

References

1. Anferov V.N., Kuznetsov S.M., Vasilyev S.I. Imitating model of assessment of organizational and technological reliability of work of boom cranes // *Izv. vuzov. Stroitel'stvo*. 2013. № 1. P.70-78.

2. Demidenko O.V., Anferov V.N., Kuznetsov S.M., Serov M.Yu., Vasilyev S.I. Economic and mathematical model of work of boom cranes // *Omskij nauchnyj vestnik*. 2013. № 3 (119). P.74-80.

3. Kuznetsov S.M., Lizunov E.V., Scherbakov A.V. Probabilistic model of work of multistage hydrotransport systems // *Izv. vuzov. Stroitel'stvo*. 2006. № 9. P.33-41.

4. Kuznetsov S.M., Legostayeva O.A. Organizational and technological reliability of excavator sets // *Izv. vuzov. Stroitel'stvo*. 2005. № 10. P.62-69.

5. Permyakov V.B., Kuznetsov S.M. Assessment of organizational and technological reliability of work of construction machines // *Mehanizacija stroitel'stva*. 2008. № 11. P.24-29.

6. Kuznetsov S.M., Kuznetsova K.S. Processing of natural test results according to technical and tariff rationing // *Jekonomika zh.d*. 2010. № 7. P.88-99.

7. Isakov A.L., Kuznetsova K.S., Kuznetsov S.M. Formation of a resource-saving machine complex for civil engineering // *Mehanizacija stroitel'stva*. 2013. № 9. P.14-17.

УДК 621.646.1

Экспериментальная оценка безопасного ресурса работы затворного узла трубопроводной арматуры по критерию герметичности

В.К. Погодин^{1, a}, П.М. Огар^{2, b}, Ю.Л. Вайнапель^{1, c}

¹ОАО «ИркутскНИИХиммаш», ул. Академика Курчатова 3, Иркутск, Россия

²Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^avkpogodin@yandex.ru, ^bogar@brstu.ru, ^cvajnapel@himmash.irk.ru

Статья поступила 09.12.2013, принята 20.02.2014

Показана необходимость оценки ресурса затворного узла по критерию герметичности. Приведены описания экспериментальной установки и методики исследований. Оценка ресурса уплотнительных соединений «конус – конус» проводилась при различных уровнях варьирования следующих факторов: давления герметизируемой среды (азота) p ; температуры среды t ; отношения нормального контактного давления q_n к пределу текучести материала седла σ_s ; угла конуса α и критерия Комбалова-Крагельского Δ . Получены зависимости величины ресурса Z от указанных факторов при разных значениях допускаемых утечек. Результаты проведенных исследований ставят под сомнение правомерность действующих национальных стандартов для определения класса опасности запорной трубопроводной арматуры по одному или трем первым циклам нагружения. Предложены рекомендации по усовершенствованию указанных стандартов.

Ключевые слова: трубопроводная арматура, затвор, клапан, ресурс, герметичность, уплотнительные соединения, шероховатость поверхности.

Experimental evaluation of safe-life work resource for closing assembly of valves by impermeability criterion

V.K. Pogodin^{1, a}, P.M. Ogar^{2, b}, Yu.L. Vainapel^{1, c}

¹Public Corporation «Irkutsk Scientific Research Institute of Chemical Engineering, 3 Academician Kurchatov St., Irkutsk, Russia

²Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^avkpogodin@yandex.ru, ^bogar@brstu.ru, ^cmailto:vajnapel@himmash.irk.ru

Received 09.12.2013, accepted 20.02.2014

The necessity of evaluation of closing assembly resource by impermeability criterion has been shown. The descriptions of experimental apparatus and research techniques have been given. Evaluation of «cone – cone» sealing joints resource has been made in various levels of the factors, such as diversifying the pressure of the sealing medium (Nitrogen) – p , the medium temperature – t , the relation of the correct contact pressure q_n to the yield limit of the saddle, angle of cone α and of Kambalov-Kragelsky criterion Δ . Dependencies of resource value Z on the factors mentioned above in different values of available escapes. The results of the given research leave serious doubts in appropriateness of functional national standards for danger class definition of the stop valves by one or three first load cycles. Some recommendations on improvement of mentioned standards have been proposed.

Keywords: valves, valve trim, flap, resource, impermeability, sealing joints, surface contour.

Введение. В соответствии с техническим регламентом таможенного союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования» разработчики (изготовители)

оборудования должны обосновывать его безопасность и определять ресурс его работы. Известно большое количество работ и нормативных материалов, в

соответствии с которыми ресурс работы оборудования, в основном, устанавливают по критериям прочности.

