


УДК 621.43.01:621.318.4

## Численное исследование течения через дроссельные заслонки поршневых двигателей

**Ю.А. Гришин, Р.Е. Буданов**

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

## Numerical Simulation of Flow Passage through Throttle Shutters in Piston Engines

**Y.A. Grishin, R.E. Budanov**BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: grishin@power.bmstu.ru, Budz@yandex.ru

**i** Дроссельные клапанные устройства нашли широкое применение в современных двигателях, например, в бензиновых двигателях для регулирования режима работы, а в дизельных — для регулирования проходных сечений впускного коллектора с целью создания вихревого движения воздуха в камере сгорания. Для обоснования применения дроссельных устройств необходимо знать их характеристики (коэффициент расхода, размеры проходных сечений и др.), для вычислений которых проводятся эксперименты и расчеты. В предлагаемой работе с помощью программного комплекса ANSYS Fluent выполнено численное моделирование пространственного течения через дроссельные заслонки, применяемые во впускных системах автомобильных поршневых двигателей с количественным смесеобразованием. Представлены соответствующие поля газодинамических параметров, получены зависимости коэффициента расхода от угла поворота заслонки, которые необходимы для расчетов газообмена в двигателях. Показано хорошее согласование полученных результатов с результатами соответствующих экспериментов. Результаты исследования будут полезны при проектировании впускных и выпускных систем поршневых двигателей.

**Ключевые слова:** автомобильный двигатель, программный комплекс, дроссельная заслонка, коэффициент расхода.

**i** Throttle valve devices are widely used in modern engines, for example, in petrol engines to regulate the operation cycle and in diesel engines to regulate flow passage through the intake manifold in order to create air turbulence in the combustion chamber. To rationalize the application of throttle devices it is necessary to know their characteristics (flow coefficient, passage cross-sections, etc.) that can be determined through experiments and calculations. The present article describes numerical simulation of 3D flow through throttle plate used in intake systems of automobile piston engines with quantitative carburation. The simulation was performed using ANSYS Fluent. Fields of gas-dynamic parameters are presented; dependencies of the flow coefficient on the throttle turning angle, which are required for gas exchange calculations, are determined. The obtained results are in agreement with corresponding experimental results. The results of the study can be used for designing inlet and outlet systems of piston engines.

**Keywords:** automobile engine, software package, throttle shutter, flow coefficient.

Для регулирования расхода жидкости или газа в системах гидро- и пневмоавтоматики используются дроссельные клапанные устройства в виде поворотных заслонок в каналах. Наиболее широкое применение дроссельные заслонки нашли в газоздушном тракте автомобильных двигателей с количественным смесеобразованием и искровым зажиганием, как карбюраторных, так и со впрыском топлива на впуске. С помощью дозированного перекрытия проходного сечения тракта осуществляется регулирование подачи заряда в цилиндры двигателей [1, 2]. Поворотные заслонки, устанавливаемые в выпускных системах, используются и в дизелях автомобилей повышенной грузоподъемности в качестве моторного тормоза в дополнение к пневмо- и гидромеханическим тормозным системам.

Коэффициент расхода  $\mu$ , определяющий газодинамические потери и эффективную площадь проходного сечения при дросселировании заслонками в виде функции от угла  $\alpha$  их поворота в канале, служит для оценки коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндров двигателя или тормозной мощности  $N_m$  автомобиля. В настоящее время находит широкое применение математическое моделирование газообмена и рабочего процесса двигателей [3–5]. При этом в качестве граничного условия при численном расчете нестационарного течения в газоздушном тракте должна быть известна функция  $\mu = f(\alpha)$ . Функциональная зависимость  $\mu = f(\alpha)$  необходима также для адекватного программирования современных и перспективных систем электронного управления двигателями.

Автомобильный двигатель (особенно в городских условиях) до 90 % времени работает на прикрытом дросселе, когда за тыльной поверхностью заслонки формируется отрывное течение весьма сложной структуры. Удовлетворительные результаты оценки  $\mu = f(\alpha)$  ранее были получены с помощью теории функций комплексного переменного в предположение о течении несжимаемой жидкости [6] и с применением метода разделяющей линии тока [7, 9], когда давление газа в отрывной зоне принималось равным давлению в сечениях наибольшего сужения потока около кромок заслонки. Однако для более точного определения зависимости  $\mu = f(\alpha)$  необходимы современные численные методы пространственного газодинамического моделирования [8].

