{2-n^2}} \left(\frac{k^2-n^2}{1-k^2} E + n^2 K \right), \quad C_{z\rho} = \frac{Zk^2}{kn\sqrt{2-n^2}} \left[\frac{k^2-(2-n^2)}{1-k^2} E + (2-n^2) K \right], \quad (21)$$

$$C_{zz} = \frac{kn}{\sqrt{2-n^2}} \left\{ \frac{Z^2 k^2 (2-n^2)}{2\rho_x^2 n^2 (1-k^2)} E + [2+4(1-2\nu)] K \right\},$$

где $b = \frac{1}{8\pi\mu(1-\nu)}$, μ – модуль сдвига, L – длина контура меридионального сечения тела,

$k^2 = \frac{4\rho_y\rho_x}{(\rho_y + \rho_x)^2 + Z^2}$, $n^2 = \frac{2\rho_y}{\rho_y + \rho_x}$, внутренние интегралы в (20) относятся к полным

эллиптическим интегралам первого K и второго E родов [6].

Частное решение (10) представим в виде [7]:

$$u^T = \frac{\partial W}{\partial \rho_x}, \quad w^T = \frac{\partial W}{\partial z_x}. \quad (22)$$

Подставив (22) в (10), получаем соотношение, при котором система (10) обращается в тождество:

$$\Delta W = \frac{1+\nu}{1-\nu} \int_0^T \alpha(T) dT \quad (23)$$

Принимаем для $\alpha(T)$ зависимость [5]:

$$\alpha = \alpha_0(1 + \gamma T), \quad (24)$$

где α_0 – значение коэффициента теплового расширения для исходного состояния, γ – постоянная величина, определяемая из экспериментов. Выражая T через гармоническую

функцию $T^* = \int_0^T \lambda(T) dT$ согласно [7] при

$$\lambda(T) = \lambda_0(1 - kT), \quad (25)$$

где k – определяется с помощью экспериментальных кривых, λ_0 – коэффициент теплопроводности при исходной температуре, получаем:

$$T = \frac{1}{k} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2k}{\lambda_0} T^*} \right). \quad (26)$$

Тогда:

$$W = -\frac{ab}{4\pi} \int_V T(y) \frac{1}{r} dV_y + \frac{ac}{2} \left[\sum_{k=1}^n \int_{S_k+S_e} \chi(y) \frac{dr}{dn_y} - \sum_{k=1}^n A_k r_{A_k} \right], \quad (27)$$

или:

$$W = W^{(N)} + W^{(G)}, \quad W^{(N)} = -\frac{ab}{4\pi} \int_V T(y) \frac{1}{r} dV_y. \quad (28)$$

где $a = \frac{1+\nu}{1-\nu} \alpha_0$, $r_{A_k} = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_{A_k}^2 - 2\rho_x\rho_{A_k} \cos \Theta + Z^2}$ – расстояние между фиктивным источником теплоты, помещённом в область, ограниченную поверхностью S_j и точкой x с

поверхности S_x , совмещенной в пределе с S_i .

Интерес представляют добавки перемещений u^T , w^T и напряжений $\sigma_{\rho\rho}, \dots, \sigma_{\rho z}$ которые выражаются через (28), т.к. функция $W^{(G)}$ аналогична (29) [7]:

$$W = \overset{(K)}{W} + \overset{(M)}{W} = \frac{a}{2} \left(- \int \chi(y) \frac{dr}{dn(y)} + \sum_{i=1}^n A_i r_{A_i} \right), \quad (29)$$

и формулы полученных с ее помощью добавок перемещений и напряжений имеют вид:

$$u^T = \overset{(K)}{u}^T + \frac{a}{8\pi\mu} \sum_{i=1}^n A_i \frac{2}{R_{A_i}} \rho_{A_i} \left\{ \left[2(\rho_{A_i} + \rho_x) - \frac{R_{A_i}^2}{\rho_x} \right] K + \frac{R_{A_i}^2}{\rho_x} E \right\}, \quad w^T = \overset{(K)}{w}^T + \frac{a}{8\pi\mu} \sum_{i=1}^n \frac{4}{R_{A_i}} \rho_{A_i} Z, \quad (30)$$

$$\overset{(M)}{\sigma}_{\rho\rho}^T(x) = -\mu a \sum_{i=1}^n A_i \frac{2}{R_{A_i}} \left\{ \rho_{A_i} \left[\frac{2(\rho_{A_i} - \rho_x)^2}{R_{1A_i}^2} + \frac{R_{A_i}^2}{\rho_x^2} - 2 \right] E + \rho_{A_i} \left(4 + \frac{2\rho_{A_i}}{\rho_x} - \frac{R_{A_i}^2}{\rho_x^2} \right) K \right\},$$

$$\overset{(M)}{\sigma}_{zz}^T(x) = -\mu a \sum_{i=1}^n A_i \frac{4}{R_{A_i}} \left(\frac{\rho_{A_i} Z^2}{R_{1A_i}^2} E + \rho_{A_i} K \right), \quad (31)$$

$$\overset{(M)}{\sigma}_{\theta\theta}^T(x) = -\mu a \sum_{i=1}^n A_i \frac{2}{R_{A_i}} \left[\frac{\rho_{A_i} R_{A_i}^2}{\rho_x^2} E + \left(\frac{\rho_{A_i} R_{A_i}^2}{\rho_x^2} - \frac{2\rho_{A_i}^2}{\rho_x} + 2\rho_{A_i} \right) K \right],$$

$$\overset{(M)}{\sigma}_{\rho z}^T(x) = -\mu a \sum_{i=1}^n A_i \frac{2}{R_{A_i}} \left\{ \rho_{A_i} Z \frac{1}{\rho_x} \left[\frac{1}{\rho_x} - \frac{2(\rho_{A_i} - \rho_x)}{R_{1A_i}^2} \right] E + \frac{\rho_{A_i}}{\rho_x} ZK \right\},$$

где $R_{A_i} = (\rho_{A_i} + \rho_x)^2 + Z^2$, $Z = z_{A_i} - z_x$, u^T и w^T – соответствуют частному решению дифференциальных уравнений термоупругости при классическом способе представления температуры.