Однако безопасность оборудования, работающего под избыточным давлением, а также ресурс работы определяются не только прочностью его деталей, но также и герметичностью его разъемных и уплотнительных соединений (УС).

В связи со сложностями учета всех особенностей и изменчивостью процессов, происходящих в зоне контакта УС «металл – металл» в период наработки циклов срабатывания, оценку ресурса по критерию герметичности затворного узла в настоящее время выполнить расчетным методом не представляется возможным, несмотря на существование научно обоснованных методик расчета [1 – 4]. Это можно объяснить отсутствием достоверных данных об изменении параметров микрогеометрии УС в процессе наработки ресурса.

Ресурс работы УС затворного узла трубопроводной арматуры оценивают количеством циклов срабатывания затворного узла в режиме «открыто – закрыто» до наступления в нем уровня герметичности, при котором величина утечки становится выше допустимой по ГОСТ Р 54808 для конкретных условий эксплуатации. Поэтому оценку ресурса работы по критерию герметичности выполняли на основании результатов специальных экспериментальных исследований [5].

Методика экспериментальных исследований.

Определение ресурса УС «конус – конус» осуществляли на специальной экспериментальной установке [5], в которой между плитами прессы одноосного сжатия ПММ-125 располагали модель с электронагревателем. В модели (рис. 1) между основанием 1 и корпусом 2 посредством резьбы M80x6 герметично зажимали седло 3. Самоустановка уплотнительных поверхностей клапана 4 относительно уплотнительных поверхностей седла 3 обеспечивалась путем использования шаровой опоры 5, размещенной во втулке 6 и закрепленной на штоке 7 с помощью штифта 8.

Осевое усилие к УС (его «открытие – закрывание») передавалось от плит прессы через шток 7, герметизация которого осуществлялась сальником 9, кольцом 10 и гайкой 11. Давление в модель подавалось через штуцер 12. Прошедшая через УС утечка отводилась через штуцер 13. Система для измерения утечки включала клапаны управления, устройства для охлаждения и измерения температуры прошедшего через УС газа – азота, многопредельный чашечный микроманометр ММН-250, газовый счетчик ГСБ-400, соединенные трубопроводами.

Максимальная величина утечки, которая могла быть зафиксирована с помощью такой системы в процессе проведения экспериментов, составляла

$$[B] = 70 \dots 80 \text{ см}^3 / \text{с} \cdot \text{см}.$$

Клапан 4 и седло 3 УС «конус – конус» изготавливали из стали 40X13, термообработанной, соответственно, до твердости HRC 43...48, HRC 37...44. Величина предела текучести материала седла определялась по результатам механических испытаний цилиндрических образцов, изготовленных из заготовок, прошедших аналогичную термообработку, что и готовые изде-

лия, и составила 910 МПа. Средний диаметр УС $d_k = 25 \text{ мм}$, ширина контакта $b = 0,8 \text{ мм}$.

Для учета метода обработки и шероховатости соприкасающихся уплотнительных поверхностей образцов использовали критерий Комбалова-Крагельского Δ_K , который определяли по профилограммам, записанным при помощи профилографа-профилометра модели 201.

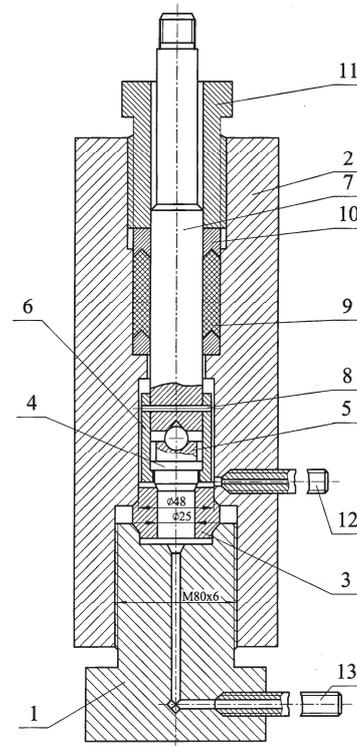


Рис. 1. Модель для испытания УС «конус-конус»

