

4. Nazarov S.L., Udintsev V.N., Bychkov S.A., Tarasov F.E., Beavogi P., Abdullaev Zh.O. Preobrazovateli chisla faz v elektrotehnologii [Phase number converters in electrotechnology]. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin. Ekaterinburg, 2019.
5. Karimov A.S., Turdiev M.T., Khudaikulov Z.R., Ibragimov N.R. *Ferromagnitnyi preobrazovatel' chastoty i chisla faz v chetyre raza* [Ferromagnetic frequency converter and four-fold phase number]. Copyright certificate SU 1741239 A1. June 15, 1992.
6. Sidorov S.A., Roginskaya L.Z. Fazopreobrazovatel'noe ustroystvo dlya nesimmetrichnykh nagruzok [A phase-converting device for asymmetric loads. Energy saving]. Ufa, 2013. Pp. 121–125.
7. Bedritskiy I., Juraeva K., Bazarov L., Saidvaliev B. Using of the parametric nonlinear LC-circuits in stabilized converters of the number of phases. *Jour. of Adv Research in Dynamical & Control Systems*, 2020. Vol. 12. Iss. 06. Pp. 98–107.
8. Golubev A.N., Ignatenko S.V. Characteristics optimization for a frequency converter power filter as a function of phase number. *Elektrotechnics*, 1999. No. 7. Pp. 42–46.
9. Halilov N.A., Bedritskiy I.M. To a question on approximation of curves of magnetization of electrotechnical steels. *News of high schools of republic Uzbekistan. Engineering in Life Sciences*, 2002. No. 4. P. 33.
10. Privalov E.E. *Elektrotekhnicheskoe materialovedenie: uchebnoe posobie* [Electrotechnical materials science: a textbook]. Moscow – Berlin: Direct-media Publ., 2015. 234 p.
11. Aliev I.I. *Elektrotekhnicheskii spravochnik*. Izd. 4-e, ispr. [Electrotechnical reference book. 4th ed., rev.]. Moscow: Radio Soft Publ., 2006. 384 p.
12. Glebov B.A., Kayukov D.S., Nedoluzhko I.G. Modeli magnitnykh komponentov [Models of magnetic components]. *Prakticheskaya silovaya elektronika* [Practical power electronics], 2003. No. 11.
13. Nana B., Yamgoue S.B., Tchitnga R., Wofo P. Simple mathematical model for ferromagnetic core inductance and experimental validation. *American Journal of Electrical and Electronic Engineering*, 2015. Vol. 3. No. 2. Pp. 29–36.
14. Pentegov I.V., Krasnozhan A.V. Universal'naya approksimatsiya krivykh namagnichivaniya elektrotekhnicheskikh stalei [Universal approximation of magnetization curves of electrotechnical steels]. *Elektrotehnika i elektromekhanika*, 2005. No. 7. Pp. 13–19.
15. Jiles D.C., Atherton D.L. Theory of ferromagnetic hysteresis. *Journal of magnetism and magnetic materials*. 1986. Vol. 61. No. 06.
16. Chan J. H., Vladimirescu A., Gao X.-C., Liebmann P. and Valainis J. Nonlinear transformer model for circuit simulation. *Transactions on computer-aided design*. 1991. Vol. 10. No. 4.
17. Fayziev M.M., Beitullaev R.H., Norboev A.E. Voprosy ustoichivosti resheniya ferrezonansnogo kontura s lineinoi induktivnost'yu [Questions of stability of the solution of a ferresonance circuit with linear inductance]. *Vestnik nauki i obrazovaniya* [Bulletin of science and education], 2017. No. 1(25). Pp. 15–18.
18. Danilov L.V., Matkhanov P.N., Filippov E.S. *Teoriya nelineinykh elektricheskikh tsepei* [Theory of nonlinear electric circuits]. Leningrad: Energoatomizdat Publ., 1990. 256 p.

Информация об авторах

Бедрицкий Иван Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры электроснабжения, Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент
Жураева Камила Комиловна – PhD, доцент кафедры электроснабжения, Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент
Базаров Лазиз Холбобоевич – ассистент кафедры электроснабжения, Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент

Information about the authors

Ivan M. Bedritskiy – candidate of technical science, associate professor of the Department of Power Supply, Tashkent State Transport University, Tashkent
Kamila K. Jurayeva – PhD, associate professor of the Department of Power Supply, Tashkent State Transport University, Tashkent
Laziz Kh. Bazarov – assistant of the Department of Power Supply, Tashkent State Transport University, Tashkent

DOI 10.26731/1813-9108.2021.2(70).51-60

УДК 628.646

Компенсация действия давления рабочей среды в уплотнительных соединениях с тонкостенными элементами

Ю. И. Белоголов ✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉ pr-mech@mail.ru

Резюме

Одним из направлений совершенствования уплотнительных соединений, в частности клапанов, работающих при высоких давлениях, температурах, различной агрессивности и в условиях эксплуатационных изменений рабочей среды (например, пульсация давления), может быть их частичная, либо полная разгрузка (уравновешивание). Под разгрузкой уплотнительного соединения обычно принято понимать компенсацию действия давления рабочей среды на элементы затвора с целью обеспечения в уплотнительном стыке соединения, постоянства усилия герметизации. Разгрузка уплотнительного соединения достигается за счет определенной конструкции затвора, на который действует давление герметизируемой среды, вследствие чего может достигаться эффект самоуплотнения соединения (при частичной

разгрузке). Кроме того, использование в затворе в качестве золотника и седла металлических элементов позволяет достичь определенных преимуществ и избавиться от недостатков, присущих соединениям с полимерными уплотнениями. При этом использование в качестве уплотнения (седла) со сниженной жесткостью (тонкостенной оболочкой), позволяет уменьшить усилие герметизации, масса-габаритные параметры, обеспечить постоянно усилие герметизации по периметру уплотнения (уйти от проблемы выбора отклонения формы седла). Предложенная схема разгруженного клапана отличается от существующих отсутствием жесткой связи между штоком и золотником затвора. Это позволяет минимизировать передачу действия давления рабочей среды со штока на золотник клапана, что, в свою очередь, позволит сделать седло еще более тонкостенным. При этом снижение приведенной жесткости седла также позволяет уменьшить герметизирующую нагрузку в зоне контакта золотника и седла, однако эти вопросы выходят за рамки данной статьи, и они не рассматривались.

