

УДК 62-522.7.001.24

DOI 10.18698/0536-1044-2016-11-57-63

Моментные характеристики обратных клапанов в наклонных трубопроводах

С.Н. Прудников, В.С. Шадрин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Torque Characteristics of Check Valves in Inclined Pipelines

S.N. Prudnikov, V.S. Shadrin

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: sergeyprud@mail.ru, shadrin@enecon.ru

i В системах автоматического регулирования и дистанционного управления с использованием пневматических и гидравлических элементов применяются исполнительные устройства, состоящие, как правило, из привода и регулирующего или перекрывающего устройства, либо обратного клапана. При этом на валу регулирующего или перекрывающего устройства из-за несимметричности динамических сил протекающей среды могут возникать неуравновешенные крутящие моменты, что обычно приводит к применению приводов со значительной мощностью. Профилирование регулирующих органов позволяет значительно уменьшить мощность привода. Данный принцип можно применить для обратных клапанов в воздухоразделительных установках в целях исключения «зависания» обратных клапанов. Для этого следует использовать специально спрофилированные диски, позволяющие существенно улучшить динамические характеристики клапанов и надежность их работы при различных условиях эксплуатации. В статье показаны способы профилирования регулирующих органов поворотного типа — дроссельных заслонок для пневматических и гидравлических исполнительных устройств. Приведены расчетные данные для определения моментных характеристик перекрывающих и регулирующих устройств — типа поворотный обратный клапан, установленных как в горизонтальных, так и в наклонных трубопроводах.

Ключевые слова: крутящий момент, динамические характеристики, пневматический и гидравлический привод, гидравлическое сопротивление.

i In automatic and distant control systems with pneumatic and hydraulic elements, it is common to use actuators consisting of a drive and a controlling or closure device, or a check valve. Due to the asymmetry of the dynamic forces of the flow, unbalanced torques may occur on the shaft of the controlling or closure device, resulting in the use of drives with a significant capacity. Profiling of regulatory bodies can significantly reduce the drive power. This principle can be used for check valves in air separation plants to prevent sticking of check valves. This requires the use of specially profiled discs that can significantly improve the dynamic characteristics of the valves and their reliability under different operating conditions. The article shows methods of profiling of rotary-type controlling bodies, such as throttle valves for pneumatic and hydraulic actuators. The authors present the calculation data for determining the torque characteristics of the closure and controlling devices, such as swing-check valves installed in horizontal and inclined pipelines.

Keywords: torque, dynamic characteristics, pneumatic and hydraulic drive, hydraulic resistance.

Регулирующие и перекрывающие органы поворотного типа, широко используемые в нефтяной, химической и газовой промышленности [1–3], применяют в качестве элементов систем автоматического регулирования и дистанционного управления [4, 5]. Такие регулирующие органы, устанавливаемые в трубопроводах с диаметром условного прохода $D_y = 100 \dots 1000$ мм, способны работать в диапазоне давлений $0,06 \dots 2,5$ МПа [6–8].

В системах перепуска газа в регенераторах регулирующие органы поворотного типа не связаны с каким-либо приводом. Помимо регулирования потока они в основном выполняют роль обратных клапанов. При этом вследствие смены направления прямых и противоположных потоков газа, а также значений перепадов давлений регулирующие органы не всегда могут своевременно открываться, из-за своей неуравновешенности в потоке и могут зависать (занимать промежуточное положение), что приводит к появ-

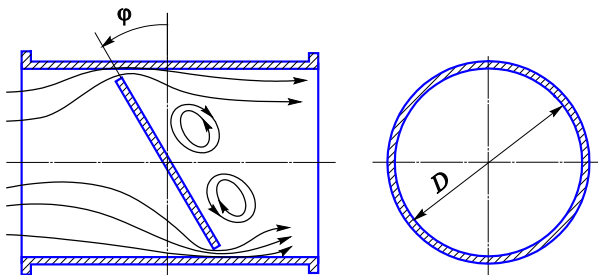


Рис. 1. Схема обтекания потоком плоской регулирующей дроссельной заслонки: φ — угол поворота заслонки от положения полного закрытия; D — диаметр заслонки

