

О некоторых аспектах поддержки длинноходового гидроцилиндра

Д.Ю. Кобзов^{1 a}, В.Г. Губанов^{2 b}, В.В. Жмуров^{1 c}, Д.С. Корякина^{1 d}, А.А. Трофимов^{1 e}

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

²ООО НТЦ «Гидротранс», Мебельный пр. 10А, Санкт-Петербург, Россия

^akobzov7159@mail.ru, ^binfo@hydrotrans.ru, ^cwzhmurov@mail.ru, ^ddarja.koryakina@yandex.ru, ^etrofimov@brstu.ru

Статья поступила 24.11.2015, принята 28.12.2015

Анализ эксплуатационной надежности дорожных и строительных машин показал, что в их гидроприводе максимальный процент отказов приходится на долю гидроцилиндров. В процессе эксплуатации, как правило, наклонно расположенный в пространстве гидроцилиндр возвратно-поступательного перемещения с односторонним штоком в результате продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба. При этом предельная величина продольного сжимающего усилия меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление (в нашем случае — силовой гидроцилиндр), более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных, пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально, и обладает меньшей надежностью. Одновременно, такое функциональное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов этих сопряжений, повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания. Не исключена вероятность искривления и заклинивания штока в корпусе. Перечисленные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра могут быть устранены путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близкое к таковому через поддержку корпуса гидроцилиндра сенсорной промежуточной опорой.

Ключевые слова: гидроцилиндр; нагрузка; реакция; поддерживающая опора; прогиб.

Some aspects of support of long-stroke hydraulic cylinder

D.Yu. Kobzov^{1 a}, V.G. Gubanov^{2 b}, V.V. Zhmurov^{1 c}, D.S. Koryakina^{1 d}, A.A. Trofimov^{1 e}

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

²JSC «HydroTrans»; 10A, Mebelny proezd, Saint-Petersburg, Russia

^akobzov7159@mail.ru, ^binfo@hydrotrans.ru, ^cwzhmurov@mail.ru, ^ddarja.koryakina@yandex.ru, ^etrofimov@brstu.ru

Received 24.11.2015, accepted 28.12.2015

Operational reliability analysis for road and building construction machinery has demonstrated that maximum failure rate in their hydraulic gear is accounted for hydraulic cylinders. During operation, a hydraulic cylinder of reciprocating movement with unilateral stock which is obliquely located in space is deformed in a vertical longitudinal plane as a result of the longitudinal-transverse loading with advent he had full deflection. If this limit value of longitudinal compressive effort less than the limit of constricting efforts sustainable In this case, the limit value of longitudinal compressive effort is less than constricting effort of sustainable limit rod. It means that the rod with initial curvature (in our case, it is a hydraulic power cylinder) is more prone to bending and forming the residual plastic deformation in the sections of its elements rather than a straight rod, located vertically, and is less reliable. At the same time, such a functional arrangement of the hydraulic power cylinder under stress leads to increased reactions in its moving sealed couplings, that significantly affects the working conditions of the elements of such couplings, increases their temperature and the wear rate. There is a possibility for curving and jamming the stock in the case. Disadvantages of traditional designs of hydraulic cylinder mentioned can be repaired by casting hydraulic cylinder of longitudinal-transverse bending state into a state of sustainability or close to such a state by supporting hydraulic cylinder case through sensory intermediate support.

Key words: hydraulic cylinder; loading; reaction; intermediate support; deflection.

Введение

Основным недостатком существующей конструкции наиболее распространенного на дорожно-строительных машинах (ДСМ) гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 1) является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет полный прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы).

Прогиб обусловлен наличием зазоров в сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», возникших в результате возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентированного технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также как следствие прогиба от действия поперечных сил — весов этих элементов [1–5].