Ключевые слова

трубопроводная арматура, уплотнительные соединения, клапан, разгрузка, уравнивание, тонкостенная оболочка, упругая кромка, герметизирующая нагрузка, соединения «метал – металл»

Для цитирования

Белоголов Ю. И. Компенсация действия давления рабочей среды в уплотнительных соединениях с тонкостенными элементами // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 2 (70). – С. 51–60. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.2(70).51-60

Информация о статье

поступила в редакцию: 12.04.2021, поступила после рецензирования: 19.04.2021, принята к публикации: 27.04.2021

Compensation of the influence of the pressure of the working medium in sealing joints with thin-walled elements

Yu. I. Belogolov✉

Irkutsk State University of Transport, Irkutsk, the Russian Federation

✉ pr-mech@mail.ru

Abstract

One of the ways to improve sealing joints, particularly valves operating at high pressures, temperatures, various aggressiveness and in conditions of operational changes (for example, pressure pulsation) of the working environment, can be to partially or completely unload (counterbalance) them. The unloading of the sealing joint is usually understood as the compensation of the influence of the pressure of the working medium on the valve gate elements in order to ensure a constant sealing pressure in the sealing joint. The unloading of the sealing joint is achieved due to a certain design of the valve gate, which is influenced upon by the pressure of the sealed medium, as a result of which the effect of self-sealing of the joint can be achieved (with partial unloading). Beyond that, using metal elements as a spool and seat guide in the valve gate allows us to achieve certain advantages and get rid of the disadvantages inherent in joints with polymer seals. At the same time, using a seat guide with reduced rigidity (a thin-walled shell) as a seal makes it possible to reduce the sealing force, mass-dimensional parameters, to provide the constancy of the sealing force around the seal perimeter (to avoid the problem of choosing the deflection of the seat guide shape). The proposed diagram of the unloaded valve differs from the existing ones primarily by the absence of a rigid connection between the stem and the spool of the valve. This will allow minimizing the transfer of the influence of the working medium pressure from the stem to the valve spool, which in turn will make the seat guide even more thin-walled. Among other things, a decrease in the reduced stiffness of the seat guide also makes it possible to reduce the sealing load in the contact zone of the spool and seat guide, but these issues are beyond the scope of this article and have not been considered.

Keywords

pipeline fittings, sealing joints, valve, unloading, counterbalancing, thin-walled shell, resilient edge, sealing load, metal-to-metal joints

For citation

Belogolov Yu. I., Kompensatsiya deistviya davleniya rabochei sredy v uplotnitel'nykh soyedineniyakh s tonkostennymi elementami [Compensation of the influence of the pressure of the working medium in sealing joints with thin-walled elements]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 2 (70), pp. 51–60. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.2(70).51-60

Article Info

Received: 12.04.2021, Revised: 19.04.2021, Accepted: 27.04.2021

Введение

Трубопроводная арматура как устройство, позволяющее управлять потоком рабочей среды, получила широкое распространение и применение в технике [1–7].

В качестве уплотнительных соединений в трубопроводной арматуре могут использоваться различные конструкции задвижек, клапанов, кранов и дисковых затворов. В зависимости от условий эксплуатации к конструкциям таких соединений могут предъявляться значительные требования по герметичности, скорости срабатывания (перекрытия), масса-габаритным характеристикам и другим требованиям. Герметизируемые среды могут значительно отличаться по своим физико-химическим свойствам, условиям транспортировки, хранения и класса опас-

ности для окружающей среды. Например, на железнодорожном транспорте применяются различные конструкции клапанов в сливных приборах вагонов-цистерн, предназначенные для обеспечения герметичности при транспортировке различных грузов (в том числе опасных): газов под давлением, легковоспламеняющихся жидкостей, окисляющихся веществ, едких и коррозионных сред (рис. 1).

В авиационной (рис. 2) и космической технике (рис. 3), где условия эксплуатации особенно сложные (ударные нагрузки в затворе, термическое воздействие, агрессивные рабочие среды и другие условия эксплуатации), обеспечение надежности соединений при заданной степени герметичности является сложной задачей.