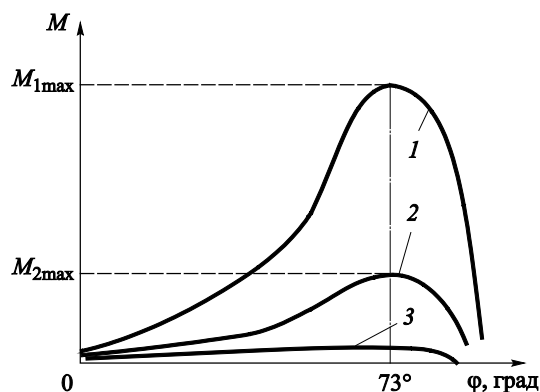


Рис. 2. Зависимость противодействующего крутящего момента M на валу заслонки от угла ее поворота φ :
1 — плоская заслонка в круглом трубопроводе;
2 — продольная выпукло-вогнутая заслонка с несущей втулкой в круглом трубопроводе; 3 — выпукло-вогнутая заслонка без несущей втулки в прямоугольном трубопроводе

лению значительных гидравлических сопротивлений и большим потерям мощности [9, 10].

Указанные недостатки можно устранить путем применения профилированных регулирующих органов, которые обеспечат необходимые моментные и гидравлические характеристики. Одним из способов получения требуемой моментной характеристики регулирующего органа является его профилирование.

При обтекании плоской регулирующей дроссельной заслонки потоком жидкости или газа (рис. 1) на ее валу за счет несимметричности сил протекающей среды возникает противодействующий крутящий момент, который зависит от угла поворота заслонки φ (рис. 2) [9, 11, 12].

Исследования, проведенные ранее на аэродинамических стендах, показали, что путем профилирования и использования выпукло-вогнутых профилей заслонок максимальный гидродинамический крутящий момент можно уменьшить в 18–20 раз в заслонках без несущей втулки в прямоугольном трубопроводе (рис. 3, а) и в 3–3,5 раза в заслонках с несущей втулкой в трубопроводе круглой формы (рис. 3, в).

В воздухоразделительных установках широко применяют поворотные обратные клапаны, конструкция которых показана на рис. 4.

Такой клапан имеет запорный элемент сферического типа и отличается от аналогов тем, что его диск 3 подпружинен пружиной 1 и может перемещаться поступательно в плоскости, перпендикулярной оси трубопровода. При отсутствии перепада давления диск занимает вертикальное положение и пружиной отжат в крайнее левое положение на значение зазора b . При этом между уплотнительными поверхностями седла 4 и диска обеспечивается минимальный зазор, исключая трение при повороте диска. При некотором минимальном перепаде давлений между полостями А и Б диск перемещается к седлу, обеспечивая таким образом герметизацию клапана. Под действием прямого потока за счет большей площади верхней части диска последний легко (так как он не касается седла) поворачивается вокруг оси против часовой стрелки до упора 2. При прекращении действия прямого потока диск поворачивается до упора 5.

Цель работы — получение расчетных зависимостей и экспериментальных данных для определения моментных динамических характеристик обратных клапанов при их установке

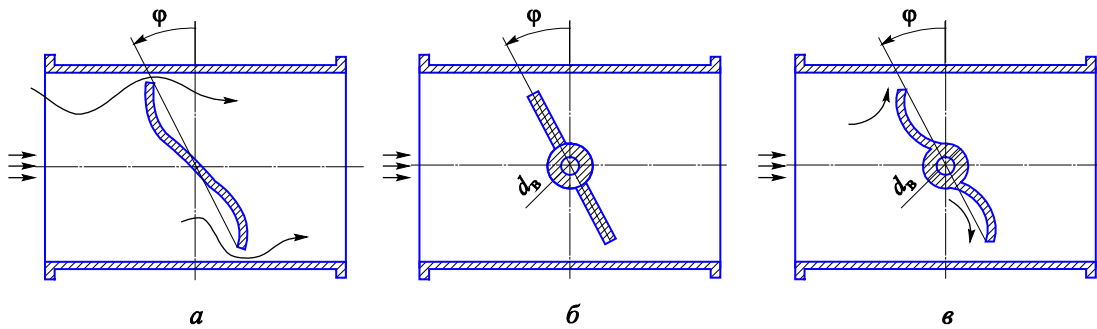


Рис. 3. Схемы обтекания потоком заслонок:
 а — выпукло-вогнутой без несущей втулки; б — плоской с несущей втулкой (d_b — диаметр втулки);
 в — выпукло-вогнутой с несущей втулкой

как в горизонтальных, так и в наклонных трубопроводах.