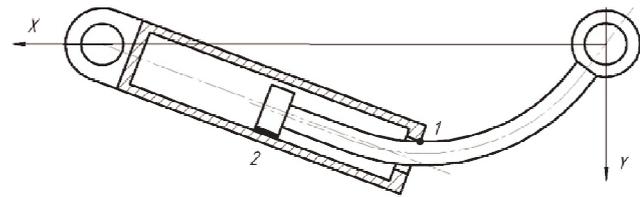
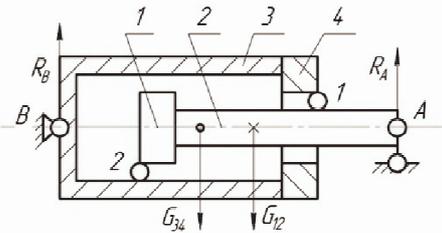


Рис. 1. Структурная расчетная схема и эксплуатационная деформация гидроцилиндра: 1 — поршень; 2 — шток; 3 — гильза (корпус); 4 — направляющая втулка

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, то есть при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, его полная деформация увеличивается [3; 6–10] и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, способного вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока и последующую потерю работоспособности гидроцилиндра в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) [1–3; 6–10].

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла ДСМ, например одноковшового экскаватора, и в данном случае является функцией сопротивления грунта копанью [11; 12].

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего опять-таки к увеличению его полной деформации и, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования ухудшаются с большей интенсивностью [13; 14], следствием чего является снижение надежности и ресурса работоспособности гидроцилиндра как по несущей, так и по герметизирующей способности [1; 3; 8; 9; 15].

Задача. Перечисленные недостатки традиционной конструкции могут быть устранены путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близкое к таковому через поддержку корпуса (гильзы) сенсорной промежуточной опорой [16; 17]. При этом интерес представляют возможные варианты поддержки в зависимости от ее усилия и характеристик работоспособности перспективного гидроцилиндра.

Исходная информация. Документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, в разные периоды времени и в разных странах были ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагается возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам (в единицах измерения стандартов) с номинальным давлением $p = (0,63...63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z = (4...10000)$ мм, с диаметрами поршня $D_1 = (4...900)$ мм и штока $D_2 = (4...900)$ мм, с соотношением площадей давления в поршневой и штоковой полостях $\varphi = (1,06...5,26)$; применительно к гидроцилиндрам ДСМ эти параметры лежат в диапазонах: $p = (2,5...40)$

МПа; $z = (50...2000)$ мм; $D_2 = (32...250)$ мм; $\varphi = (1,33$ и $1,6)$; скорость перемещения штока в этих документах не оговаривается, но лежит в диапазоне $dz/dt = (0,1...1,0)$ м/с и применительно к ДСМ не превышает 0,5 м/с.

В качестве примера принят один из наиболее нагруженных и наименее надежных гидроцилиндров ДСМ, получивший распространение в качестве привода рукояти на одноковшовых экскаваторах IV–V размерных групп со следующими параметрами: диаметр поршня (гильзы) $D_{1,3} = 0,14$ м, диаметр штока (направляющей втулки) $D_{2,4} = 0,09$ м, ход штока (поршня) $z = 1,4$ м, давление в гидросистеме ДСМ $p = 25$ МПа (рис. 1).

При этом во внимание не принимаются кинематические особенности конструкции рабочего оборудования гидрофицированной многозвенной ДСМ, а в качестве характеристик рабочего процесса рассматриваются величина текущего положения штока z и значение угла Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения.

Основные положения. К характеристикам работоспособности гидроцилиндров ДСМ, главным образом влияющим на их герметизирующую и несущую способности, относятся напряжения $\sigma_{сж}$, возникающие в (опасном) сечении наиболее нагруженного несущего элемента гидроцилиндра — его штока, полный прогиб u_T гидроцилиндра в этом сечении (рис. 3), а также реакции R_1 и R_2 (рис. 4), действующие в подвижных уплотняемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза».

Применительно к принятому выше примеру названные характеристики иллюстрируются рис. 2 и 3.

Приведение гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близкое к таковому через поддержку корпуса (гильзы) промежуточной сенсорной поддерживающей опорой по схеме, представленной на рис. 4 [16; 17], предполагает несколько основных возможных вариантов в зависимости от величины поддерживающего усилия при реализации нескольких условий, а именно: отсутствие реакции в подвижном уплотняемом сопряжении «шток – направляющая втулка», то есть $R_1 = 0$ (рис. 5); отсутствие реакции в подвижном уплотняемом сопряжении «поршень – гильза», то есть $R_2 = 0$ (рис. 6), и отсутствие полного прогиба гидроцилиндра в точке соединения его корпуса с поддерживающей опорой, то есть $u_T = 0$ (рис. 7), что на практике сопровождается отсутствием полного прогиба штока гидроцилиндра [3; 11].