Цель работы — анализ течения в дроссельных каналах и сравнение полученных результа-

тов с результатами аналитических расчетов, а также с экспериментальными данными.

В работе рассмотрено устройство, состоящее из трубопровода с внутренним диаметром 40 мм, в котором на оси поворачивается плоская заслонка (рис. 1) с углом закрытия  $\beta_{\max} = 60^\circ$ . В качестве расчетного комплекса использовался пакет ANSYS Fluent с решателем, основанном на методе контрольных объемов.

Массовый расход  $G$  для жидкости определяли по интегральной формуле для каждого из углов наклона заслонки  $\alpha$ :

$$G = \mu G_t = \mu S \sqrt{2\rho \Delta p}, \quad (1)$$

где  $G_t$  — расход при отсутствии отрывных потерь за дроссельной заслонкой;  $S$  — площадь проходного сечения трубы,  $S = \pi D^2/4$ ;  $\rho$  — плотность жидкости;  $\Delta p$  — перепад давлений,  $\Delta p = (p_1^* - p_2)$ ; ( $p_1^* = 100$ ,  $p_2 = 85$  кПа для течения воздуха). Отсюда

$$\mu = \frac{4G}{\pi D^2 \sqrt{2\rho \Delta p}}. \quad (2)$$

При расчете газовых течений необходимо учитывать сжимаемость, поэтому для определения массового расхода используют формулу [8]

$$G = \mu G_t = \mu m \frac{Sp_2 y(\lambda_{2t})}{\sqrt{T_1^*}}. \quad (3)$$

Здесь  $T_1^*$  — полная температура на входе,  $T_1^* = 300$  К;  $y(\lambda_{2t})$  — расходная газодинамическая функция от приведенной скорости на выходе [8];  $m$  — коэффициент,  $m = 0,0404 \text{ с} \cdot \text{К}^{1/2}/\text{М}$ ;

$$\lambda_{2t} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{(k-1)/k} \right]}; \quad (4)$$

$$y(\lambda_{2t}) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)} \lambda_{2t} \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{2t}^2 \right)^{1/(k-1)}, \quad (5)$$

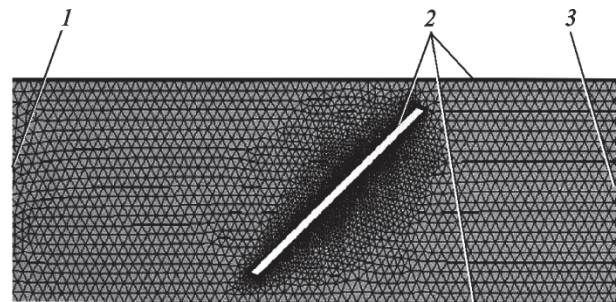


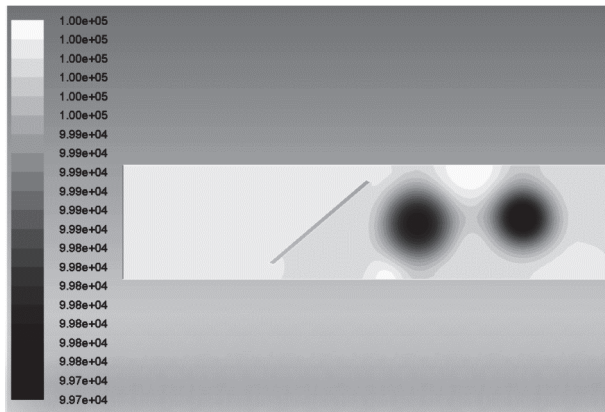
Рис. 1. Расчетная область при угле поворота заслонки  $\alpha = 40^\circ$ :