При работе обратного клапана происходит взаимодействие газовых (гидродинамических) сил и сил тяжести подвижных частей. Обратный клапан поворачивается (открывается) при воздействии на диск газодинамических сил со стороны потока газа (жидкости). При этом моменту от газодинамических сил M_r необходимо преодолеть момент сопротивления M_c , возникающий от силы тяжести подвижных частей M_G и сил трения в опорах $M_{тр}$.

Обратный клапан закрывается, когда момент сил тяжести подвижных частей превышает суммарный момент газодинамических сил и сил трения в опорах. Если пренебречь моментом инерционных сил, то условие равновесия клапана можно представить в виде

$$M_r = M_c.$$

Момент газовых сил уравнивает момент сопротивления при любом промежуточном положении диска. В общем виде

$$M_r = P_r R,$$

где P_r — равнодействующая газодинамических сил, зависящая от геометрических параметров диска (площади, формы и др.); R — плечо действия силы P_r относительно оси вращения, зависящее от распределения давления и эксцентриситета e .

При увеличении эксцентриситета e возрастает момент газовых сил M_r вследствие увеличения плеча приложения равнодействующей этих сил. В то же время для обеспечения закрытия необходимо увеличивать массу противовеса, что приводит к возрастанию массы подвижных деталей и в итоге — момента сопротивления M_c . Очевидно, что для каждого профиля диска существует некоторое оптимальное значение эксцентриситета $e_{опт}$.

Необходимо установить закон изменения момента сопротивления M_c и способы его снижения. Момент сопротивления представим в виде

$$M_c = M_G \pm M_{тр}.$$

Знак перед моментом сил трения в опорах $M_{тр}$ определяется направлением движения диска (на открытие «+», на закрытие «-»).

Примем, что момент $M_{тр}$ не зависит от угла ϕ поворота диска и для каждого клапана является постоянной величиной. Момент M_G для каждого условного прохода зависит от многих факторов: толщины диска, определяемой условием жесткости, массы противовеса, зависящей от эксцентриситета, угла установки, клапана (в горизонтальном, вертикальном или наклонном трубопроводах). Во всех случаях основным условием закрытия клапана является обеспечение при любых углах установки диска некоторого значения M_G , при котором

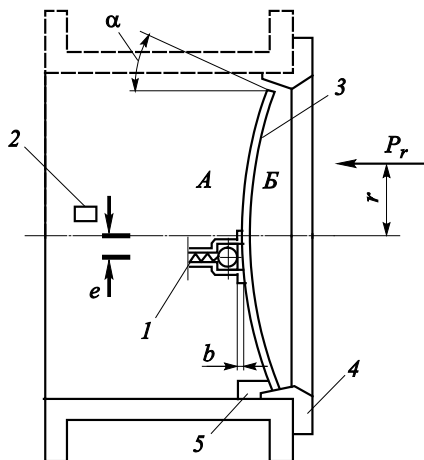


Рис. 4. Поворотный обратный клапан со сферическим запорным элементом

$$M_G = M_0 \geq M_{тр},$$

где M_0 — момент, возникающий от веса подвижных частей при $\varphi = 90^\circ$.

В идеальном случае зависимость $M_G = f(\varphi)$ должна иметь вид $M_G = M_0 M_{тр} = \text{const}$ во всем диапазоне $0^\circ < \varphi \leq 90^\circ$.

Для удобства дальнейшего рассмотрения целесообразно массу подвижных деталей клапана условно разделить на две части: массу диска с центром инерции приблизительно на оси симметрии в точке C_d (рис. 5, а) и массу противовеса с центром инерции в точке $C_{пр}$.

Момент силы тяжести подвижных деталей клапана

$$M_G = M_d + M_{пр},$$

где M_d и $M_{пр}$ — моменты силы тяжести диска и противовеса.