Для дальнейших выкладок необходимо определить частные производные от $1/r$:

$$\frac{\partial(1/r)}{\partial\rho_x} = \frac{\rho_y \cos\Theta - \rho_x}{r^3}, \quad \frac{\partial^2(1/r)}{\partial\rho_x^2} = -\frac{1}{r^3} + \frac{3(\rho_y \cos\Theta - \rho_x)}{r^3}, \quad (32)$$

$$\frac{\partial(1/r)}{\partial z_x} = \frac{Z}{r^3}, \quad \frac{\partial^2(1/r)}{\partial z_x^2} = -\frac{1}{r^3} + \frac{3Z^2}{r^5}, \quad \frac{\partial^2(1/r)}{\partial\rho_x \partial z_x} = \frac{3Z(\rho_y \cos\Theta - \rho_x)}{r^5}.$$

Подставим (28) в (23), учитывая (32) и что $dV_y = \rho_y d\Theta dF_y$, где F_y – площадь меридионального сечения области V^+ , получим добавки температурных перемещений:

$$\overset{(N)}{u}^T = \frac{ab}{4\pi} \int_F T(y) \rho_y dF_y \int_0^{2\pi} \frac{(\rho_x - \rho_y \cos\Theta)}{r^3} d\Theta, \quad \overset{(N)}{w}^T = -\frac{ab}{4\pi} \int_F T(y) \rho_y dF_y \int_0^{2\pi} \frac{Z}{r^3} d\Theta. \quad (33)$$

После преобразования, используя таблицу интегралов [6], получим:

$$u^{(N)T} = -\frac{ab}{2\pi} \int_F T(y) \frac{1}{R} \left\{ \left[\frac{\rho_y(\rho_y - 2\rho_x)}{R_1^2} + \frac{\rho_y}{\rho_x} \right] E + \frac{\rho_y}{\rho_x} K \right\} dF_y, \quad w^{(N)T} = -\frac{ab}{2\pi} \int_F T(y) \frac{1}{R} \frac{\rho_y Z}{R_1^2} EdF_y. \quad (34)$$

Температурные добавки напряжений представляем также в виде суммы:

$$\sigma_{\rho\rho}^T = \sigma_{\rho\rho}^{(N)T} + \sigma_{\rho\rho}^{(G)T}, \quad \sigma_{\rho x}^T = \sigma_{\rho x}^{(N)T} + \sigma_{\rho x}^{(G)T}. \quad (35)$$

Как и для добавок перемещений, интерес представляет построение формул для $\sigma_{\rho\rho}^{(N)T}$, ..., $\sigma_{\rho x}^{(N)T}$, т.к. для $\sigma_{\rho\rho}^{(G)T}$, ..., $\sigma_{\rho x}^{(G)T}$ справедливы выражения [5], будучи умноженными на $c = \frac{\gamma}{k\lambda_0}$ с учётом переменного $\mu(T)$.

Подставим (28) в формулы для добавок температурных напряжений [7]:

$$\sigma_{ij}^T = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x_i \partial x_j} - \Delta W \delta_{ij} \right), \quad (36)$$

получим:

$$\sigma_{\rho\rho}^T = 2\mu \left(\frac{\partial^2 W}{\partial \rho_x^2} - \Delta W \right), \quad \sigma_{\rho\rho}^T = 2\mu \left(\frac{1}{\rho_x} \frac{\partial^2 W}{\partial \rho_x^2} - \Delta W \right), \quad \sigma_{zz}^T = 2\mu \left(\frac{\partial^2 W}{\partial z_x^2} - \Delta W \right),$$

$$\sigma_{zz}^T = 2\mu \frac{\partial^2 W}{\partial \rho_x \partial z_x^2}. \quad (37)$$

Тогда с учетом (32), после интегрирования по \mathcal{G} и преобразований получим формулы добавок напряжений внутри области V^+ :

$$\sigma_{\rho\rho}^{(N)T}(x) = -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x) + \int_F T(y) \frac{2}{\rho_x R} \left\{ \left[\frac{4\rho_y \rho_x}{R^2} \left[\frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} - 1 \right] + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + 4\rho_y \rho_x \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^4} - \frac{2\rho_y^2}{R_1^2} - \frac{\rho_y}{\rho_x} \right\} E + \left\{ \frac{\rho_y}{\rho_x} + \frac{2\rho_y \rho_x}{R^2} \left[1 - \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} \right] \right\} K \right) dF_y, \\ \sigma_{zz}^{(N)T}(x) = -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x) + \int_F T(y) \frac{1}{R} \left\{ \left[\frac{4\rho_y}{R_1^2} \left[\frac{Z^2}{R_1^2} - \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} + \frac{2Z^2}{R^2} \right] \right\} E - \frac{4\rho_y Z^2}{R^2 R_1^2} K \right) dF_y, \quad (38) \\ \sigma_{\rho\rho}^{(N)T}(x) = -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x) + \int_F T(y) \frac{2}{\rho_x R} \left\{ \left[\frac{2\rho_y(\rho_y - \rho_x)}{R_1^2} + \frac{\rho_y}{\rho_x} \right] E - \frac{\rho_y}{\rho_x} K \right\} dF \right),$$

где $R^2 = \sqrt{(\rho_y + \rho_x)^2 + Z^2}$, $R_1^2 = \sqrt{(\rho_y - \rho_x)^2 + Z^2}$, $a_1 = \frac{b\alpha_0}{1-\nu}$.

Если точка x совпадает с точкой y , то с учетом предельных значений в формулах

напряжений $\sigma_{\rho\rho}^{(N)T}$, $\sigma_{zz}^{(N)T}$, $\sigma_{\rho z}^{(N)T}$ вместо $4\pi T(x)$ принимается $\frac{8}{3}\pi T(x)$.

Температурные добавки напряжений в граничных точках области V^+ :

$$\begin{aligned} \sigma_{\rho\rho}^{(N)T}(x_S) = & -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x_S) \left(1 - \frac{n_{\rho_x}^2}{2} \right) + \int_F T(y) \frac{2}{\rho_x R} \left\{ \left[\frac{4\rho_y \rho_x}{R^2} \left[\frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} - 1 \right] + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + 4\rho_y \rho_x \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^4} - \frac{2\rho_y^2}{R_1^2} - \frac{\rho_y}{\rho_x} \right\} E + \left[\frac{\rho_y}{\rho_x} + \frac{2\rho_y \rho_x}{R^2} \left[1 - \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} \right] \right] K \right) dF_y \right), \\ \sigma_{zz}^{(N)T}(x_S) = & -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x_S) \left(1 - \frac{n_{z_x}^2}{2} \right) + \int_F T(y) \frac{1}{R} \times \right. \\ & \left. \times \left(\left[\frac{4\rho_y}{R_1^2} \left[\frac{Z^2}{R_1^2} - \frac{(\rho_y - \rho_x)^2}{R_1^2} + \frac{2Z^2}{R^2} \right] \right] E - \frac{4\rho_y}{R^2} \frac{Z^2}{R_1^2} K \right) dF_y \right), \end{aligned} \quad (39)$$

$$\sigma_{\rho z}^{(N)T}(x_S) = -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(4\pi T(x_S) + \int_F T(y) \frac{2}{\rho_x R} \left\{ \left[\frac{2\rho_y (\rho_y - \rho_x)}{R_1^2} + \frac{\rho_y}{\rho_x} \right] E - \frac{\rho_y}{\rho_x} K \right\} dF_y \right),$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\rho x}^{(N)T}(x_S) = & -\frac{a_1 E(T)}{4\pi} \left(2\pi T(x_S) n_{\rho_x} n_{z_x} - \int_F T(y) \frac{2}{\rho_x R} \left\{ \left[\frac{\rho_y Z}{R^2} + \frac{4\rho_y Z}{R_1^2} \times \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. \times \left(\frac{\rho_y - \rho_x}{R_1^2} \rho_x - \frac{\rho_x^2}{R^2} \right) \right] E + \frac{1}{2} \left[\frac{Z\rho_y}{R_1^2} \left(\frac{\rho_x^2}{R^2} - 1 \right) - \frac{\rho_y Z}{R^2} \right] K \right\} dF_y \right). \end{aligned}$$