1 — граничные условия (ГУ) на входе; 2 — ГУ на стенке; 3 — ГУ на выходе

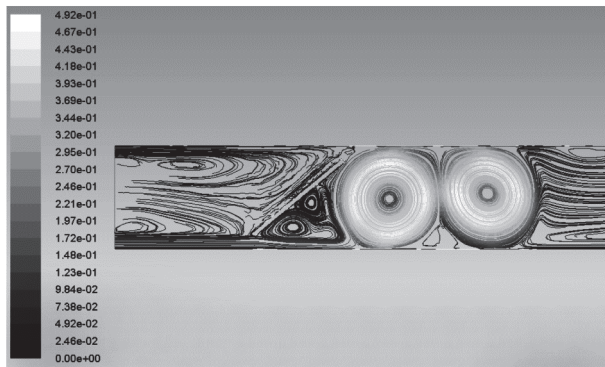
тогда

$$\mu = \frac{4G\sqrt{T_1^*}}{\pi m D^2 p_2 \gamma(\lambda_{2t})}. \quad (6)$$

Сначала моделировалось ламинарное течение несжимаемой жидкости (воды). На практике подобное течение жидкости редко можно встретить, однако, данный расчет проведен с целью сравнения результатов с результатами, полученными в ходе аналитического расчета, приведенном в работе [6]. Для обеспечения ламинарного течения (низких чисел Рейнольдса) разность давлений между входом и выходом в трубу сильно отличается. Для более точного отражения реальных особенностей течения и повышения точности расчета была построена сетка с измельчением ячеек вблизи дроссельной заслонки. Результаты расчета расхода воды для углов поворота в диапазоне 10...60° представлены в таблице. Поля скоростей, давлений, а также линии тока для течения воды при угле поворота заслонки  $\alpha = 40^\circ$  показаны на рис. 2.



а



б

Рис. 2. Течение жидкости при  $\alpha = 40^\circ$ : а — распределение давлений; б — линии тока совместно с полем скоростей

**Расход рабочего тела при различных углах открытия заслонки**

Угол $\alpha$ , град	Расход $G$ , кг/с	
	при ламинарном течении воды	при турбулентном течении воздуха
10	0,055	0,199
20	0,039	0,142
30	0,024	0,088
40	0,013	0,057
50	0,005	0,024
60	0,004	0,004

Представленные результаты актуальны для гидромеханических систем. Применительно же к поршневым двигателям и пневмосистемам необходима постановка более сложной расчетной задачи, базирующейся на общей системе уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS) [1, 9, 10], что позволяет моделировать турбулентное течение вязкого сжимаемого газа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) &= 0; \\ \frac{\bar{\rho} (D\bar{W}_i)}{D\tau} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \bar{W}_i' \bar{W}_j' \right] \frac{\bar{\rho} (\partial \bar{H})}{\partial \tau} + \frac{\bar{\rho} \bar{W}_j (\partial \bar{H})}{\partial x_j} = \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \bar{T}' \bar{W}_j' \right) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{W}_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j'}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k'}{\partial x_k} \right) \bar{W}_j \right] + \\ &+ \bar{\rho} \bar{G}_j \bar{W}_j - \bar{w}_r \bar{Q}_r - \nabla q_R; \\ \bar{\rho} &= \frac{pm}{RT}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $W$  — скорость течения;  $x$  — перемещение;  $\frac{D\bar{W}_i}{D\tau}$  — субстанциональная производная скорости по времени;  $G$  — объемная сила,  $\mu \left( \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right)$  — тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по усредненным значениям компонентов вектора скорости;  $\bar{\rho} \bar{W}_i' \bar{W}_j'$  — тензор рейнольдсовых напряжений, определенный по пульсационным составляющим скорости;  $H$  — энтальпия;  $\lambda$  —

коэффициент теплопроводности,  $c_p \bar{\rho} T' \bar{W}_j'$  — турбулентный перенос энтальпии посредством флуктуации скорости; переменные с чертой сверху означают усредненные значения по времени, а «'» соответствуют пульсационным значениям. Индексы  $i, j, k$  — так называемые «скользящие» коэффициенты. Данная система является незамкнутой и для замыкания была использована SST (Shear Stress Transport) модель турбулентности Ментера [9, 11, 12]. Решаемая задача имеет нестационарную постановку, поэтому при моделировании необходимо задать шаг по времени. Шаг по времени рассчитывается с помощью числа Куранта, значение которого принимается меньше единицы:

$$C = \frac{u \Delta t}{\Delta x} < 1, \quad (8)$$

где  $u$  — скорость течения,  $u \approx 100$  м/с;  $\Delta t$  — искомый шаг по времени;  $\Delta x$  — размер ячейки сетки,  $\Delta x \approx 0,78$  мм. Из неравенства (8) находим шаг по времени  $\Delta t = 0,007$  с.