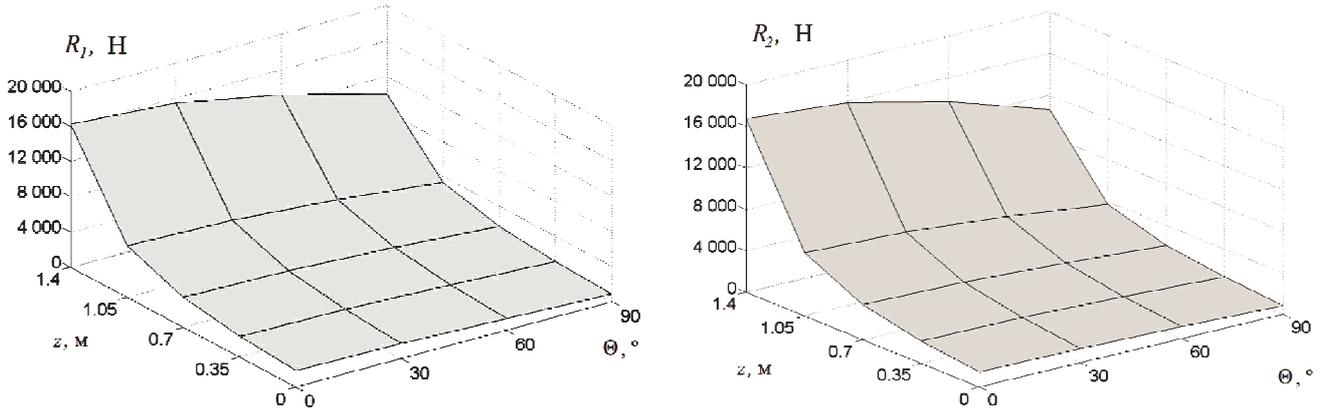


Рис. 2. Реакции R_1 и R_2 в подвижных герметизируемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра традиционного исполнения

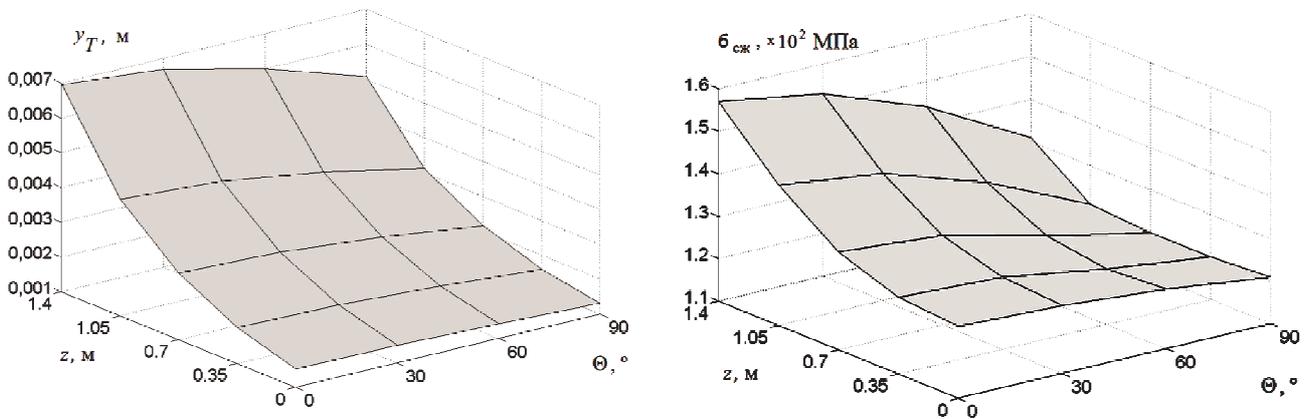


Рис. 3. Полный прогиб y_T и напряжения сжатия $\sigma_{сж}$ в опасном сечении штока гидроцилиндра традиционного исполнения

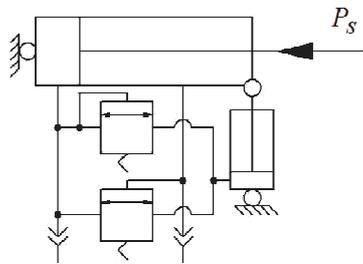


Рис. 4. Принципиальная схема сенсорной поддержки гидроцилиндра (снизу) по а. с. СССР № 1386758 и 1735620, по патентам РФ № 2046893 и 2050479