Полные перемещения определяем как сумму:

$$\begin{aligned} w^{(0)} = w^U + w^{(G)T} + w^{(N)T} = & w^U + \frac{(1+\nu)^2 \alpha_0}{2\pi(1-\nu)E(T)} \left(c \left(\int_L \chi(y) \frac{1}{R} \times \right. \right. \\ & \left. \left. \times \left(\left[\left[\frac{2\rho_y (\rho_y - \rho_x)}{R_1^2} - 1 \right] Z n_{\rho_y} + 2\rho_y \frac{Z^2}{R_1^2} n_{z_y} \right\} E + (Z n_{\rho_y} - 2\rho_y n_{z_y}) K \right) dl_y - \right. \\ & \left. - \sum_{k=1}^n A_k \frac{2}{R_{A_k}} \rho_{A_k} Z \left(-2b \int_F T(y) \frac{1}{R} \frac{\rho_y Z}{R_1^2} E dF_y \right) \right). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u^{(0)} = u^U + u^{(G)T} + u^{(N)T} = u^U + \frac{(1+\nu)^2 \alpha_0}{2\pi(1-\nu)E(T)} & \left(c \left(\int_L \chi(y) \frac{1}{R} \left\{ \frac{\rho_y}{\rho_x} (\rho_y n_{\rho_y} + Zn_{z_y}) - \right. \right. \right. \\
 - \frac{(\rho_y - \rho_x)}{R_1^2} 2\rho_y [(\rho_y - \rho_x)n_{\rho_y} + Zn_{z_y}] + \rho_x n_{\rho_y} & \left. \left. \left. \right\} E - \left[\frac{\rho_y}{\rho_x} (\rho_y n_{\rho_y} + Zn_{z_y}) + \right. \right. \right. \\
 + \rho_x n_{\rho_y}] K \left(dl_y - \sum_{k=1}^n A_k \frac{1}{R_{A_k}} \rho_{A_k} \left\{ \left[2(\rho_{A_k} + \rho_x) - \frac{R_{A_k}^2}{\rho_x} \right] K + \frac{R_{A_k}^2}{\rho_x} E \right\} \right) & \left. \left. \left. \right) - \right. \right. \\
 - b \int_F T(y) \frac{1}{R} \left\{ \left[\frac{\rho_y (\rho_y - 2\rho_x)}{R_1^2} + \frac{\rho_y}{\rho_x} \right] E + \frac{\rho_y}{\rho_x} K \right\} dF_y & \left. \right),
 \end{aligned} \tag{40}$$

Полные напряжения, как и перемещения, определяются суммированием. Полностью формулы ввиду громоздкости, приводить не будем, а перепишем их в общем виде:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\rho\rho}^{(0)}(x) = \sigma_{\rho\rho}^U(x) + \sigma_{\rho\rho}^T(x) = \sigma_{\rho\rho}^U(x) + \sigma_{\rho\rho}^{(G)T}(x) + \sigma_{\rho\rho}^{(N)T}(x), \\
 \sigma_{zz}^{(0)}(x) = \sigma_{zz}^U(x) + \sigma_{zz}^T(x) = \sigma_{zz}^U(x) + \sigma_{zz}^{(G)T}(x) + \sigma_{zz}^{(N)T}(x),
 \end{aligned} \tag{41}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{g\theta}^{(0)}(x) = \sigma_{g\theta}^U(x) + \sigma_{g\theta}^T(x) = \sigma_{g\theta}^U(x) + \sigma_{g\theta}^{(G)T}(x) + \sigma_{g\theta}^{(N)T}(x), \\
 \sigma_{\rho z}^{(0)}(x) = \sigma_{\rho z}^U(x) + \sigma_{\rho z}^T(x) = \sigma_{\rho z}^U(x) + \sigma_{\rho z}^{(G)T}(x) + \sigma_{\rho z}^{(N)T}(x).
 \end{aligned}$$

Здесь напряжения $\sigma_{\rho\rho}^U(x), \dots, \sigma_{\rho z}^U(x)$ соответствуют перемещениям u^U, w^U и для их определения используются формулы [5].

Напряжения в граничных точках области определяем аналогично (41), учитывая формулы скачков:

$$\sigma_{\rho\rho}^{(0)}(x_S) = \sigma_{\rho\rho}^U(x_S) + \sigma_{\rho\rho}^T(x_S) = \sigma_{\rho\rho}^U(x_S) + \sigma_{\rho\rho}^{(G)T}(x_S) + \sigma_{\rho\rho}^{(N)T}(x_S), \tag{42}$$

$$\sigma_{\rho z}^{(0)}(x_S) = \sigma_{\rho z}^U(x_S) + \sigma_{\rho z}^T(x_S) = \sigma_{\rho z}^U(x_S) + \sigma_{\rho z}^{(G)T}(x_S) + \sigma_{\rho z}^{(N)T}(x_S)$$

где $\sigma_{\rho\rho}^U(x_S), \dots, \sigma_{\rho z}^U(x_S)$ соответствуют [5]:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\rho\rho}(x_S) = \frac{1}{1-\nu} \left[v_\rho(x_S) (2-\nu-n_{\rho_x}^2) n_{\rho_x} + v_z(x_S) (\nu-n_{\rho_x}^2) n_{z_x} \right] + V.p.\sigma_{\rho\rho}, \\
 \sigma_{\rho\rho}(x_S) = \frac{1}{1-\nu} \left[v_\rho(x_S) (\nu-n_{z_x}^2) n_{\rho_x} + v_z(x_S) (2-\nu-n_{z_x}^2) n_{z_x} \right] + V.p.\sigma_{zz},
 \end{aligned} \tag{43}$$

$$\sigma_{g\theta}(x_S) = \frac{\nu}{1-\nu} \left[v_\rho(x_S) n_{\rho_x} + v_z(x_S) n_{z_x} \right] + V.p.\sigma_{g\theta},$$

$$\sigma_{\rho z}(x_S) = \frac{1}{1-\nu} \left[v_\rho(x_S) (1-\nu-n_{\rho_x}^2) n_{z_x} + v_z(x_S) (1-\nu-n_{z_x}^2) n_{\rho_x} \right] + V.p.\sigma_{\rho z},$$

где $V.p.$ – означает главное значение сингулярного интеграла по Коши, а $\sigma_{\rho\rho}^{(G)T}(x_S), \dots, \sigma_{\rho z}^{(G)T}(x_S)$ определяем по формулам [5], умножая соответствующие выражения на c и учитывая зависимость $E(T)$.