В процессе расчетных исследований была выполнена оценка влияния количества элементов расчетной сетки на искомую величину — массовый расход воздуха на выходе из канала (рис. 3). В результате было установлено, что оптимальное количество элементов должно быть  $\sim 40\,000$ . Сетка с большим количеством элементов не дает существенного отличия в результатах, но при этом требует значительно большего количества времени для расчета.

Также было проанализировано влияние среднего безразмерного расстояния от центра

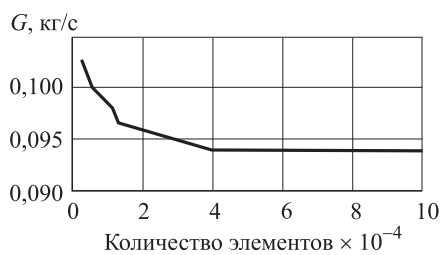


Рис. 3. Зависимость расхода воздуха от количества элементов расчетной сетки

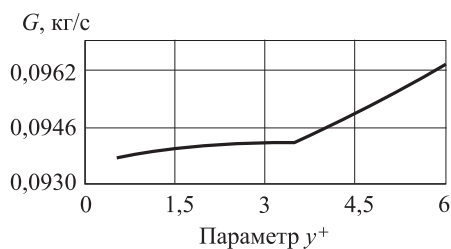
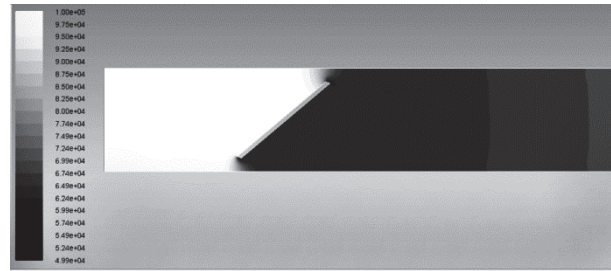
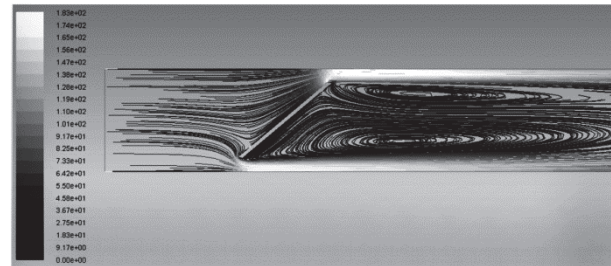


Рис. 4. Зависимость расхода от параметра  $y^+$



а



б

Рис. 5. Турбулентное течение воздуха при  $\alpha = 40^\circ$ : а — распределение давлений; б — линии тока совместно с полем скоростей

первой ячейки до стенки  $y^+$  (рис. 4). Установлено, что для данной модели турбулентности изменение  $y^+$  в пределах  $0 \dots 3$  несильно влияет на результат, поэтому было принято значение равное 2, поскольку  $y^+ < 2$  требуют значительного измельчения сетки вблизи стенок, что отрицательно сказывается на времени расчета. При построении сетки использовалось сгущение сетки вблизи стенок со следующими параметрами: скорость роста размеров ячеек не более 1,4; минимальная толщина первого слоя 0,004 мм; ширина ячеек не более 0,4 мм.

Поля давлений и скоростей, полученные при расчете турбулентного течения воздуха, приведены на рис. 5.

По формуле (5), с учетом результатов численных расчетов, были построены зависимости коэффициента расхода от угла поворота дроссельной заслонки. Для ламинарного течения жидкости сравнение с результатами аналитического расчета [6] представлено на рис. 6. Результаты расчета турбулентного течения воздуха сравнивались с соответствующими экспериментальными данными, полученными при испытаниях реальных дроссельных устройств автомобильных двигателей [7].

Как видно на рис. 6, полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными, а также с теоретической зависимостью, полученной [6].