Вопросам совершенствования уплотнительных

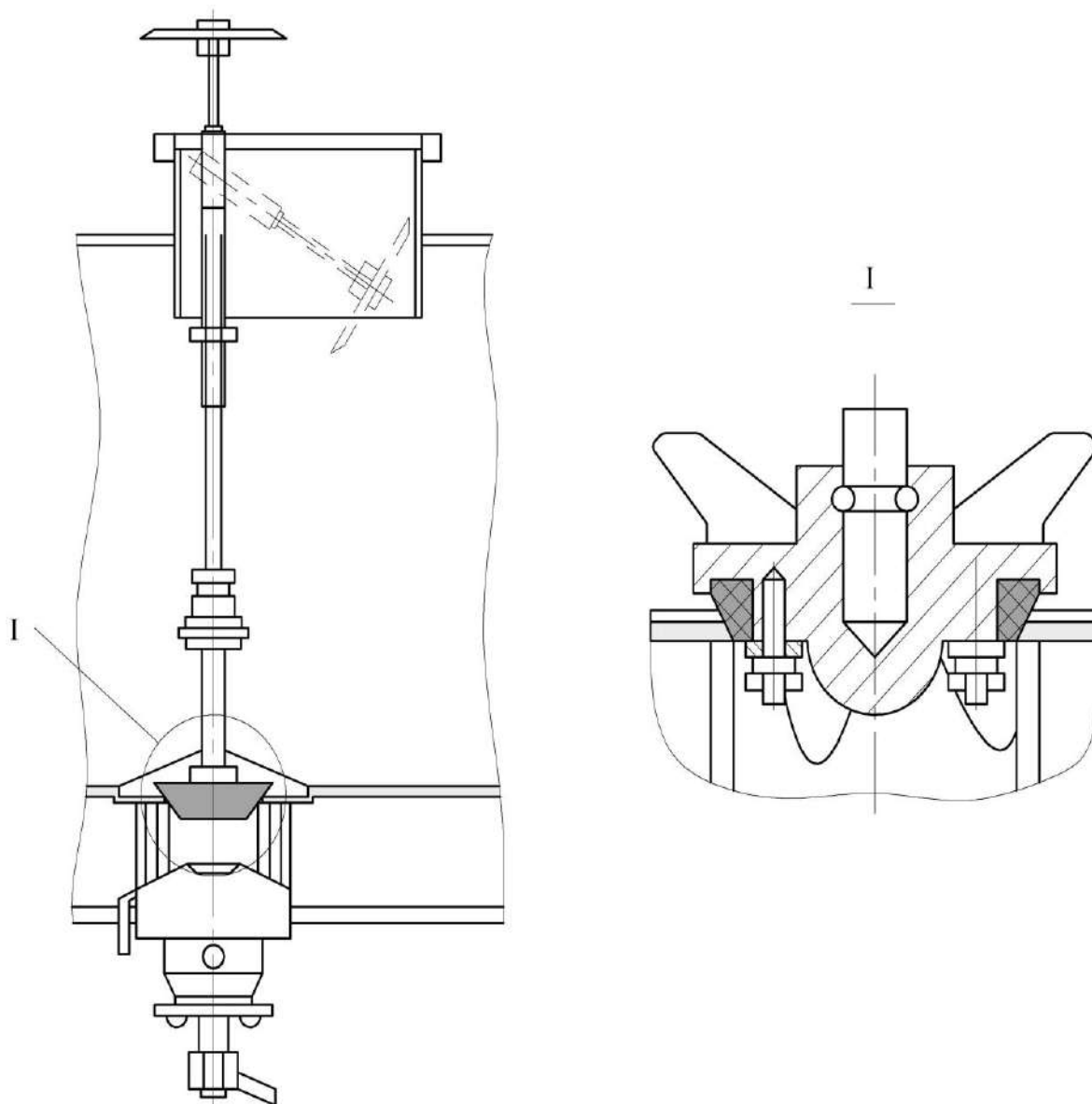


Рис. 1. Схема универсального сливного прибора
Fig. 1. Diagram of a universal drain device

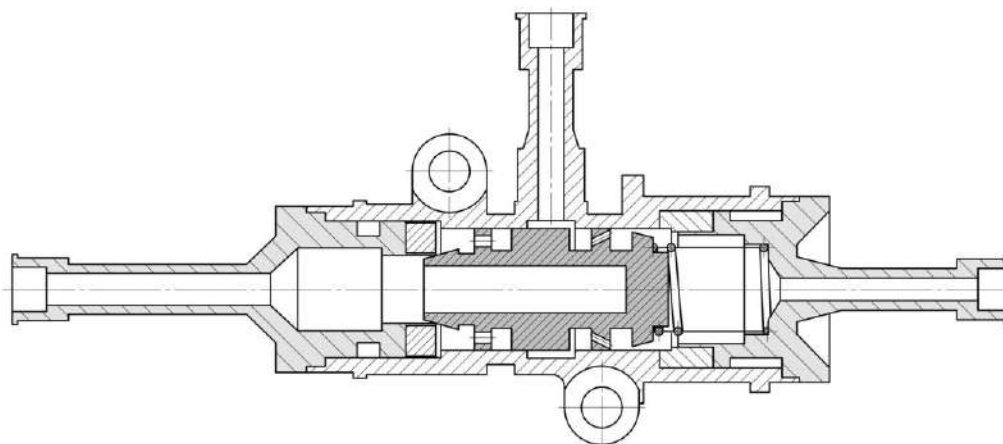


Рис. 2. Клапан, разработанный корпорацией «Энергия»