Микрогеометрия уплотнительных поверхностей была образована в результате чистового точения с последующей притиркой алмазными пастами. Точение выполняли на токарно-винторезном станке модели 1К62 при резании со скоростью 120...160 м/мин, подаче 0,07...0,15 мм/об, глубине резания 0,2 мм резцами из твердого сплава Т15К6 со следующей геометрией его режущей части: $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = \alpha_1 = 8^\circ$, $\phi = 45^\circ$, $\phi_1 = 45^\circ$, $\lambda = 0^\circ$, радиус при вершине 2 мм. Притирка выполнялась с использованием чугунных притиров. Для достижения параметров микрогеометрии, соответствующих $\Delta_K = 6,3 \cdot 10^{-2}$, применялось чистовое точение проходным резцом с пластинкой из твердого сплава Т15К6; для $\Delta_K = 2,2 \cdot 10^{-2}$ – чистовое точение с последующей притиркой алмазными пастами АС 20/14 и АС 7/4; для $\Delta_K = 7,7 \cdot 10^{-3}$ – чистовое точение с последующей притиркой алмазными пастами АС 20/14, АС 7/4, АС 3/2.

Предварительные исследования герметичности УС «конус – конус» показали, что после его нагружения контактным давлением, равным пределу текучести σ_y , на седле происходит увеличение ширины полосы контакта, величина изменения которой зависит от угла конуса α (рис. 2).

При этом средняя величина относительного изменения высоты микрорельефа уплотнительных поверхностей седла и клапана за счет смятия составляла 35...40 %, что не противоречит известным данным [6].

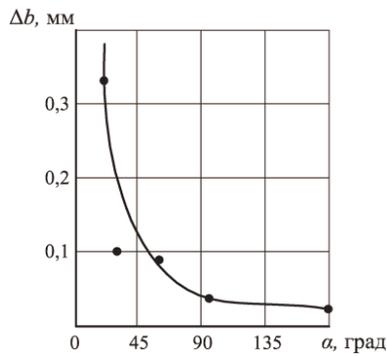


Рис. 2. Зависимость изменения ширины контакта Δb от угла конуса α

Одновременно с деформацией микрорельефа уплотнительных поверхностей седла деформируется в радиальном направлении под действием прилагаемой осевой силы от воздействия клапана и внутреннего давления среды. При этом происходит смещение (проскальзывание) уплотнительных поверхностей клапана относительно уплотнительных поверхностей седла, которое при значительных контактных давлениях и отсутствии между ними смазки может приводить к образованию процесса микрорезания и, как следствие, к увеличению высоты продольных микронеровностей и ухудшению герметичности УС. При одном и том же значении радиальной деформации седла величины проскальзывания и герметичность УС зависят от угла конуса α . Зависимости, представленные на рис. 3 и 4, показывают, что с уменьшением угла конуса величина утечки увеличивается. Эти зависимости позволили установить уровни варьирования в эксперименте угла конуса α и контактных давлений q_n .

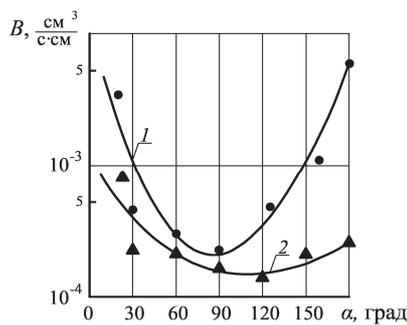


Рис. 3. Зависимость изменения величины утечки B от угла конуса α : 1 – при контактном давлении $q_n = 0,8\sigma_y$; 2 – при контактном давлении $q_n = 1,0\sigma_y$

Оценка ресурса работы УС «конус – конус» проводилась при различных сочетаниях уровней варьирования, регламентированных методикой рационального планирования [7], следующих факторов: давления $p = (100, 160, 250)$ МПа; температуры газообразной среды (азота) $t = (20, 200, 320)$ °С; отношения контактного давления в зоне контакта уплотнительных по-

верхностей, в направлении нормали к ним, к пределу текучести материала седла $q_n/\sigma_y = (0,4; 0,7; 1,0)$; угла конуса $\alpha = (30, 60, 90)$ град и критерия Комбалова-Крагельского $\Delta_K = (0,77; 2,2; 6,3) \cdot 10^{-2}$ мм.