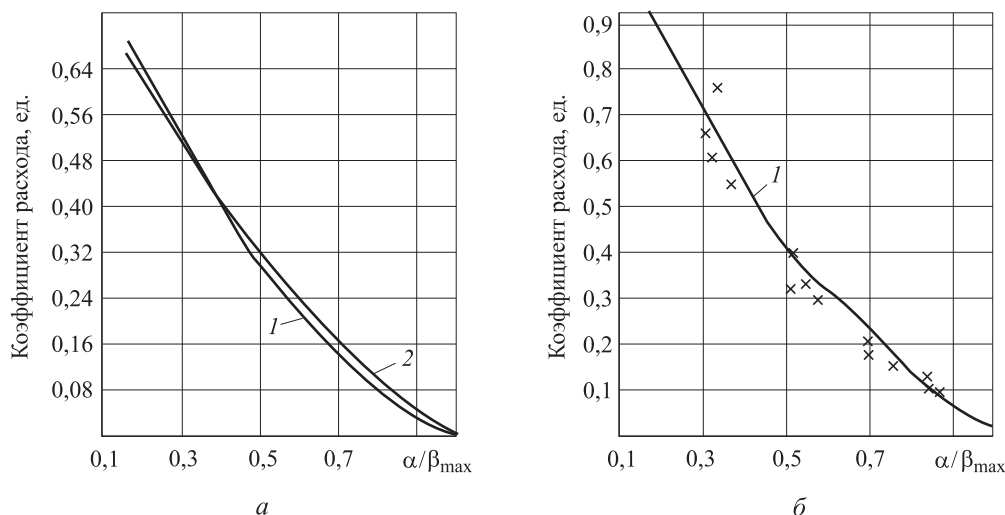


Рис. 6. Зависимость коэффициента расхода от значения относительного угла поворота дроссельной заслонки:

*a* — ламинарное течение; *б* — турбулентное течение;  $\times$  — экспериментальные значения из [7]; 1 — расчет ANSYS Fluent; 2 — коэффициент расхода, полученный в [6]

Таким образом, найденные расчетные зависимости коэффициента расхода от угла поворота дроссельной заслонки могут быть рекомендованы для численного моделирования различных гидро- и пневмосистем, а также газоздушных трактов двигателей внутреннего сгорания. Следует отметить существенное различие в структурах потока несжимаемой жидкости и турбулентного течения воздуха, что отразилось на расчетных значениях коэффициента расхода дроссельных заслонок.

## Выводы

1. Дроссельные клапанные устройства обеспечивают регулирование массового расхода жидкости в широком диапазоне.

2. Математическая модель, описанная в работе, является верифицированной, поскольку позволяет получить хорошее согласование с результатами экспериментов.

3. Полученные аналитические зависимости, а также предложенная математическая модель дроссельной заслонки могут применяться для проектирования впускных и выпускных систем поршневого двигателя.

## Литература

- [1] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 720 с.
- [2] Гришин Ю.А., Сонкин В.И. *Впускные системы. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания*. Т. IV-14, Москва, Машиностроение, 2013, с. 441–461.
- [3] Гришин Ю.А., Хмелев Р.Н. Способы постановки граничных условий при численном моделировании газодинамических процессов в ДВС. *Известия ТулГУ. Сер. Автомобильный транспорт*, 2003, № 7, с.161–167.
- [4] Хмелев Р.Н. *Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчету поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2011. 229 с.
- [5] Чесноков С.А., Дунаев В.А. *Тепломассообмен и горение в автомобильных двигателях*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2012. 400 с.
- [6] Сарпкая Т. Гидродинамический момент и кавитационные характеристики дроссельных клапанов. *Тр. американского общества инженеров-механиков, сер. E*, 1961, т. 28, № 4, с. 36–44.
- [7] Бельтюков В.П., Гришин Ю.А., Киселев Б.А. Аналитическое определение коэффициентов расхода дроссельных заслонок ДВС. *Повышение эффективности автомобильных*

- и тракторных двигателей: Межвуз. сб. науч. раб.* Москва, МАМИ, 1985, вып. VII, с.128–136.
- [8] Волков К.Н., Емельянов В.Н. *Вычислительные технологии в задачах механики жидкости и газа.* Москва, ФИЗМАТЛИТ, 2013. 468 с.
- [9] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений.* Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 108 с.
- [10] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1.* Москва, Наука Гл. ред. Физ-мат. лит., 1991. 600 с.
- [11] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, iss. 8, pp. 1598–1605.
- [12] Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений.* Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, 2012. 88 с.