Тогда компоненты температурной поверхностной нагрузки выражаются так:

$$p_{\rho}^T(x_S) = -(\sigma_{\rho\rho}^T(x_S)n_{\rho_x} + \sigma_{\rho z}^T(x_S)n_{z_x}), \quad (44)$$

$$p_z^T(x_S) = -(\sigma_{\rho z}^T(x_S)n_{\rho_x} + \sigma_{zz}^T(x_S)n_{z_x}).$$

Если ввести интегральный оператор интегральных уравнений осесимметричной задачи теории упругости:

$$J_{\rho}(v_{\rho}, v_z) = \sigma_{\rho\rho}^U(x_S)n_{\rho_x} + \sigma_{\rho z}^U(x_S)n_{z_x}, \quad (45)$$

$$J_z(v_{\rho}, v_z) = \sigma_{\rho z}^U(x_S)n_{\rho_x} + \sigma_{zz}^U(x_S)n_{z_x},$$

то с учётом (44) получим систему сингулярных интегральных уравнений рассматриваемой задачи примет вид:

$$J_{\rho}(v_{\rho}, v_z) = p_{\rho}(x_S) + p_{\rho}^T(x_S), \quad (46)$$

$$J_z(v_{\rho}, v_z) = p_z(x_S) + p_z^T(x_S),$$

где $\rho_{\rho}(x_S), \rho_z(x_S)$ – заданные механические нагрузки, J_{ρ}, J_z – операторы, которые в развёрнутом виде аналогичны левой части [7].

Полученная система сингулярных интегральных уравнений позволяет найти решение краевой осесимметричной задачи термоупругости при переменном $\alpha(T)$. Напряжения (41), (42) используются как плотность массовых сил в последующем приближении решения задачи термоупругости неоднородного тела.

Заключение. Решение осесимметричной краевой задачи неоднородной термоупругости с помощью метода возмущений сведено к решению последовательности краевых задач изотермической термоупругости и теории упругости.

Литература:

1. Методы граничных элементов / К. Бреббия, Ж. Теллес, Л. Вроубел. – М.: Мир, 1987. – 524 с.
2. Steinbach O. Numerical approximation methods for elliptic boundary value problems. – New York: Springer Science, 2008. – 386 p.
3. Горшков А.Г. Теория упругости и пластичности: Учебник для вузов. - М.: Физматлит, 2002. - 416 с.
4. Ломакин В.А. Теория упругости неоднородных тел. – М.: Ленанд, 2014. – 367 с.
5. Копейкин Ю.Д. Применение бигармонических потенциалов в краевых задачах статики упругого тела. - Диссертация доктора физ.-мат. наук. – М., 1969. – 280 с.
6. Кузьмич Л. С. Эллиптические функции. Эллиптические интегралы: Алгоритм точного решения. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2013. – 48 с.
7. Веремейчик А.И., Гарбачевский В.В., Хвисевич В.М. К решению плоских краевых задач термоупругости неоднородных тел методом потенциала // Теоретическая и прикладная механика. – 2015. – Вып. 30. – С. 184–189.

To the solution of axisymmetric boundary value problems of thermoelasticity of inhomogeneous bodies by the potential method

Veremeichik, A.I.^a, Hvisevich V.M.^b

Brest State Technical University, Moskovskaya st., 267, Brest, 224017, Belarus

^avai_mrtm@tut.by, ^bvmhvisevich@bstu.by

Keywords: stress-strain state, inhomogeneity, axisymmetric problem, temperature.

The article is devoted to the study of the stress-strain state of inhomogeneous axisymmetric bodies using the theory of potential. Using the method of perturbation of the axisymmetric boundary value problem of thermoelasticity of heterogeneous bodies is reduced to sequences of boundary value problems of thermoelasticity and the theory of homogeneous elastic bodies. Built a singular integral equation of the axisymmetric boundary value problem of thermoelasticity with a variable coefficient $\alpha(T)$.

УДК 539.421

Обработка экспериментальных видеоданных о развитии усталостных трещин в образцах лопастей несущего винта вертолета

Бохоева Л.А.^a, Курохтин В.Ю.^b, Банина Е.С.^c, Каблуква А.Е.^d

Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, Ключевская 40в стр. 1, Улан-Удэ, 670013, Россия

^abohoeva@yandex.ru, ^bkurokhtin91@gmail.com, ^cbaninag@mail.ru, ^dnaskablukova@yandex.ru

Ключевые слова: усталостная трещина, лопасть винта вертолета, критическая длина трещины, обработка видеозаписи.

В данной статье приводится описание обработки видеозаписей роста усталостных трещин в образцах лопастей несущего винта вертолета, образующихся в ходе их испытаний на стенде. Специально созданная компьютерная программа позволяет на основе видеозаписи определять геометрические параметры трещины (длина, ширина, крайние точки, центр тяжести) на каждом кадре записи. Полученные данные представляются в виде графика, отображающего зависимость скорости роста трещины от времени ее роста. График проходит трассировку в программе Mathcad, в итоге создаются два вектора данных – время и скорость роста трещины, которые проходят процедуру интерполяции с построением полинома третьей степени. По итогам интегрирования полинома определяется критическая длина трещины, по достижении которой начинается ее быстрый рост.

Введение. В ходе ресурсных испытаний лопастей несущего винта вертолета производится видеосъемка роста усталостных трещин, возникающих в этих лопастях [1-4]. Пример последовательности кадров из такой видеозаписи приведен на Рис.1, где положение трещины показано стрелкой. Финальный кадр соответствует моменту разрушения образца – разделению его на две части.

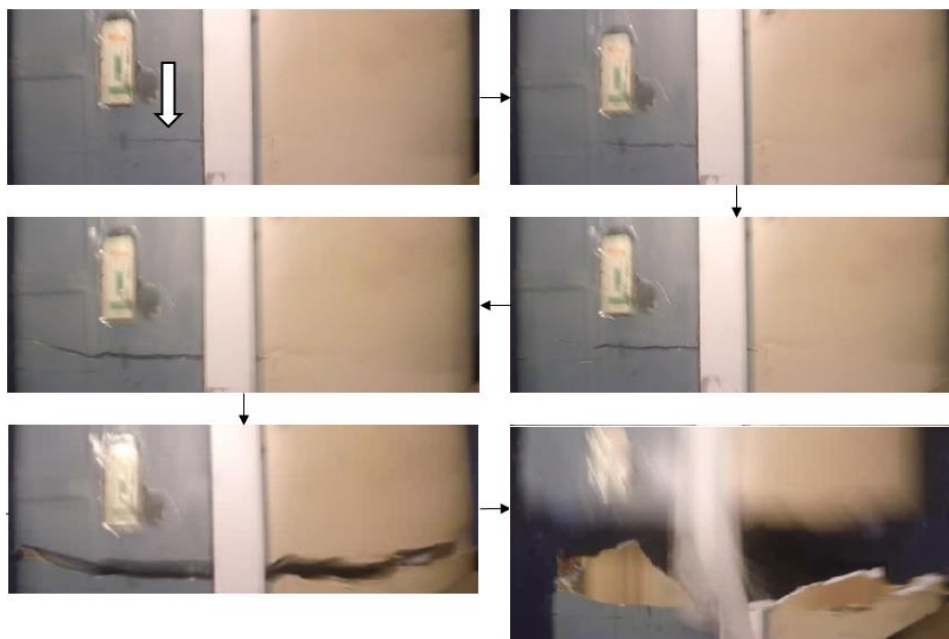


Рис.1 Кадры из видеозаписи роста трещины

Целью исследования является определение скорости роста усталостных трещин, их критической длины и времени докритического развития на основе имеющихся видеозаписей. Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач: создание методики обработки видеозаписей; определение геометрических параметров трещины на каждом кадре видеозаписи по итогам обработки этого кадра; трассировка и интерполирование полученных данных с целью определения скорости роста трещины, времени ее роста и критической длины.