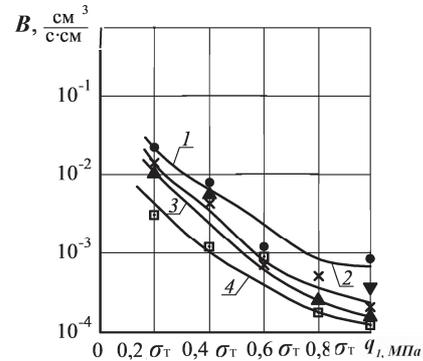


Рис. 4. Зависимость изменения величины утечки B при различных контактных давлениях q_n : 1 – $\alpha = 20^\circ$; 2 – $\alpha = 30^\circ$; 3 – $\alpha = 60^\circ$; 4 – $\alpha = 90^\circ$

Эксперименты выполняли в соответствии с исходными данными, приведенными в табл. 1. Уплотнительные поверхности экспериментальных образцов перед постановкой их в модель промывали ацетоном.

Определение параметров утечки в каждом эксперименте производилось после наработки уплотнительным соединением 1, 5, 10, 50, 100, 200, 500, 1000, 1500, 2000 циклов в режиме «открыто – закрыто».

Необходимое осевое усилие прессы Q , прикладываемое к штоку модели, определялось по формуле:

$$Q = Q_p + Q_q + Q_T,$$

где $Q_p = \frac{\pi \cdot D_k}{4} p$ – осевое усилие на шток при действии давления среды p на площади, ограниченной диаметром контакта D_k ; $Q_q = \pi d_k q_n b \frac{\sin(\alpha/2 + \rho)}{\cos \rho}$ – осевое усилие на уплотнительных поверхностях при значении контактных давлений q_n , ширине контакта b и угле трения стали о сталь $\rho = 11^\circ 30'$; $Q_T = \psi d_m S \cdot p$ – усилие, необходимое для преодоления силы трения в сальнике по диаметру d_m , при толщине набивки S и коэффициенте пропорциональности ψ между силой трения в соединении «сальник – шток» и давлением среды [8].

При усилии на штоке Q на уплотнительных поверхностях обеспечивались контактные давления, равные q_n .

При проведении испытаний эксперимент прекращался после наработки 2000 циклов или появления утечки, превышающей предельное значение измерительной системы. Обработка результатов экспериментов осуществлялась в соответствии с методикой, изложенной в работах [5, 9].

Проведенные исследования позволили получить математические модели, которые устанавливают связь между ресурсом Z и всеми факторами, представленными в табл. 1.

При допускаемой утечке $[B]=10^{-2} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z = \alpha^{2,36} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right) \Delta_K^{-1,17} p^{0,96} t^{-0,2} \text{ циклов.} \quad (1)$$

При допускаемой утечке $[B]=10^{-1} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z = \alpha^{2,06} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right)^{2,70} \Delta_K^{-1,53} p^{1,26} t^{-0,25} \text{ циклов.} \quad (2)$$

При этом средняя относительная погрешность $\frac{Z_3 - Z_p}{Z_3}$ составляет 92,5 % для (1) и 119 % – для (2), что недопустимо при прогнозировании ресурса работы затворного узла. Особенно сильные различия Z_p и Z_3 имеют место для экспериментов с $Z_3 \geq 1000$ циклов.

Для получения зависимостей, более достоверно описывающих результаты экспериментальных исследований, разработаны математические модели отдельно для экспериментов 12, 15, 20, 21, 22 ($Z_3 \geq 1000$ циклов).

При допускаемой утечке $[B]=10^{-2} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z_3 = 2510,829 \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right)^{0,72} t^{-0,019} \alpha^{-0,11} \Delta_K^{-0,048} p^{0,013} \text{ циклов.} \quad (3)$$

При допускаемой утечке $[B]=10^{-1} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z_p = 11368,6 \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right)^{0,90} t^{-0,029} \alpha^{-0,16} \Delta_K^{-0,24} p^{0,42} \text{ циклов.} \quad (4)$$

Математические модели для экспериментов с $Z_3 < 1000$ циклов имеют вид:

при допускаемой утечке $[B]=10^{-2} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z_p = 6,20 \alpha^{-0,067} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right)^{1,55} \Delta_K^{-0,31} p^{-0,76} t^{-0,0033} \text{ циклов;} \quad (5)$$

при допускаемой утечке $[B]=10^{-1} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$

$$Z_p = 14,76 \alpha^{-0,57} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_y} \right)^{1,70} \Delta_K^{-0,81} p^{-1,037} t^{-0,12} \text{ циклов.} \quad (6)$$

В табл. 1 приведены Z_p , определенные по формулам (3), (4) для экспериментов 12, 15, 20, 21, 22 ($Z_3 \geq 1000$ циклов) и по формулам (5), (6) – для остальных экспериментов.