Fig. 2. Valves developed by "Energiya" Corporation

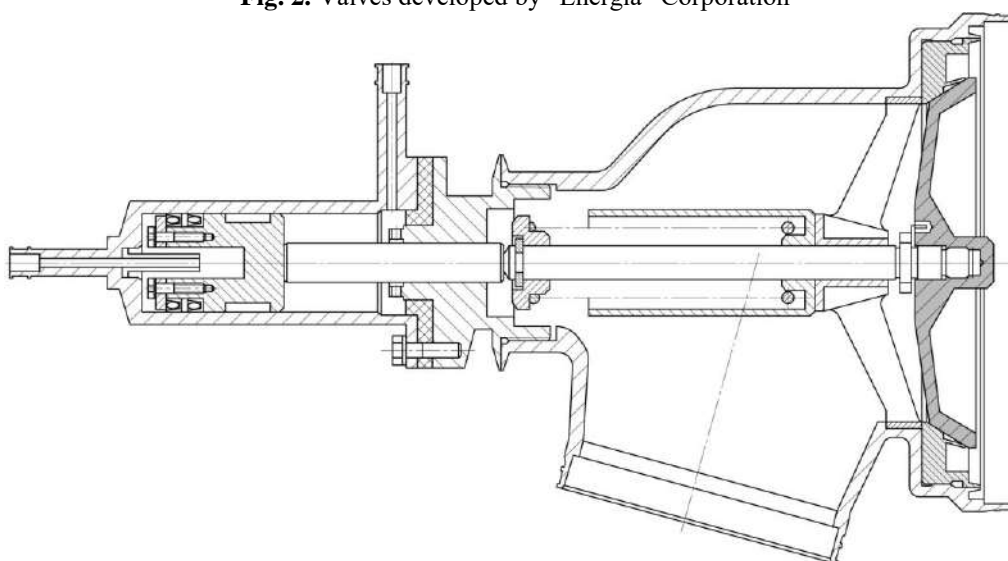


Рис. 3. Клапан самолета ТУ-156

Fig. 3. Valves of the TU-156 aircraft

соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой) посвящены работы [8–12], в которых одним из способов, направленных на повышение надежности соединения является использование только соединений типа «метал – металл», где в качестве седла [13] выступает тонкостенная оболочка.

Пути совершенствования

Дальнейшее совершенствование соединений с тонкостенными элементами может быть направлено на определение момента контакта запирающего элемента и уплотнения или компенсацию действия давления рабочей среды в затворе путем его разгрузки (уравновешивания) [14–15]. Рассмотрим второе направление.

Далее представлен пример разгруженного от давления рабочей среды уплотнительного соединения с тонкостенным элементом (упругой кромкой) (рис. 4).

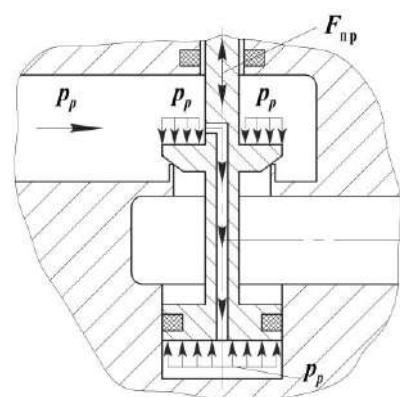


Рис. 4. Схема разгруженного клапана:
 p_p – давление рабочей среды; $F_{пр}$ – усилие со стороны привода

Fig. 4. Unloaded valve diagram:
 p_p – pressure of the working medium;
 $F_{пр}$ – force on the part of the drive

Компенсация действия давления рабочей среды под золотник происходит за счет конструкции клапана – подачи той же среды на золотник.

За последние годы интерес к разгруженным уплотнительным соединениям только возрастал. Это обусловлено, прежде всего, преимуществами, которых позволяют достигать такие конструкции. К основным преимуществам можно отнести:

– снижение усилия привода $F_{пр}$ за счет частичной либо полной разгрузки от действия давления рабочей среды p_p ;

– уменьшение масса-габаритных характеристик привода (при этом размеры самого уплотнительного соединения могут увеличиваться);

– повышение быстродействия срабатывания (за счет компенсации составляющей давления рабочей среды);

– повышение плавности и точности регулирования (за счет компенсации нестационарности давления рабочей среды p_p).

Кроме того, с повышением давления рабочей среды p_p и больших номинальных диаметрах DN конструкции, в которых используется разгрузка затвора, встречаются все чаще, что обусловлено уже частично указанными преимуществами.

Процесс нагружения уплотнительного соединения клапана с тонкостенным элементом представлен в виде схемы (рис. 5), где $F_{пр}$ – усилие, создаваемое приводом; $q_{гер}$ – герметизирующая нагрузка в месте сопряжения «золотник – седло»; p_p – давление рабочей среды; DN – диаметр условного прохода.

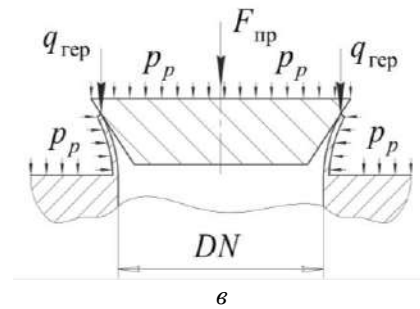
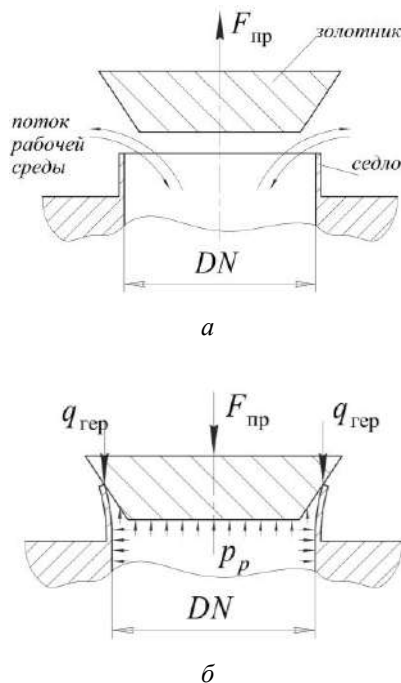


Рис. 5. Схема затвора клапана с тонкостенным элементом:

a – клапан открыт; *б* – клапан закрыт (давление среды «на золотник»); *в* – клапан закрыт (давление среды «под золотник»)

Fig. 5. Thin-walled valve gate diagram:

a – the valve is open; *b* – the valve is closed (medium pressure is “on the spool”); *c* – the valve is closed (medium pressure is “under the spool”)

Формула усилия, создаваемого приводом $F_{пр}$, будет зависеть от трех составляющих:

$$F_{пр} = F_3 + F_{p_p} + F_{тр},$$

где F_3 – сила, необходимая для перемещения золотника и обеспечения требуемой герметичности в затворе; F_{p_p} – сила, необходимая для преодоления давления рабочей среды на элементы затвора клапана; $F_{тр}$ – сила трения:

$$F_3 = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN;$$

$$F_{p_p} = \frac{\pi \cdot DN^2}{4} \cdot p_p;$$

$$F_{тр} = F_{тр.1} + F_{тр.2}.$$

Здесь $F_{тр.1}$ – сила трения в месте сопряжения золотника и седла (угол трения); $F_{тр.2}$ – сила трения в штоке.

Компенсация F_{p_p} посредством разгрузки позволит проектировать уплотнительные соединения в расчете на требуемую степень герметичности без учета нестационарности давления рабочей среды.

Это особенно важно для уплотнительных соединений с тонкостенными элементами [8], где пульсация давления рабочей среды p_p может привести к значительному изменению нагрузки $q_{гер}$ и, как следствие, появлению избыточной герметизирующей нагрузки $q_{гер}^{изб}$, которая может разрушить тонкостенный элемент даже без учета динамики нагружения клапана:

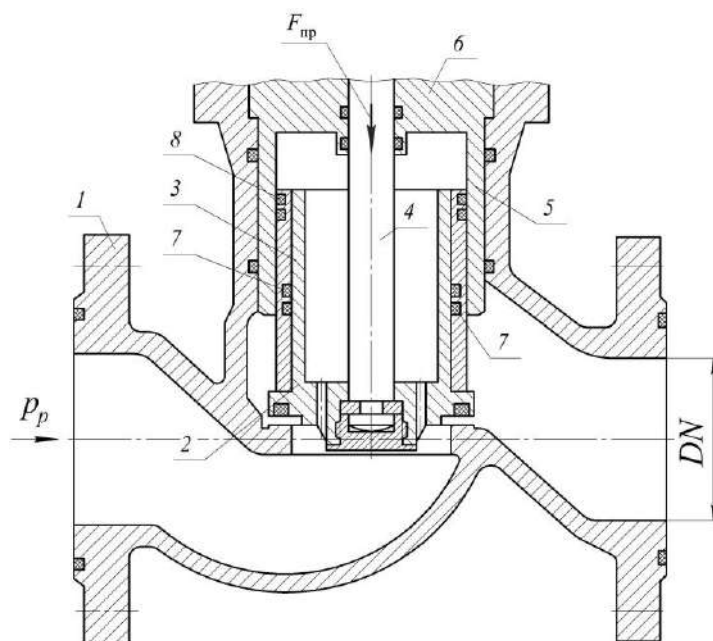


Рис. 6. Запорное устройство (авт. св-во № 481744):

1 – корпус; 2 – тарелка; 3 – плавающий поршень; 4 – шток; 5 – направляющая втулка;
6 – крышка; 7, 8, 9 – уплотнительное кольцо

Fig. 6. Locking device (author's certificate No. 481744):

1 – case; 2 – plate; 3 – floating piston; 4 – stock; 5 – guide bush;
6 – cover; 7, 8, 9 – O-ring

$$q_{\text{гер}}^{\text{изб}} = \frac{(p_p^{\text{изб}} - p_p)DN}{4},$$

где $p_p^{\text{изб}}$ – расчетное давление рабочей среды,

$$p_p^{\text{изб}} \geq p_p.$$

Существуют различные способы разгрузки [15], имеющие как положительные, так и отрицательные черты. Согласно [15], к наиболее перспективным способам разгрузки клапанов с тонкостенными элементами относятся:

– поршневой, при котором уравновешивающий элемент является конструктивной частью золотника, либо размещен отдельно и жестко связан со штоком клапана, способен воспринимать давление рабочей среды, за счет этого разгружая золотник клапана (рис. 6);

– сильфонный, при котором уравновешивающий элемент связан с золотником (плунжером) и образует за счет своей конструкции эффективную площадь, на которую воздействует давление рабочей среды (рис. 7).

На (рис. 6) изображена схема запорного устройства, конструкция которой состоит из корпуса, тарелки, плавающего поршня, подвешенного на штоке, направляющей втулки, верхней часть которой выполнена в виде крышки.

Согласно [16], при подаче рабочей среды под тарелку (рис. 6.), герметизирующее усилие будет пропорционально давлению, умноженному на разность площадей торцов плавающего поршня и тарелки:

$$F_{\text{гер}} = p_p \left[\frac{\pi(D_{\text{т.н}} - D_{\text{т.в}})^2}{4} - \frac{\pi(D_{\text{п.н}} - D_{\text{п.в}})^2}{4} \right],$$

где $D_{\text{т.н}}$, $D_{\text{т.в}}$ – наружный и внутренний диаметры тарелки; $D_{\text{п.н}}$, $D_{\text{п.в}}$ – наружный и внутренний диаметры плавающего поршня.

В случае изменения направления потока рабочей среды, герметизирующее усилие может быть определено из формулы:

$$F_{\text{гер}} = p_p \frac{\pi(D_{\text{п.в}} - D_{\text{т.сп}})^2}{4},$$

где $D_{\text{т.сп}}$ – средний диаметр тарелки; $D_{\text{п.в}}$ – внутренний диаметр поршня.

Плавающий поршень может перемещаться в осевом направлении. Частичная разгрузка происходит при подаче рабочей среды под тарелку, а при подаче на тарелку происходит самоуплотнение.

На (рис. 7) представлен клапан ПЗ 26288. Согласно [17], герметичность подвижной части затвора, относительно рабочей среды, достигается за счет

двух сильфонов, которые одновременно являются и разгружающими элементами в данной конструкции.

Конструкция клапана содержит корпус, стойки, золотник, мембрану (сильфон), седло, крышку, пружину, кожух, электромагнит и пробку. При обесточенной обмотке катушки электромагнита, золотник под действием пружины и давления рабочей среды на неразгруженную площадь золотника перекрывает проходной канал в седле корпуса. При подаче напряжения на обмотку электромагнита его сердечник вместе с золотником движется вверх и открывает проходной канал в седле корпуса.

Исходя из конструкции, коэффициент разгрузки можно рассчитать по формуле:

$$K = \frac{(S_1 - S_m)}{S_2},$$

где S_1 и S_2 – площадь верхнего и нижнего сильфонов соответственно; S_m – площадь поперечного сечения штока.

Разгруженные (с помощью поршня и сильфона) клапаны с тонкостенными уплотнительными элементами в затворе представлены далее (рис. 8).

Равнодействующая сила $F_{пр}$ для схем (см. рис. 8) может быть определена из выражений:

– для схемы *a* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

– для схемы *б* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi(D_n - D_p)^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

– для схемы *в* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

– для схемы *г* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \left(\frac{\pi \cdot D_{сп}^2}{4} - \frac{\pi(D_n - D_p)^2}{4} \right) \cdot p_p + F_{тр}.$$

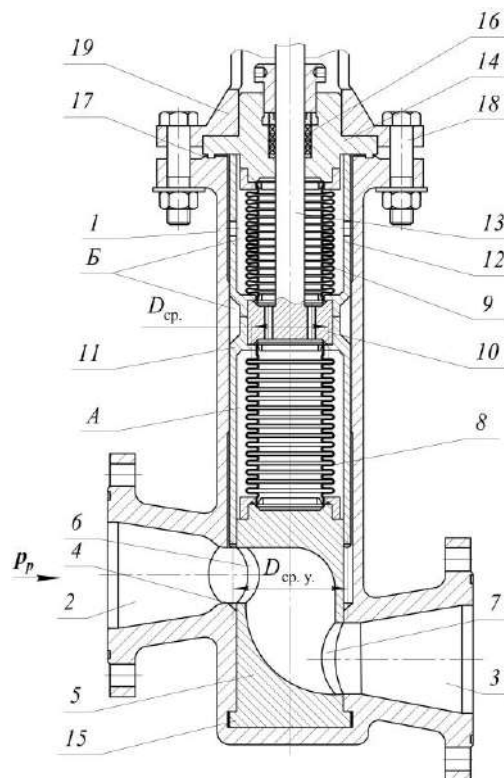


Рис. 7. Клапан (пат. № RU 2298127):

- 1 – корпус; 2, 6 – входное отверстие; 3, 7 – выходное отверстие; 4 – седло;
5 – цилиндрический вкладыш; 8, 9 – сильфоны; 10 – втулка; 11 – плунжер;
12 – ограничительный элемент; 13 – шток; 14 – фланец; 15 – байонетный замок;
16 – набивка; 17 – уплотнительный элемент; 18 – болты; 19 – фланец

Fig. 7. Valve (patent No. RU 2298127):

- 1 – case; 2, 6 – inlet; 3, 7 – outlet; 4 – seat guide; 5 – cylindrical insert; 8, 9 – bellows;
10 – bush; 11 – plunger; 12 – limiting element; 13 – stock; 14 – flange; 15 – bayonet lock;
16 – packing; 17 – sealing element; 18 – bolts; 19 – flange

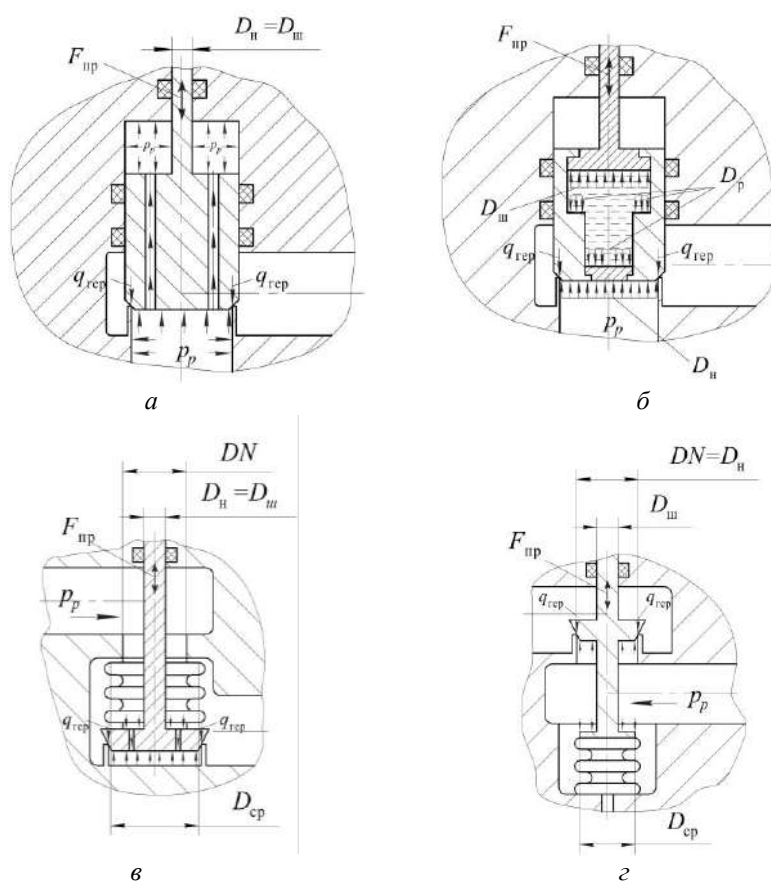


Рис. 8. Схемы разгруженных клапанов:

a, б – разгрузка за счет поршня; *в, г* – разгрузка за счет сильфона

Fig. 8. Diagrams of the unloaded valves:

a, b – unloading is due to piston; *c, d* – unloading is due to the bellows

В качестве $D_{ср}$ принимается усредненное значение диаметра сильфона, а $\frac{\pi \cdot D_{ср}^2}{4}$ определяет эффективную площадь сильфона при разгрузке.