## References

- [1] Kavtaradze R.Z. *Teoriia porshnevnykh dvigatelei. Spetsial'nye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman Press, 2008. 720 p.
- [2] Grishin Iu.A., Sonkin V.I. *Vpusknye sistemy. Mashinostroenie. Entsiklopediia. Dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Intake system. Mechanical Engineering. Encyclopedia. Internal combustion engines]. Vol. IV-14, Moscow, Mashinostroenie publ., 2013, pp. 441–461.
- [3] Grishin Iu.A., Khmelev R.N. *Sposoby postanovki granichnykh uslovii pri chislennom modelirovanii gazodinamicheskikh protsessov v DVS* [Methods of boundary conditions for numerical simulation of gas-dynamic processes in internal combustion engines]. *Izvestiia TulGU. Ser. Avtomobil'nyi transport* [Proceedings of the TSU. Ser. Automobile transport]. 2003, no. 7, pp.161–167.
- [4] Khmelev R.N. *Matematicheskoe i programmnoe obespechenie sistemnogo podkhoda k issledovaniuu i raschetu porshnevnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Mathematical and software of the system approach to the study and calculation of internal combustion piston engines]. Tula, TSU publ., 2011. 229 p.
- [5] Chesnokov S.A., Dunaev V.A. *Teplomassoobmen i gorenii v avto-mobil'nykh dvigateliakh* [Heat and mass transfer and combustion in car engines]. Tula, TSU publ., 2012. 400 p.
- [6] Sarpkaia T. *Gidrodinamicheskii moment i kavitatsionnye kharakteristiki drossel'nykh klapanov* [Hydrodynamic torque and cavitation characteristics of the throttle valves]. *Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov. Ser. E* [Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers. Ser. E]. 1961, vol. 28, no. 4, pp. 36–44.
- [7] Bel'tiukov V.P., Grishin Iu.A., Kiselev B.A. *Analiticheskoe opredelenie koeffitsientov raskhoda drossel'nykh zaslonok DVS* [Analytical determination of flow coefficients throttle engine]. *Povyshenie effektivnosti avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei: Mezhevuzovskii sbornik nauchnykh rabot* [Improving the efficiency of automobile and tractor engines: Interuniversity collection of scientific papers]. Moscow, MAMI publ., 1985, iss. 7, pp.128–136.
- [8] Volkov K.N., Emel'ianov V.N. *Vychislitel'nye tekhnologii v zadachakh mekhaniki zhidkosti i gaza* [Computing technologies in problems of gas and fluid mechanics]. Moscow, FIZMATLIT publ., 2013. 468 p.
- [9] Belov I.A., Isaev S.A. *Modelirovanie turbulentnykh techenii* [Modeling of turbulent flows]. St. Petersburg, BSTU publ., 2001. 108 p.
- [10] Abramovich G.N. *Prikladnaia gazovaia dinamika. V 2 ch. Ch. 1* [Applied gas dynamics. In 2 pt. Pt. 1]. Moscow, Nauka Gl. red. Fiz-mat. lit. publ., 1991. 600 p.
- [11] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, iss. 8, pp. 1598–1605.
- [12] Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techenii* [Simulation of turbulence in the calculation of complex flows]. St.Petersburg, Politekhnikeskii universitet publ., 2012. 88 p.

## Информация об авторах


**ГРИШИН Юрий Аркадьевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

**БУДАНОВ Руслан Евгеньевич** (Москва) — инженер кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: Budz@yandex.ru).

## Information about the authors

**GRISHIN Yury Arkadievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

**BUDANOV Ruslan Evgenievich** (Moscow) — Engineer, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: Budz@yandex.ru).



### Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок

В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет учебное пособие  
под редакцией Д.А. Ягодникова

### «Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок»

Изложены основы теории, расчета и проектирования агрегатов регулирования жидкостных ракетных двигательных установок (ЖРДУ). Приведена классификация характеристик режимов работы отдельных агрегатов и ЖРДУ в целом. Рассмотрены основные характеристики ЖРДУ, даны примеры определения статических и динамических режимов работы двигательной установки. Описаны схемы и элементы конструкции агрегатов регулирования ЖРДУ. Приведена конструкторская оценка динамической устойчивости систем регулирования. На примере реальных схем ЖРДУ рассмотрено практическое применение агрегатов регулирования.

Для преподавателей, аспирантов, магистрантов и студентов старших курсов. Может быть полезно также инженерам, работающим в области теории регулирования ЖРД.

**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