№ эксперимента	Угол конуса, α , град	Критерий Δ_K	Отношение $\frac{q_n}{\sigma_y}$	Давление среды p , МПа	Температура среды t , $^{\circ}\text{C}$	Z, циклов					
						$[B]=10^{-2} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$			$[B]=10^{-1} \text{ см}^3/\text{с} \cdot \text{см}$		
						Z_p	Z_3	$\frac{Z_3 - Z_p}{Z_3} \times 100, \%$	Z_p	Z_3	$\frac{Z_3 - Z_p}{Z_3} \times 100, \%$
1	30	0,0077	0,4	160	20	1	1	0	4	1	-300
2	30	0,0077	0,7	100	200	5	5	0	13	50	74
3	30	0,0077	1	250	320	4	3	-33	9	5	-80
4	30	0,022	0,4	100	320	1	10	90	2	20	-90
5	30	0,022	0,7	250	200	2	1	100	2	1	-100
6	30	0,022	1	160	20	4	10	60	8	10	20
7	30	0,063	0,4	250	200	1	1	0	1	1	0
8	30	0,063	0,7	160	320	2	1	100	1	1	0
9	30	0,063	1	100	20	4	1	-300	6	3	-100
10	60	0,0077	0,4	160	200	2	1	-100	4	1	-300
11	60	0,0077	0,7	100	320	7	10	30	18	100	82
12	60	0,0077	1	250	20	2000	2000	0	2000	2000	0
13	60	0,022	0,4	100	20	2	1	-100	4	1	-300
14	60	0,022	0,7	250	320	3	1	-200	3	1	-200
15	60	0,022	1	160	200	2000	2000	0	2000	2000	0
16	60	0,063	0,4	250	20	1	1	0	1	1	0
17	60	0,063	0,7	160	200	3	1	-200	2	1	-100
18	60	0,063	1	100	320	7	31	84	6	3	-100
19	90	0,0077	0,4	250	320	2	1	-100	3	1	-200
20	90	0,0077	0,7	100	20	1500	1500	0	2000	2000	0
21	90	0,0077	1	250	200	2000	2000	0	2000	2000	0
22	90	0,022	0,4	100	200	1000	1000	0	1000	1000	0
23	90	0,022	0,7	250	20	4	10	60	5	50	90
24	90	0,022	1	160	320	9	50	82	11	60	81
25	90	0,063	0,4	250	320	1	1	0	1	1	0
26	90	0,063	0,7	160	20	4	10	0	4	10	60
27	90	0,063	1	100	200	9	1	-800	8	1	-700

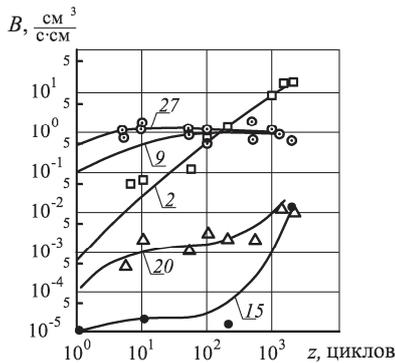


Рис. 5. Зависимость изменения величины утечки от количества циклов нагружения

Следует обратить внимание на то, что при наработке ресурса УС в большинстве случаев происходит значительное изменение утечки среды. На рис. 5 номер криволинейной зависимости соответствует номеру эксперимента, указанному в табл. 1

Данное явление можно объяснить наличием процессов трения и изнашивания уплотнительных поверхностей в зоне контакта, которые приводят к изменению микрорельефа этих поверхностей в продольном и поперечном направлениях. Аналогичные результаты по влиянию количества циклов нагружения на герметичность были получены ранее для конических УС сосудов и аппаратов высокого давления [10].

Выводы

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке реальных УС в трубопроводной арматуре, а также для формирования концепции при разработке нормативно-технических документов, устанавливающих требования к экологической безопасности трубопроводной арматуры.

При этом следует учитывать следующее:

- все принятые к рассмотрению факторы Δ_K , p , t , α , q_n оказывают существенное влияние на ресурс работы и герметичность УС;

- наработка на ресурс приводит к ухудшению микрорельефа уплотнительных поверхностей и, как следствие, способствует возрастанию утечки среды на 2...4 порядка относительно утечки, определенной при первом цикле нагружения УС;

- повышение уровня герметичности и увеличение ресурса работы УС достигается увеличением α , q_n и уменьшением Δ_K , p , t ;

- наибольшее значение ресурса работы (не менее 2000 циклов) обеспечивается при следующих значениях переменных факторов: $q_n \geq 0,8\sigma_y$; $\alpha \geq 60^\circ$; $\Delta_K = 7,7 \cdot 10^{-3}$;

- недопустимо судить о классе безопасности трубопроводной арматуры по первым циклам нагружения УС. Тем более недопустимо оценивать безопасность трубопроводной арматуры по результатам испытания затворного узла давлением 0,6 МПа, рекомендуемым ГОСТ Р 54808, ГОСТ Р 53402;

- применение критерия герметичности позволяет наиболее объективно оценивать, насколько грамотно выбрана конструкция, выполнены прочностные расчеты и учтены изменения условий эксплуатации при наработке количества циклов.

Результаты приведенных в этой статье исследований, а также исследований [11], ставят под сомнение правомерность использования ГОСТ Р 54808 и ГОСТ Р 53402 для определения класса опасности запорной трубопроводной арматуры по одному или трем первым циклам нагружения УС затворного узла.

В связи с этим возникает необходимость в переработке указанных национальных стандартов, в которых потребуется поставить условия проведения испытаний затворных узлов запорной трубопроводной арматуры, позволяющие объективно оценивать ее безопасность.

Литература

1. Огар П.М., Горохов Д.Б., Ключев Е.А. Герметизирующая способность стыка фрактальных шероховатых поверхностей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 14. С. 63-65.
2. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Герметизирующая способность тяжело нагруженных уплотнительных стыков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3. С. 136-142.
3. Огар П.М., Тарасов В.А., Корсаков И.И. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры. Братск, 2012. 145 с.
4. Алпатов Ю.Н., Тарасов В.А., Турченко А.В. Влияние характеристик упрочняемого материала на герметизирующую способность соединений // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2. С. 83-88.
5. Погодин В.К. Разъемные соединения и герметизация в оборудовании высокого давления. Иркутск: ОАО «ИркутскНИИХиммаш», 2000. 405 с.
6. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Камбалов В.С. Основы расчета на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
7. Протодьяконов М.М., Тедер Р.И. Методика рационального планирования экспериментов. М.: Наука, 1970. 85 с.
8. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1969. 887 с.
9. Погодин В.К., Лившиц В.И., Древин А.К. Экспериментальные исследования условий герметизации для уплотнительного соединения «тор – плоскость» // Машиноведение. 1971. № 1. С. 91-95.
10. Древин А.К. Технологическое обеспечение герметичности конических уплотнительных соединений сосудов высокого давления: дис. ... канд. техн. наук. Куйбышев: КПИ, 1982. 246 с.
11. Погодин В.К., Кузнецов К.А., Верхоzin Н.А., Огар П.М., Долотов А.М., Мухин С.В. О применимости стандартов для оценки герметичности затворов трубопроводной арматуры // Химическая техника. 2013. № 2. С. 32-36.

References

1. Ogar P.M., Gorokhov D.B., Klyuchev E.A. Sealing ability of the fractal rough surfaces joint // Sovremennyye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2007. № 14. С. 63-65.
2. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Sealing ability of heavy loaded sealing joints // Sovremennyye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2009. № 3. С. 136-142.
3. Ogar P.M., Tarasov V.A., Korsakov I.I. The sealing devices optimum design. Bratsk: BrSU, 2012. 145 s.
4. Alpatov Yu.N., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Impact of the hardenable material characteristics on the joints sealing property // Sovremennyye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2012. № 2. S. 83-88.
5. Pogodin V.K. detachable joints and impermeability in high-pressure equipment. Irkutsk: ОАО «IrkutskNIImhimmash», 2000. 405 p.
6. Kragefsky I.V., Dobychin M.N., Kamalov V.S. Calculating basis of friction and tearing. M.: Mashinostroenie, 1977. 526 p.
7. Protodiakonov M.M., Teder R.I. Methods of rational experiment planning. M.: Nauka, 1970. 85 p.
8. Gurevich D.F. Calculation and construction of valves. L.: Mashinostroenie, 1969. 887 p.
9. Pogodin V.K., Livshic V.I., Drevin A.K. Experimental research of impermeability conditions for sealing joint «torus – flat surface» // Mashinovedenie. 1971. № 1. P. 91-95.
10. Drevin A.K. Engineering support of impermeability of cone sealing joints in high-pressure vessels. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science. Kuibyshev: KPI, 1982. 246 p.
11. Pogodin V.K., Kuznecov K.A., Verhozin N.A., Ogar P.M., Dolotov A.M., Muhin S.V. About standards applicability for evaluation of stop valves impermeability of sealing joints // Himicheskaja tehnik. 2013. № 2. P. 32-36.