Для схемы *б* возможна одна из трех ситуаций:

- $D_p < D_n$ – клапан разгружен частично;
- $D_p = D_n$ – клапан разгружен полностью;
- $D_p > D_n$ – самоуплотнение клапана.

Следует также отметить, что давление рабочей среды, действующее на $D_{шт}$ (см. рис. 8, *б*) не учитывается, так как шток не жестко связан с золотником клапана. Наличие такого конструктивного решения отличает представленную схему клапана от большинства разгруженных уплотнительных соединений, где шток и золотник связаны друг с другом.

Заключение

Выбор способа разгрузки производится исходя из условий эксплуатации и предъявляемых требований по герметичности, скорости срабатывания и

другим эксплуатационным параметрам уплотнительного соединения.

Использование в качестве уплотнения тонкостенной металлической оболочки позволяет исключить недостатки, указанные в [6, 7, 18–22], которые присущи метало-полимерным уплотнениям. При этом, тонкостенный оболочечный элемент чувствителен к условиям нагружения.

Постоянство герметизирующей нагрузки в зоне контакта конического золотника и тонкостенного седла может быть достигнуто за счет разгрузки (уравновешивания) затвора.

Дальнейшее совершенствование уплотнительных соединений с тонкостенными элементами может быть связано с использованием одновременной разгрузки и снижением приведенной жесткости тонкостенного элемента.

При этом отсутствие жесткой связи между золотником и штоком привода позволяет сделать конструкцию более компактной, а седло клапана более тонкостенным, что, в свою очередь, влияет на усилие герметизации.

Список литературы

1. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. Кн. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М.: Машиностроение, 2003. 427 с.
2. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л.: Машиностроение, 1981. 386 с.
3. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1983. 152 с.
4. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
5. Котелевский Ю.М. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа. М.: Недра, 1986. 496 с.
6. Долотов А.М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов: дис. ... д-ра тех. наук. М., 1994. 280 с.
7. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов: учеб. пособие. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
8. Долотов А.М., Ермашонок С.М., Федяев А.А. Управление жесткостью тонкостенного седла клапана // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1 (1). С. 12–13.
9. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение перемещений в оболочечно-пластинчатом седле клапана // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 2 (18). С. 22–28.
10. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Пути совершенствования клапанных уплотнительных соединений с оболочечными седлами // Энерго та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування: матеріали 4-ої міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих вчених та студентів. Донецьк, 2012. С. 87–88.
11. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Тр. Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. С. 126–129.
12. Расчет седла уплотнительного соединения, нагруженного затвором и давлением герметизируемой среды / С.В. Герасимов, А.М. Долотов, Ю.И. Белоголов и др. // Механики XXI века: материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. Братск, 2012. № 11. С. 106–111.
13. ГОСТ Р 52720–2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2007–04–11. – М.: Стандартинформ, 2007. 16 с.
14. Белоголов Ю.И. Компенсация усилий, действующих на затвор со стороны герметизируемой среды // Проблемы транспорта Восточной Сибири: материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. Иркутск, 2012. С. 124–128.
15. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Обзор способов разгрузки золотника клапана от давления герметизируемой среды // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 3 (7). С. 30–36.
16. А.с. 481744 СССР. Запорное устройство / В.А. Горлин, Е.Н. Коротков. № 1877488/25-8; заявл. 06.02.73; опубл. 25.08.75, Бюл. № 31. 2 с.
17. Пат. 2298127 Рос. Федерация. Клапан / Евсиков В.Е.; заявитель и патентообладатель ОАО НПЦ «Анод». № 2005128192/06; заявл. 12.09.05; опубл. 27.04.07. 8 с.
18. Долотов А.М., Запарный В.А. К обоснованию выбора оптимального технологического процесса изготовления упругого седла клапана // Вестник Львов. политехн. ин-та № 179. Львов: Вища школа, 1983. С. 21–24.
19. Долотов А.М., Запарный В.А. Расчет жесткости упругих затворов // Вестник Львов. политехн. ин-та № 180. Львов: Вища школа, 1983.
20. Шпаков О.Н. Азбука трубопроводной арматуры: справ. пособие. СПб.: Питер, 2003. 218 с.
21. Results of the complex studies of microstructural, physical and mechanical properties of engineering materials using innovative methods / V.I. Shastin, S.K. Kargapol'tsev, V.E. Gozbenko et al. // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. № 12 (24). P. 15269–15272.
22. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Деп. рукопись 22.11.2011, № 508-В2011.

References

1. Goshko A.I. Armatura truboprovodnaya tselevogo naznacheniya. V 3-kh kn. Kn. 1: Vyor. Ekspluatatsiya. Remont [Pipeline fittings for special purposes. In 3 books. Book. 1: Selection. Operation. Repair]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003. ISBN 5-217-03182-2.
2. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura [Pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981. 386 p.
3. Karmugin B.V., Stratinevskii G.G., Mendel'son D.A. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumatic hydraulic units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 152 p.
4. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeev V.V., Furmanov B.A. et al. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik [Seals and sealing technology: a handbook]. In Golubev A.I., Kondakov L.A. (gen. eds). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 464 p.
5. Kotelevskii Yu. M. Sovremennye konstruksii truboprovodnoi armatury dlya nefi i gaza [Modern designs of pipeline valves for oil and gas]. Moscow: Nedra Publ., 1986. 496 p.
6. Dolotov A.M. Razrabotka metodov rascheta i proektirovanie uplotnenii s obolochecnym elementom dlya letatel'nykh apparatov. dis. ... dok. tekhn. nauk.: 05.07.05, 05.02.02: zashchishchena 28.04.95; utv. 28.07.95 [Development of calculation methods and design of seals with a shell element for aircraft. A D. Sc. (Engineering) diss.: 05.07.05, 05.02.02: protected: April 28, 1995, approved July 28, 1995. Moscow, 1994. 280 p.

7. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Osnovy teorii i proektirovaniya uplotnenii pnevmogidroarmatury letatel'nykh apparatov: Uchebnoe posobie [Fundamentals of the theory and design of seals for pneumatic hydraulic fittings of aircraft: a study guide]. Moscow: MAI Publ., 2000. 296 p. ISBN 5-7035-2307-9.
8. Dolotov A.M., Ermashonok S.M., Fedyaev A.A. Upravlenie zhestkost'yu tonkostennogo sedla klapana [Control of the stiffness of a thin-walled valve seat] *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies]. Bratsk: BrSU Publ., 2009. No. 1 (1). Pp. 12–13.
9. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredelenie peremeshchenii v obolochenchno-plastinchatom sedle klapana [Determination of displacements in a shell-plate valve seat]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies]. Bratsk: BrSU Publ., 2013. No. 2 (18). Pp. 22–28.
10. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Puti sovershenstvovaniya klapannykh uplotnitel'nykh soedinenii s obolochecnymi sedlami [Ways of improving valve sealing connections with shell seats]. *Energo ta resursozberigayuchi tekhnologii pri ekspluatatsii mashin ta ustatkuvannya: Materiali 4-oi mizhvuziv's'koï naukovo-tekhnichnoi konferentsii vkladachiv, molodikh vchenikh ta studentiv* [Energy- and resource-saving technologies for the operation of machines and installation: Materials of the 4th scientific and technical conference of victories, young students and students]. Donetsk: 2012. Pp. 87–88.
11. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzheniya dvukhsedel'nogo klapana [Mathematical model of dynamic loading of a two-seat valve]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and Engineering Sciences]. Bratsk: BrSU Publ., 2012. Pp. 126-129.
12. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I., Saakyan K.G. Raschet sedla uplotnitel'nogo soedineniya, nagruzhennogo zatvorom i davleniem germetiziruemoi sredy [Calculation of the saddle of the sealing joint, loaded with the seal and the pressure of the sealed environment]. *Mekhaniki XXI veku: materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov* [Mechanics of the XXI century: materials of the All-Russian scientific and practical conference of young scientists, graduate students and students]. Bratsk: BrSU Publishing House, 2012. No. 11. Pp. 106–111.
13. GOST R 52720–2007. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya. Vved. 2007–04–11 [GOST R 52720-2007. Pipeline fittings. Terms and definitions. Introduced 2007-04-11]. Moscow: Standartinform Publ., 2007. 16 p.
14. Belogolov Yu.I. Kompensatsiya usilii, deistvuyushchikh na zatvor so storony germetiziruemoi sredy [Compensation of efforts acting on the shutter from the side of the sealed environment]. *Problemy transporta Vostochnoi Sibiri: materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov* [Problems of transport of Eastern Siberia: materials of the All-Russian scientific-practical conference of young scientists, graduate students and students]. Irkutsk: IrGUPS Publ., 2012. Pp. 124–128.
15. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Obzor sposobov razgruzki zolotnika klapana ot davleniya germetiziruemoi sredy [Review of methods for unloading the valve spool from the pressure of the sealed medium]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies]. Bratsk: BrSU Publ., 2010. No. 3 (7). Pp. 30–36.
16. Gorlin V.A., Korotkov E.N. Zapornoe ustroystvo [Locking device]. Author's certificate 481744 USSR, MPK5 F 16 K 39/02. No. 1877488 / 25-8; applied: July 02, 1973; published: August 08, 1975, Bull. No. 31. 2 p. : ill.
17. Evsikov V.E. Klapán [Valve]. Pat. 2298127 Russian Federation, IPC F 16 K 3/24, F 16 K 41/10. /; applicant and patentee of OAO NPTs "Anod". No. 2005128192/06; applied: December 09, 2005; published: April 27, 2007. 8 p.
18. Dolotov A.M., Zatsarnyi V.A. K obosnovaniyu vybora optimal'nogo tekhnologicheskogo protsessa izgotovleniya upravlyemogo sedla klapana [On the substantiation of the choice of the optimal technological process for manufacturing an elastic valve seat]. [The bulletin of Lvov Polytechnic Institute], No. 179. Lviv: Vishcha school, 1983. Pp. 21–24.
19. Dolotov A.M., Zatsarnyi V.A. Raschet zhestkosti upravlyemogo zatvorov [Calculation of the stiffness of elastic gates]. [The bulletin of Lvov Polytechnic Institute], No. 180. Lviv: Vishcha schkola Publ., 1983.
20. Shpakov O.N. Azbuka truboprovodnoi armatury. Spravochnoe posobie [The ABC of pipeline fittings. A reference manual]. St. Petersburg: Piter Publ., 2003. 218 p.
21. Shastin V.I., Kargapol'tsev S.K., Gozbenko V.E., Livshits A.V., Filippenko N.G. Results of the complex studies of microstructural, physical and mechanical properties of engineering materials using innovative methods. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2017. 12(24). Pp. 15269–15272.
22. Dolotov A.M., Gozbenko V. E., Belogolov Yu. I. Uplotnitel'nye soedineniya s ispol'zovaniem tonkostennykh elementov. Deponirovannaya rukopis' № 508-V2011. 22.11.2011 [Sealing joints with the use of thin-walled elements. Deposited manuscript No. 508-B2011. 22.11.2011].

Информация об авторах

Белоголов Юрий Игоревич – канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры управления эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: pr-mech@mail.ru.

Information about the authors

Yurii I. Belogolov – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor; Associate Professor of the Subdepartment of Operation Management, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: pr-mech@mail.ru.