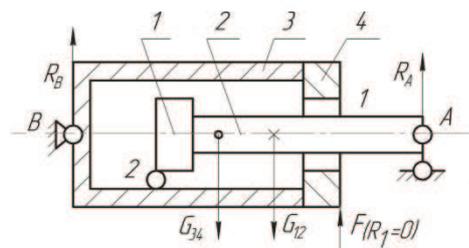


Рис. 5. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_1=0)}$

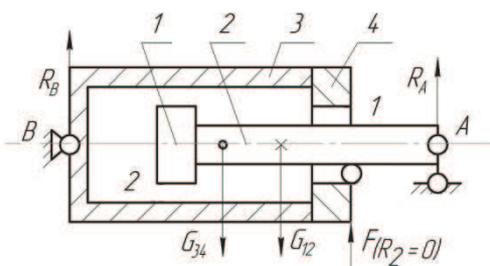


Рис. 6. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_2=0)}$

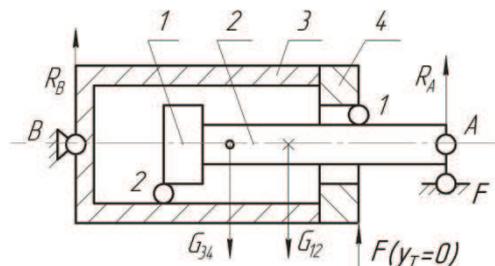


Рис. 7. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(y_T=0)}$

Для сравнительного анализа характеристик гидроцилиндров традиционного и перспективного исполнения с различными вариантами сенсорной промежуточной опоры (рис. 1; 5–7) во внимание принимаются значения реакций R_1 и R_2 , а также величина полного прогиба y_T в точке соединения корпуса гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, в качестве которой используется вспомогательный гид-

роцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком [16; 17].

Совместный анализ схем (рис. 5–7) и зависимостей (рис. 8) показывает, что наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра является условие, при котором реакция $R_1 = 0$, а усилие поддержки $F = \min$.

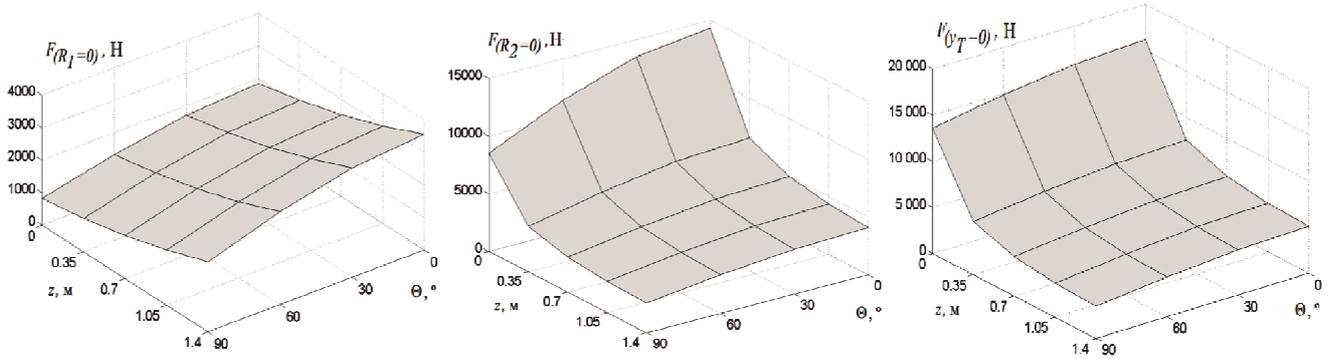


Рис. 8. Усилия поддержки F , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой соответственно для условий $R_1 = 0$, $R_2 = 0$ и $y_T = 0$

Кроме этого, как следует из анализа зависимостей, представленных на рис. 9–11, этот вариант поддержки

характеризуется минимальной величиной реакции R_2 в сопряжении «поршень – гильза».