Рассмотрим влияние угла установки клапана с помощью расчетных схем (рис. 5), на которых введены следующие обозначения: x, y — координатные оси, проведенные через ось вращения (точка O); φ — текущий угол поворота (при $\varphi = 0^\circ$ клапан закрыт, при $\varphi = 90^\circ$ клапан открыт); e — эксцентриситет; $\rho_d, \rho_{пр}, \varphi_d$

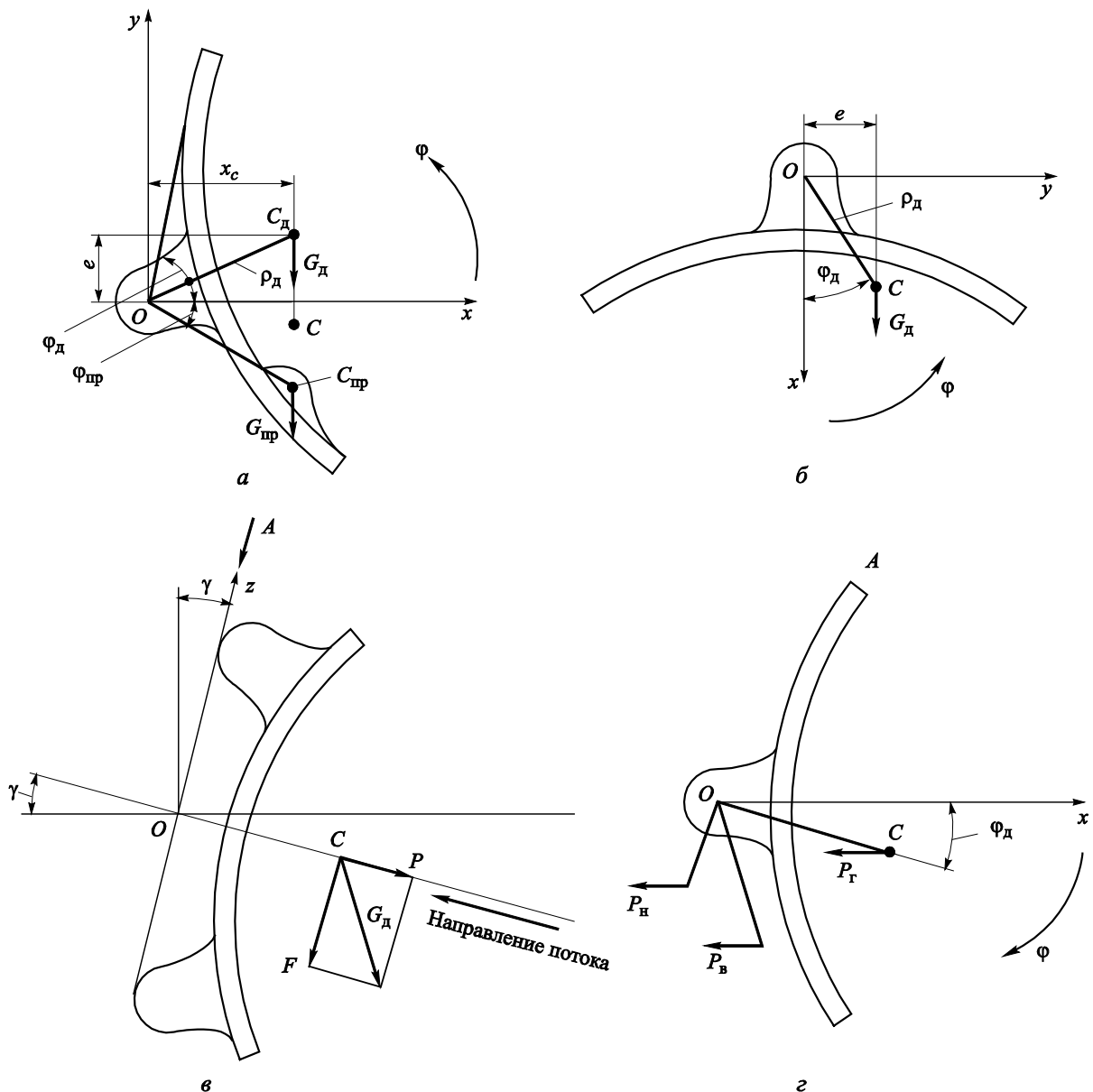


Рис. 5. Схемы для расчета моментных характеристик обратного клапана, установленного в горизонтальном (а), вертикальном (б) и наклонном (в) трубопроводах, с указанием направлений соответствующих сил P_r, P_b и P_n (з)

$\varphi_{пр}$ — полярные координаты центров тяжести диска и противовеса; G_d — сила тяжести диска (с опорами под осью вращения); $G_{пр}$ — сила тяжести противовеса.

Положение оси вращения (точки O) не является произвольным и при конструировании клапанов назначается из условия предотвращения заклинивания в уплотнении.