Методика исследования. С целью определения скорости роста трещин была разработана компьютерная программа для обработки видеозаписи, в которой каждой найденной трещине соответствует отдельная запись во внутренней базе данных программы. После загрузки файла в программу запись была разделена на отдельные кадры. Каждый кадр был бинаризован (преобразован из цветного в черно-белый) [5]. Порог бинаризации выбран таким образом, чтобы область трещины на кадре осталась черной, а все прочие пиксели стали белыми. Пример полученного в результате бинаризации изображения приведен на Рис.2.

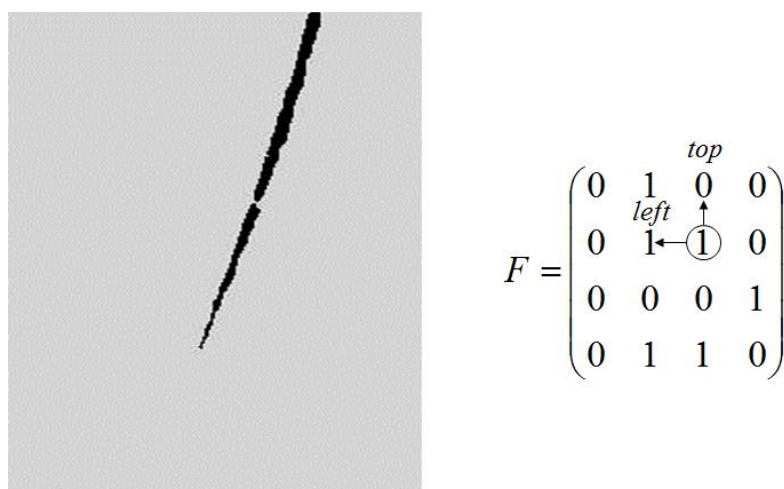


Рис.2 Бинаризованный кадр и пример матрицы, соответствующей такому кадру

Для каждого бинаризованного кадра создана матрица F , состоящая из нулей и единиц (Рис.2), где нулям соответствуют белые пиксели фона, а единицам – черные пиксели трещины [6]. Эта матрица была подвергнута поэлементной обработке.

После обработки всей матрицы в базе данных содержатся сведения обо всех найденных на кадре трещинах. Эти записи прошли обработку, по результатам которой были определены основные параметры трещин – длина, ширина, крайние точки, центр тяжести (Рис.3).

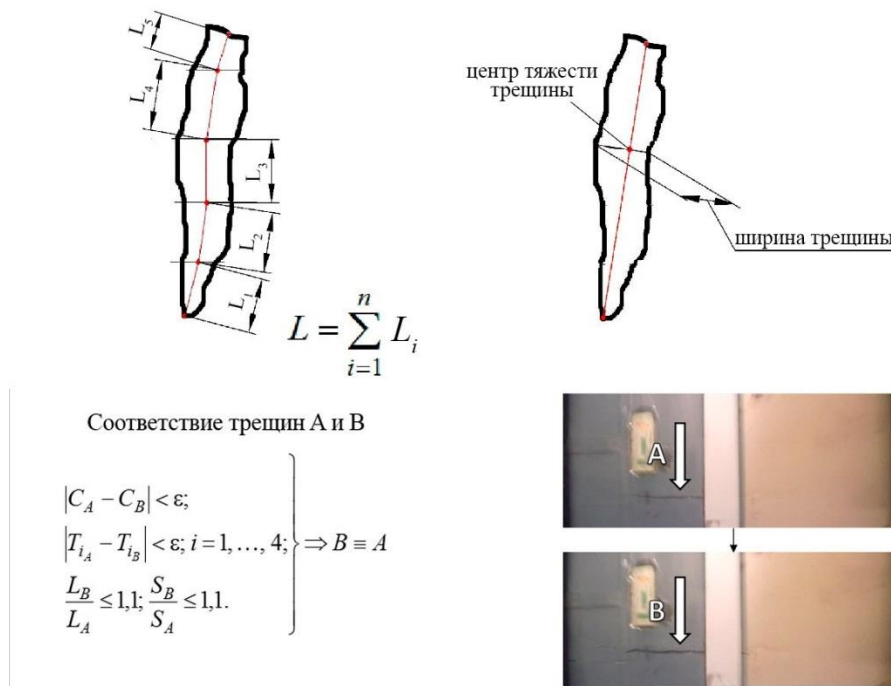


Рис.3 Определение геометрических параметров трещин

Таким образом, по итогам обработки всей видеозаписи получена информация о динамике роста трещины. Эти данные представлены в виде графика (Рис.4), где по оси абсцисс отложено время роста трещины в часах, а по оси ординат – скорость ее роста в миллиметрах в час [7]. Видно, что в процессе испытаний скорость роста трещины постепенно увеличивается, пока не происходит резкий скачок, заканчивающийся разрушением образца.

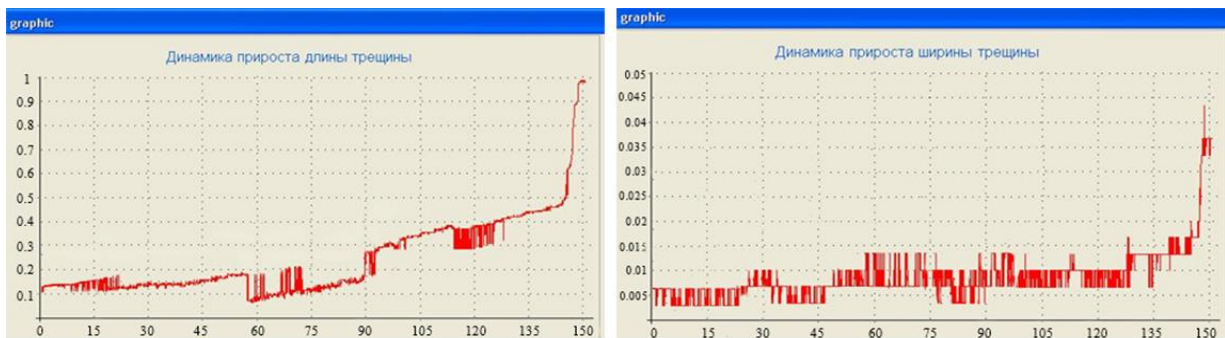


Рис.4 Кинетические графики развития трещины (горизонтальная ось – время роста трещины, ч; вертикальная ось – скорость роста трещины, мм/ч)

Небольшие скачки графиков вверх-вниз обусловлены тем, что кончик трещины плохо виден на некоторых кадрах, из-за чего скорость ее роста определяется с некоторой погрешностью – на одних кадрах трещина выглядит длиннее, на других – короче. Полученные графики трассированы в пакете Mathcad (Рис.5). По итогам этой операции созданы два вектора данных – время роста трещины в часах и скорость роста трещины в миллиметрах в час [8].