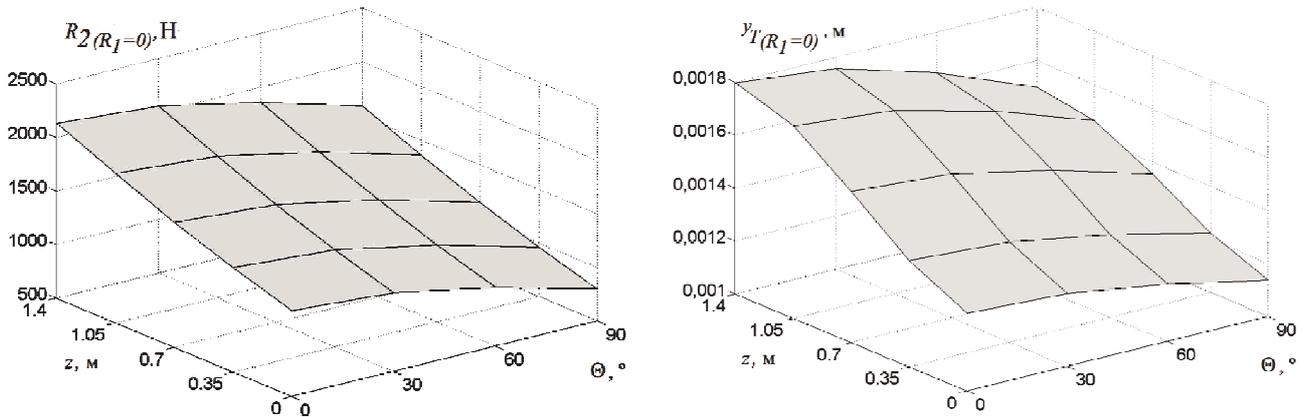


Рис. 9. Реакция R_2 и прогиб y_T при условии поддержки $R_1 = 0$

Причем, судя по направлению реакций (рис. 10 и 11), при поддержке по двум последним вариантам точки кон-

такта длинномерных несущих элементов гидроцилиндра меняются на противоположные (рис. 1).

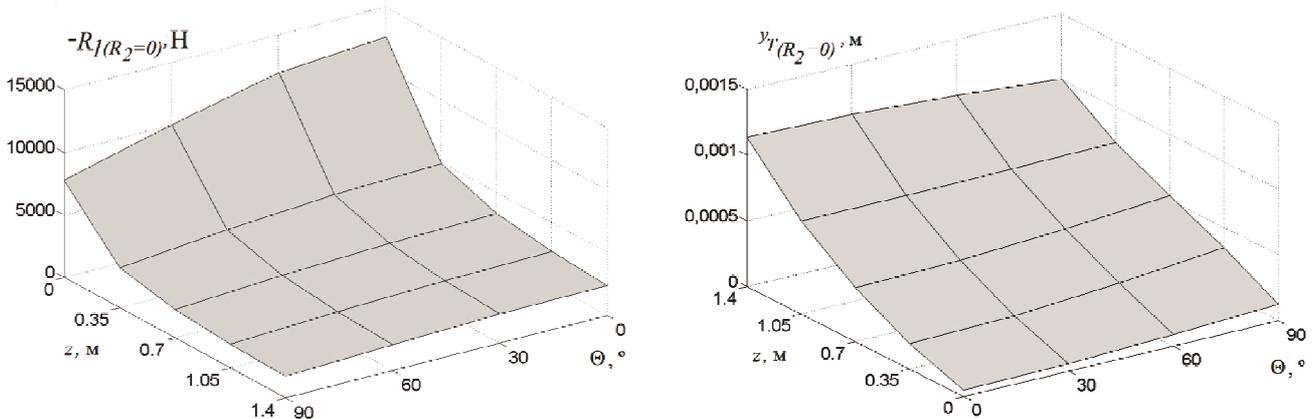


Рис. 10. Реакция R_1 и прогиб y_T при условии поддержки $R_2 = 0$

Касательно величины полного прогиба y_T точки соединения гидроцилиндра и поддерживающей опоры надо отметить, что второй вариант поддержки является

несколько более предпочтительным по отношению к первому (рис. 9 и 10).

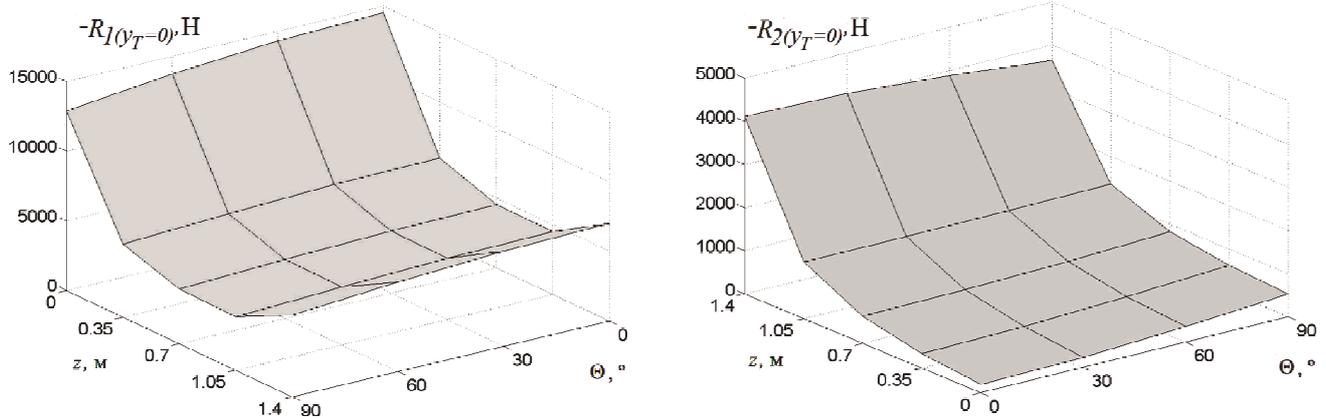


Рис. 11. Реакция R_1 и R_2 при условии поддержки $y_T = 0$

Примечательно, что оба значения много меньше полного прогиба гидроцилиндра в традиционном конструктивном исполнении (рис. 3), что подтверждает актуальность и целесообразность проводимых в этом направлении исследований.

Напряжения сжатия, возникающие в опасном сечении штока, аналитически, без учета кинематических особенностей рабочего оборудования ДСМ, описываются уравнением [1–4; 8; 11]:

$$\sigma_{сж}(x) = \frac{P_S}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot y_T(x)}{W(x)}. \quad (1)$$

В уравнении (1) первое слагаемое дает величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего усилия P_S , второе — величину наибольших напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки $M_Q(x)$ от веса гидроцилиндра, третье и четвертое — то же, что вызвано дополнительным изгибом при наличии эксцентриситета $e(x)$ в его опорах и полного прогиба $y_T(x)$, являющихся плечом приложения продольного сжимающего усилия P_S .

Принимая во внимание величину напряжений сжатия $\sigma_{сж}$ [1; 3; 4; 8], возникающих в опасном сечении штока продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра традиционного исполнения (рис. 3), надо отметить, что для каждого из рассматриваемых вариантов поддержки перспективного гидроцилиндра они соответственно составляют (75...77) %, (65...72) % и (70...72) %.

Заключение

Наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующей усилие поддержки $F_{(R_1=0)}$, что дополнительно разгружает наименее надежное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью.

Снижение действующих в подвижных уплотняемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» реакций R_1 до нуля и R_2 более чем в

семь раз в соответствии с основным уравнением изнашивания способствует значительному снижению интенсивности изнашивания образующих их элементов при адекватности показателя степени $\alpha = 1 + \beta t$, что повышает долговечность гидроцилиндра.

Уменьшение более чем в четыре раза величины полного прогиба y_T сопровождается уменьшением напряжений $\sigma_{сж}$ на (13...15) %.

Кроме этого, поддержка гидроцилиндра позволяет снизить напряжения $\sigma_{сж}$ за счет суммарного уменьшения второго и третьего слагаемых уравнения (1) на величину до (10...20) %.

При создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры необходимо учитывать нелинейный характер поддерживающего усилия F .

Конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учетом ее рабочего процесса и режима нагружения. Так, например, рабочий процесс гидроцилиндра рукояти одноковшового экскаватора IV размерной группы с рабочим оборудованием (обратная лопата) ограничивается характеристиками z и θ соответственно (0,0...0,8 м) на (17...18,5°) [11; 12], что значительно упрощает конструкцию опоры.

Все вышеизложенное свидетельствует об актуальности исследовательских работ в этом направлении, результаты которых будут способствовать повышению эффективности гидрофицированных ДСМ в целом [4].

Литература

1. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174-179.
2. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 29-32.
3. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск, 2011. 88 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-B2011.

4. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 3 (19). С. 26-30.
5. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д.К. расчёту продольного прогиба гидроцилиндра // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 4 (28). 2010. С. 64-69.
6. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1998. 59 с. Рус. Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд1998.
7. Кобзов Д.Ю., Пleshивцева С.В., Жмуров В.В. Анализ конструкции и перспективы развития гидропривода возвратно-поступательного действия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 4 (16). С. 39-44.
8. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Д. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 24-28.
9. Кобзов Д.Ю. О надёжности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера // Вестн. Таджик. техн. ун-та. 2012. № 4 (20). С. 30-39.
10. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю. Учёт искривления длинномерных элементов гидроцилиндра при оценке его полной деформации // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 2 (14). С. 27-39.
11. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.
12. 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. Братск, 1999. 108 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-V1999.
13. Кобзов Д.Ю., Лханаг Д., Дэлэг Д. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 1 (17). С. 93-99.
14. Кобзов Д.Ю., Кобзова С.В., Лханаг Д. Hydrocylinder diagnostic parameters // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 3. С. 21-25.
15. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 4. Герметизирующая способность. Братск, 2003. 44 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 14.07.2003, № 1376-V2003.
16. Кобзов Д.Ю., Черезов С.А., Жмуров В.В., Кобзова И.О. О промежуточной сенсорной опоре гидроцилиндра повышенного типоразмера // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 4. С. 46-53.
17. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 6. Работоспособность. Надёжность. Варианты модернизации. Братск, 2012. 43 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН, 27.04.2012, № 198-V2012.
2. Kobzov D.Yu., Usova S.V., Furzanov S.Yu. Diagnostic parameter of bearing capacity of machinery hydrocylinders // Systems. Methods. Technologies. 2009. № 2. P. 29-32.
3. Kobzov D.Yu., Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 3. The bearing capacity. Bratsk. gos. un-t. Bratsk, 2011. 88 p. Rus. Dep. v VINITIRAN 27.01.11, № 27-V2011.
4. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On calculation of the economic efficiency of modernization of hydraulic cylinders DSM // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2008. № 3 (19). P. 26-30.
5. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Lkhanag D.K. To calculation of a longitudinal deflection of a hydraulic cylinder // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2010. № 4 (28). 2010. P. 64-69.
6. Kobzov D.Yu. Hydraulic road and construction machines. Pt. 1: Construction. Reliability. Development prospects. Bratsk, 1998. 59 p. Rus. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, № 2-sd1998.
7. Kobzov D.Yu., Pleshivtseva S.V., Zhmurov V.V. Analysis of the structure and prospects of development of hydraulic drive reciprocating // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2007. № 4 (16). P. 39-44.
8. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Lkhanag D. Bearing capacity and resource of machines hydrocylinders // Systems. Methods. Technologies. 2009. № 2. P. 24-28.
9. Kobzov D.Yu. On reliability and high efficiency of hydraulic cylinders of increased typical size // Vestn. Tadzhik. tekhn. unta. 2012. № 4 (20). P. 30-39.
10. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Kulakov A.Yu. Consideration of hydraulic actuator long-length elements curvature in its total deformation assessment // Systems. Methods. Technologies. 2012. № 2 (14). P. 27-39.
11. Kobzov D.Yu. Diagnosis of cylinders the working equipment, single bucket construction excavators: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 p.
12. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydraulic road and construction machines. Pt. 2. Operating conditions, workflow, mode of operation and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 p. Rus. Dep. v VINITI 01.12.99, № 3552-V1999.
13. Kobzov D.Yu., Lkhanag D., Deleg D. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2008. №1 (17). P. 93-99.
14. Kobzov D.Yu., Kobzova S.V., Lkhanag D. Hydrocylinder diagnostic parameters // Systems. Methods. Technologies. 2009. № 3. P. 21-25.
15. Sergeev A.P., Kobzov D.Yu., Lkhanag D. Hydraulic road and construction machines. Pt. 4. Sealing ability. Bratsk, 2003. 44 p. Rus. Dep. v VINITI 14.07.2003, № 1376-V2003.
16. Kobzov D.Yu., Cherezov S.A., Zhmurov V.V., Kobzova I.O. On the intermediate sensory bearing of hydrocylinder of increased dimension type // Systems. Methods. Technologies. 2009. № 4. P. 46-53.
17. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 6. Efficiency. Reliability. Upgrade options. Bratsk, 2012. 43 p. Dep. v VINITI RAN, 27.04.12, № 198-V2012.

References

1. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Express diagnostics of the bearing capacity of cylinders machines // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2009. № 3 (23). P. 174-179.