При горизонтальном расположении трубопровода (рис. 5, а) закрытие клапана обеспечивается противовесом, массу которого подбирают таким образом, чтобы центр тяжести всей системы (точка C) подвижных частей находился несколько ниже оси вращения диска. Тогда в положении клапана «открыто», соответствующем повороту диска на 90° , точка C располагается правее оси y . При этом обеспечивается некоторый минимальный момент сил тяжести M_G , действующий в сторону открытия клапана.

Момент сил тяжести подвижных деталей клапана можно представить в виде

$$M_G = G_d r_d \cos(\varphi + \varphi_d) + G_{пр} r_{пр} \cos(\varphi - \varphi_{пр}). \quad (1)$$

При установке клапана в вертикальном трубопроводе (рис. 5, б) противовес не нужен, так как клапан закрывается под действием силы тяжести диска. При этом $M_G = M_d$ или

$$M_G = G_d r_d \sin(\varphi + \varphi_d). \quad (2)$$

Установка клапана в наклонном трубопроводе (рис. 5, в) предполагает расположение осей в вертикальной плоскости под углом γ к вертикали. При этом поток должен быть направлен снизу вверх.

Силу тяжести подвижных деталей (диска) G_d можно разложить по двум взаимно перпендикулярным направлениям: по оси поворота клапана и по оси трубопровода:

$$G_d = P + F,$$

где P — составляющая силы тяжести диска, которая образует момент, противодействующий моменту газовых сил, $P = G_d \sin \gamma$; F — составляющая силы тяжести диска, воспринимаемая упорным подшипником, $F = G_d \cos \gamma$.

На рис. 5, г показано направление силы P для положений диска, приведенных на рис. 5, а (P_a), б (P_b) и в (P_v). Поскольку положение оси вращения и силы тяжести в пространстве при повороте диска не изменяется, направление и значение силы P остаются постоянными. В этом случае выражение для момента M_G принимает вид

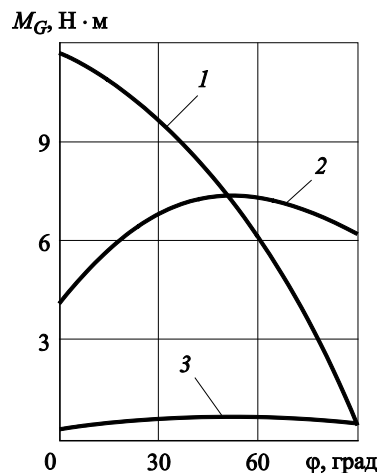


Рис. 6. Моментная характеристика обратного клапана ($D_y = 400$ мм) при его установке в горизонтальном (1), вертикальном (2) и наклонном (3) трубопроводах

$$M_G = G_d r_d \sin(\varphi + \varphi_d) \sin \gamma. \quad (3)$$

Значение угла γ определяется из условия обеспечения закрытия клапана, т. е. $M_{тр} \leq M_G$ при $\varphi = 90^\circ$ или $\sin \gamma \geq M_{тр} / (G_d r_d \cos \varphi_d)$.

Значение момента M_G для клапана, установленного в вертикальном трубопроводе, в $\sin \gamma$ раз больше значения M_G для клапана, расположенного в наклонном трубопроводе.

Расчетные зависимости $M_G = f(\varphi)$ для обратного клапана с диаметром условного прохода $D_y = 400$ мм, полученные по формулам (1)–(3), приведены на рис. 6. Анализ зависимостей позволяет сделать вывод, что для клапанов, установленных в наклонном трубопроводе, характерны наиболее низкие значения M_G , в том числе при $\varphi = 90^\circ$. В наихудших условиях находится клапан, установленный в вертикальном трубопроводе, так как при $\varphi = 90^\circ$ значение момента M_G значительно превышает значение момента M_0 , необходимое для преодоления трения в опорах.

Выводы

1. В результате анализа расчетных зависимостей и экспериментальных исследований получены данные по оценке моментных характеристик обратных поворотных клапанов при их установке в горизонтальном, вертикальном и наклонном трубопроводах.

2. Правильный расчет и выбор конструкции таких клапанов позволяет существенно повысить качество регулирования и надежность установок воздухоразделения.