Рис.5 Трассировка графика в пакете Mathcad

Полученные данные подвергнуты процедуре интерполяции с построением интерполяционного кубического полинома. Интерполяционный кубический полином, представляющий зависимость скорости роста трещины (мм/ч) от времени ее роста (ч), описывается уравнением (1).

$$v_{\text{длина}} = 8,386 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,364 \cdot 10^{-4} t^2 + 5,722 \cdot 10^{-3} t + 0,255. \quad (1)$$

Результаты. Подставляя в формулу (1) разные значения времени роста трещины, получаем значения скорости ее роста. Эти данные представлены в таблице.

Таблица 1

t, ч	1	10	50	100	120	140	150	160	170	180	190	195	200
v, мм/ч	0,26	0,3	0,31	0,35	0,43	0,431	0,73	1,11	1,41	1,76	2,17	2,4	2,6

Данные таблицы отображены в виде графика (Рис.6). Как видно из графика, быстрый рост трещины начинается после 140 часов ее развития.

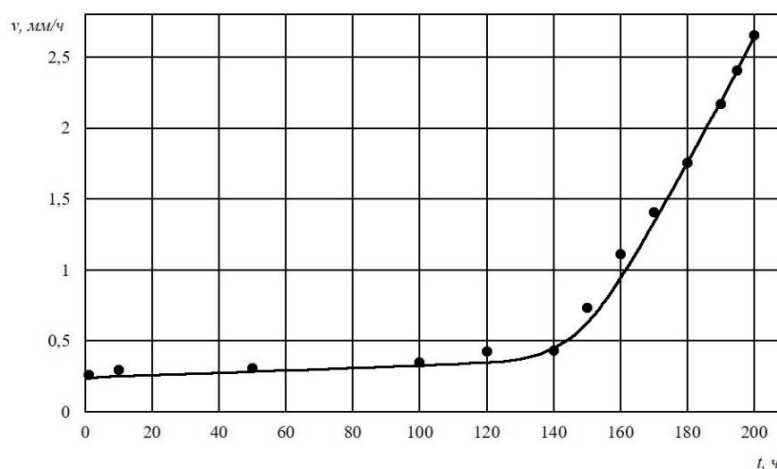


Рис.6 График зависимости скорости роста трещины в образцах лопастей от времени ее роста

Чтобы определить величину критической длины трещины, проинтегрируем выражение (1) по времени с верхней границей 140 часов, соответствующей началу быстрого роста трещины:

$$\int_0^{140} 8,386 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,364 \cdot 10^{-4} t^2 + 5,722 \cdot 10^{-3} t + 0,255 dt = 47,544 \text{ мм.} \quad (2)$$

Полученное значение согласуется с экспериментальными данными – в ходе испытаний было отмечено, что быстрый нестабильный рост трещины начинается, когда она достигает длины в 45-50 мм.

Выводы. Период докритического развития трещины может быть включен в назначенный ресурс лопасти, так как в этом периоде, составляющем в среднем первые 140 часов развития трещины, разрушения лопасти не происходит. За указанное время трещина вырастает до длины 45-50 мм, после чего начинается ее быстрое неустойчивое развитие, когда эксплуатация лопасти становится опасной.

Разработанная программа позволяет определять скорость и критическую длину трещины с достаточной степенью точности, что подтверждается хорошей сходимостью результатов работы программы с данными экспериментальных наблюдений. Разработанное программное обеспечение может применяться для оценки скорости и времени развития усталостных трещин в различных объектах машиностроения.

Работа выполнена при поддержке госзадания Минобрнауки РФ, проект №9.7667.2017/БЧ, проект №9.11221.2018/11.12.

Литература:

1. Рогов В.Е. Оценка процесса роста усталостных трещин в лопастях винта вертолета / В.Е. Рогов, Л.А. Бохоева, В.Ю. Курохтин, А.Б. Балданов // Интернет-журнал «Науковедение». 2017. Т. 9. № 2. С. 74.
2. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Перевалов А.В., Рогов В.Е., Покровский А.М., Чермошенцева А.С. Испытания элементов конструкций и узлов вертолета на усталостную прочность//Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 1. С. 7-16.
3. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Жерлова Е.А. Исследование роста трещин в изделиях авиационной техники на основе натуральных испытаний// В сборнике: Сборник научных трудов. Серия: Механика конструкций и материалов (композиционные материалы и наноматериалы). 2016. С. 57-69.
4. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Филиппова К.А. Испытание изделий авиационной техники с применением нового программного обеспечения для сбора, обработки данных и построения текущего состояния деформированного изделия//Вестник ВСГУТУ. 2015. Т. 55. № 4. С. 20-25.
5. Курохтин В.Ю. Определение скорости роста усталостных трещин в лопастях винта вертолета / В.Ю. Курохтин, Л.А. Бохоева, Е.Е. Кибирева //Механики XXI века. 2017. № 16. С. 240-244.
6. Потапов С.Д., Перепелица Д.Д. Исследование влияния остаточных напряжений в зоне расположения трещины на скорость ее роста при циклическом нагружении / С.Д. Потапов, Д.Д. Перепелица // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21. № 1. С. 104-110.
7. Небелов Е.В., Потоцкий М.В., Родионов А.В., Горский А.Н. Механизм развития повреждений лопастей воздушного винта из композиционных материалов при воздействии поражающих элементов // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 1. С. 26-31.
8. Локощенко А.М. Ползучесть и длительная прочность металлов. М.: Физматлит, 2016. 504 с.

Processing of experimental video data on the growth of fatigue cracks in samples of helicopter rotor blades

Bokhоеva L.A.^a, Kurokhtin V.Yu.^b, Banina E.S.^c, Kablukova A.E.^d

East Siberia state university of technology and management, Klyuchevskaya st., 40v building 1, Ulan-Ude, 670013, Russian Federation

bohоеva@yandex.ru, kurokhtin91@gmail.com, baninag@mail.ru, naskablukova@yandex.ru

Keywords: fatigue crack, helicopter rotor blade, critical crack length, video processing.

The paper provides a description of processing video recordings of fatigue crack growth in samples of helicopter rotor blades that are formed during their tests on a stand. Specially created computer program allows, based on video recording, to determine the geometric parameters of a crack (length, width, extreme points, center of gravity) at each recording frame. The obtained data are presented in the form of a graph showing the dependence of the crack growth rate on the time of its growth. The graph is traced in the Mathcad program; as a result, two data vectors are created – crack growth time and speed that undergo an interpolation procedure with the construction of a third-degree polynomial. According to the results of the integration of the polynomial, the critical length of the crack is determined, after reaching which its rapid growth begins.

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

<i>Федоров В.С., Герасимов С.Н., Яковлев И.Ю.</i> Электрогидравлическая система управления объемным гидроприводом механизма поворота одноковшового экскаватора.....	3
<i>Соболев А.А.</i> Обзор и анализ международной практики использования систем самоуправляемых карьерных самосвалов.....	8
<i>Файзов А.Х., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н., Федоров В.С., Дыхавка А.Н.</i> Статический расчет металлоконструкции портала заглаживающей машины.....	14
<i>Чебан А.Ю.</i> Выемочный комплекс для разработки крутонаклонных рудных тел ограниченной мощности.....	21
<i>Чебан А.Ю.</i> Экспериментальное определение сопротивлений резанию горных пород одиночным резцом.....	25
<i>Абрамец В.С., Хрунина Н.П.</i> Расчет гидравлического привода вспомогательного оборудования колесного скрепера.....	29
<i>Абрамец В.С., Хрунина Н.П.</i> Технологии применения машин послойного фрезерования на открытых горных работах	33
<i>Гиннэ С.В.</i> К вопросу о защите машин и оборудования от коррозии в процессе эксплуатации.....	37
<i>Абдукундузов А.В., Фёдоров В.С.</i> Обзор способов разогрева рабочей жидкости гидрофицированных машин.....	44
<i>Хричков А.В.</i> Оптимизация конструкции бетоносмесителя с использованием вибрационных и магнитных активаторов.....	49
<i>Zenkov S.A., Balahonov N.A.</i> Application of anti-fixing liquid to improve the efficiency of machine work under negative temperatures.....	55
<i>Зеньков С.А., Минеев Д.А.</i> Рабочее оборудование для очистки ковша экскаватора.....	59
<i>Кухарчук С.А.</i> Дискофрезерный рабочий орган бульдозера для разработки мерзлых грунтов.....	66
<i>Кухарчук С.А.</i> Использование дисковых резцов в конструкциях рабочих органов машин при разработке мерзлых грунтов.....	69
<i>Кухарчук С.А.</i> Конструкции зубьев рабочих органов землеройных машин для разработки мерзлых грунтов.....	74
<i>Злобин С.Н.^а, Редикульцев Д.В.^б, Леонов Д.А.</i> Методика расчета параметров пневмогидравлического уравновешивателя кривошипного прессы.....	77

<i>Слонкин Н.Ю.</i> Анализ конструкции и ремонт телескопических гидроцилиндров.....	83
<i>Иванков Е.А.</i> Комбинированная ножевая система как оптимальная система в конструкции скреперных агрегатов.....	88
<i>Козлова А.Д., Кривоносова Ю.В., Шалыгин М.Г.</i> Улучшение процесса проведения измерений на примере спектрального анализа масел двигателями МФС.....	93
<i>Карпов А.С., Давтян С.М., Жмуров В.В.</i> Анализ конструкции гидроцилиндров рабочего оборудования дорожных, строительных машин.....	97
<i>Давтян С.М., Карпов А.С., Жмуров В.В.</i> Анализ стендов для диагностики гидроцилиндров.....	101
<i>Портнягина А.В., Поляков В.А., Фалуни В.Ф., Герасимов С.Н.</i> Аргументация альтернативности автоматизированного комплекса для обработки свежесуложенных бетонных поверхностей.....	105
<i>Altansanaa B.</i> Utilization Survey Result of Digging and Loading Subsystem (An example of "Erdenet Mining" LLC).....	108
<i>Чехлов А.В.</i> Анализ состояния техники смешивания сыпучих материалов.....	110
<i>Чехлов А.В.</i> Усовершенствованная конструкция планетарного смесителя.....	122
<i>Нямбат Б., Ренчинсамбуу Г., Жмуров В.В.</i> Проблемы ремонта гидроцилиндров высокого давления пресс-фильтра гидросистемы медного концентрата на предприятии “ЭРДЭНЭТ”.....	128
<i>Куклин М.А., Кулаков А.А.</i> Стенд для диагностирования гидроцилиндров.....	132
<i>Коробка Д.П.</i> Модернизация геометрии лопастного вала в бетоносмесителе.....	136
<i>Коробка Д.П.</i> Влияние геометрии лопастного вала на качество приготовления бетонной смеси.....	139
<i>Александров И.А., Егоров В.А., Кириченко О.П.</i> Реконфигурируемое зажимное устройство на основе многофункциональной связи и гидравлического цилиндра с встроенным поршневым штоком.....	142

Современные технологии и автоматизация в машиностроении

<i>Новоселов Ю. К., Богоцкий В. Б.</i> Выбор числа операций шлифования с обеспечением заданных параметров обработки	149
<i>Андросов С.П., Иванов А.В.</i> Анализ методов определения силовых характеристик при цилиндрическом фрезеровании.....	153
<i>Гришин Р.С., Неснов Д.В.</i> Компьютерное моделирование датчика МЕТРАН-43.....	159

<i>Толстошеев А.К., Татаринцев В.А.</i> Проектирование самоустанавливающихся механизмов параллельной структуры промышленных роботов с кинематической развязкой.....	161
<i>Пешихонов К. Ю., Тарапанов А.С.</i> Погрешности спироидных зубчатых колес, вызванных деформацией технологической системы.....	166
<i>Назарьев А.В., Бочкарёв П.Ю.</i> Формирование структуры комплексного подхода к технологической подготовке изготовления высокоточных изделий.....	172
<i>Костенко А.В., Михайлов А.Н., Полетайкин А.Н.</i> Особенности классификации и представления деталей в функционально-ориентированной технологии машиностроения.....	179
<i>Грубка Р.М., Михайлов А.Н., Петряева И.А.</i> Классификация видов продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес в зависимости от функционального назначения.....	187
<i>Решетникова Е.П., Бочкарев П.Ю.</i> Автоматизированный способ группирования деталей производственной системы механообрабатывающих производств с позиции сложности измерения.....	191
<i>Леон А.В., Звядинцева С.Ю., Чирков Е.А., Шкодин А.С., Каплев Д.А.</i> Классификация основных направлений исследований гибридных процессов.....	196
<i>Рычков Д.А., Горбань И.С., Смирнова Д.А., Ермоленко Н.С., Войтович В.Ю.</i> Исследование напряженно-деформированного состояния при цилиндрическом свободном фрезеровании многокомпонентных композитов.....	201
<i>Смирнова Д.А., Горбань И.С., Варакин А.А., Можаровский М.А.</i> Критериальная оптимизация параметров технологических процессов обработки резанием высокопрочных материалов.....	207
<i>Шмакова О.Ю., Каплева А.Е., Кривогорницын А.О.</i> Предварительное исследование качества изделий из полиуретана с добавлением упрочнителя.....	212
<i>Рукоусев А.С.</i> Актуальность развития фрезерования композитных полимерных материалов.....	216

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

<i>Ясенков Е.П., Парфенова Л.А.</i> Результаты внедрения новых примерных программ профессиональной подготовки водителей транспортных средств в Российской Федерации за 2015 – 2018 годы.....	220
<i>Егоров В.А., Воронович А.М., Буглак И.А., Иванов Д.Е.</i> Обзор и анализ гибких нагревательных элементов для обогрева рабочих органов машин.....	228

<i>Рыков С.П.</i> Расчетное обоснование колебательных параметров модернизированного экспериментального одноколесного полуприцепа.....	234
<i>Рыков С.П.</i> Экспериментальная оценка колебательных параметров модернизированного одноколесного полуприцепа.....	242
<i>Трушин Н.Н.</i> Гидромеханический реверс-редуктор.....	250
<i>Федотов А.С., Квасова К.Д., Курочкин К.В.</i> Методика расчёта сил, действующих на автотранспортное средство, при движении по дорогам с неровными поверхностями.....	254
<i>Мазур В.В.</i> Оценка погрешностей данных экспериментальных исследований упругих свойств безвоздушных шин.....	261
<i>Мазур В.В.</i> Наука. Термины и определения. Особенности научной деятельности кафедры машиностроения и транспорта Братского государственного университета.....	268
<i>Витковский С.Л.</i> Оценка качества процессов сгорания и расширения бензинового и дизельного двигателей автомобиля.....	273
<i>Власов А.В., Теньковская С.А.</i> Влияние наработки с начала эксплуатации и возраста автомобилей УТТ НГДП на параметр потока отказов.....	277
<i>Бохоева Л.А., Садовский Г.П., Гуртовой С.С.</i> Анализ современного состояния многослойных защитных конструкций из композиционных материалов.....	280

Материаловедение, динамика и прочность машин и механизмов

<i>Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Сержантова Г.В., Канунникова И.Ю.</i> Изучение антифрикционных свойств никотрированных покрытий.....	285
<i>Маликов А.А., Маркова Е.В., Чечуга О.В.</i> Анализ триботехнического состояния рабочих поверхностей инструмента.....	288
<i>Горунович С.Б.</i> Анализ напряженно-деформированного состояния многослойной балки при поперечном изгибе.....	291
<i>Oyuntsetseg T., Lkhanag D., Kobzova I.</i> Ferrit – martensite analyze for non-corrosive steel structure.....	296
<i>Синицына Ю. В., Ермолаев М. М.</i> Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах.....	301
<i>Зеньков Е.В.</i> Деформирование призматических образцов для механических испытаний металла на прочность в условиях сложного напряженно-деформированного состояния...304	
<i>Веремейчик А.И., Хвисевич В.М.</i> К решению осесимметричных краевых задач термоупругости неоднородных тел методом потенциала.....	310

Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Банина Е.С., Каблукова А.Е. Обработка экспериментальных видеоданных о развитии усталостных трещин в образцах лопастей несущего винта вертолета.....321



ИНЖЕНЕРНО-ИННОВАЦИОННЫЙ ЦЕНТР «ЭКСПЕРТ-ОЦЕНКА»

Общество с ограниченной ответственностью Инженерно-инновационный центр «Эксперт-оценка»

Предлагает услуги по независимой автоэкспертизе и оценки машин, оборудования и транспортных средств.

ИИЦ «Эксперт-оценка» имеет в своём штате дипломированных экспертов-оценщиков, состоящих в саморегулируемой организации «Российское общество оценщиков»

Наши специалисты помогут вам в решении таких вопросов как:

- Независимая автоэкспертиза для оценки ущерба при ДТП и последующего его возмещения по ОСАГО или АвтоКАСКО;
- Автоэкспертиза для возмещения ущерба после ДТП, в случае когда виновник не застрахован или ущерб превышает максимальную страховую выплату;
- Автоэкспертиза для возмещения ущерба от действий третьих лиц - после техногенных аварий и катастроф, падения строительных конструкций, деревьев, снега и пр.;
- Автоэкспертиза для определения ущерба, нанесенного автотранспортному средству в результате некачественного ремонта (при необходимости можно провести экспертизу качества ремонта);
- Расчет утраты товарной стоимости;
- Повторная автоэкспертиза, если вас не устраивает оценка страховой компании (при условии, что автомобиль/мотоцикл не был отремонтирован);
- Пересчет калькуляций других экспертных фирм (при наличии акта осмотра);
- Защита ваших интересов при проведении автоэкспертизы в страховой компании (включая представительство на осмотре);
- Оценка автомобиля для наследования, заключения договора купли-продажи, передачи в залог в качестве обеспечения кредита;
- Оценка автомобиля для постановки на баланс предприятия, списания автомобиля, вклада в уставной капитал;
- Оценка рыночной стоимости, стоимости годных остатков, утраты товарной стоимости.

Стоимость услуги зависит от сложности работы и рассчитывается индивидуально

При заключении договора о долгосрочном сотрудничестве с организациями, имеющими большой парк автомобилей предусмотрены скидки на услуги экспертов до 30%

г.Братск, ул.Макаренко-40, ФГОУ ВО «БрГУ», ауд. 3007а.

E-mail: atq@brstu.ru, sea1975@yandex.ru

веб-сайт: www.autoexpert-bratsk.ru

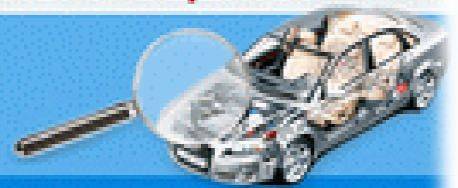
тел. 28-86-23, 8-902-769-86-23

г. Новосибирск, ул. Каменская, д. 53, офис 615

веб-сайт: www.expert-ocenka54.ru

Тел.: +7 (913) 727-79-49

ИНЖЕНЕРНО-ИННОВАЦИОННЫЙ ЦЕНТР
«ЭКСПЕРТ-ОЦЕНКА»



AUTOEXPERT-BRATSK.RU

Научное периодическое издание

Механики XXI века

*Материалы XVIII Всероссийской
научно-технической конференции
с международным участием*

№ 18 2019 г.

Опубликовано в авторской редакции

Подписано в печать 14.05.2019
Формат 84 x 108 ¹/₁₆
Печать трафаретная
Уч.-изд. л. 30,2. Усл. печ. л. 30,2.
Тираж 35 экз. Заказ 97

*Электронная версия издания размещена
в локальной сети ФГБОУ ВО «БрГУ» в разделе «Библиотека»*

Отпечатано в издательстве ФГБОУ ВО «БрГУ»
665709, Братск, ул. Макаренко, 40