Литература

- [1] Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., ред. *Вакуумная техника: справочник*. Москва, Машиностроение, 2009. 590 с.
- [2] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. *Международ. симп. по измерительным информационным системам Казань, 5–7 декабря 2006*, Москва, Краус, с. 52–159.
- [3] Романенко Н.Т., Куликов Ю.Ф. *Криогенная арматура*. Москва, Машиностроение, 1980. 110 с.
- [4] Беляков В.П. *Криогенная техника и технология*. Москва, Энергоиздат, 1982. 272 с.
- [5] Егупов Н.Д., Пупков К.А., Гаврилов А.И., Коньков В.Г. *Нестационарные системы автоматического управления*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 632 с.
- [6] Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. *Гидромеханика*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
- [7] Наземцев А.С. *Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации*. Москва, Форум, 2004. 240 с.
- [8] Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. *Гидравлические и пневматические системы. Часть 2. Пневматические приводы и системы. Основы*. Москва, Форум, 2007. 250 с.
- [9] Badr H.M., Ahmed W.H. *Pumping Machinery Theory and Practice*. John Wiley & Sons, Ltd., 2015. 392 p.
- [10] Krivts I.L., Krejnin G.V. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment: Structure and Design*. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006. XX, 345 p.
- [11] Наземцев А.С. *Пневматические и гидравлические приводы и системы*. Омск, Изд-во ОмГТУ, 2008. 88 с.
- [12] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.

References

- [1] *Vakuumnaia tekhnika: spravochnik* [Vacuum Technology: A Handbook]. Ed. Demikhov K.E., Panfilov Yu.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2009. 590 p.
- [2] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. *Mezhdunarodnyi simpozium po izmeritel'nyim informatsionnym sistemam. Kazan', 5–7 dekabria 2006* [International Symposium on measuring information systems, Kazan 5–7 December 2006]. Moscow, Kraus publ., pp. 52–159.
- [3] Romanenko N.T., Kulikov Yu.F. *Kriogennaia armatura* [Cryogenic fittings]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1980. 110 p.
- [4] Belyakov V.P. *Kriogennaia tekhnika i tekhnologiya* [Cryogenic Equipment and Technology]. Moscow, Energoizdat publ., 1982. 272 p.
- [5] *Nestatsionarnye sistemy avtomaticheskogo upravleniia* [Unsteady automatic control system]. Ed. Egupov N.D., Pupkov K.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 632 p.
- [6] Popov D.N., Panaiotti S.S., Riabinin M.V. *Gidromekhanika* [Gidromexanika]. Moscow, Bauman Press, 2014. 317 p.
- [7] Nazemtsev A.S. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Chast' 1. Pnevmaticheskie privody i sredstva avtomatizatsii* [Hydraulic and pneumatic systems. Part 1: Pneumatic actuators and automation]. Moscow, Forum publ., 2004. 240 p.
- [8] Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Chast' 2. Pnevmaticheskie privody i sistemy. Osnovy* [Hydraulic and pneumatic systems. Part 2. Pneumatic actuators and systems. Basics]. Moscow, Forum publ., 2007. 250 p.
- [9] Badr H.M., Ahmed W.H. *Pumping Machinery Theory and Practice*. John Wiley & Sons, Ltd., 2015. 392 p.
- [10] Krivts I.L., Krejnin G.V. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment: Structure and Design*. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006. XX, 345 p.
- [11] Nazemtsev A.S. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems]. Omsk, Omsk State Technical University publ., 2008. 88 p.

- [12] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and Hydro-pneumatic]. Moscow, Bauman Press, 2010. 414 p.

Статья поступила в редакцию 25.05.2016

Информация об авторах

ПРУДНИКОВ Сергей Николаевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: sergeyprud@mail.ru).

ШАДРИН Владислав Сергеевич (Москва) — аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: shadrin@enecon.ru).

Information about the authors

PRUDNIKOV Sergey Nikolaevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sergeyprud@mail.ru).

SHADRIN Vladislav Sergeevich (Moscow) — Postgraduate, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 4-е издание учебника

«Теплотехника»

под общей редакцией **А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева**

В четвертом издании учебника рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных, когенерационных и микрогазотурбинных установок, газоперекачивающих станций магистральных газопроводов, поршневых двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных, ракетно-прямоточных и авиационных двигателей, холодильных установок, компрессоров и вакуумных насосов, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Включены разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожижения газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, а также систем регулирования. Большое внимание в книге уделено вопросам экологии, защиты окружающей среды и возобновляемым источникам энергии.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

По вопросам приобретения обращайтесь:

**105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru**