

А. И. БАБАЕВ, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА ВО ВХОДНОМ ОТСЕКЕ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

В статье приведены результаты численного исследования структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана с односторонним боковым подводом пара. Исследовано влияние смещения подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла при различных соотношения площадей проходного сечения подводящего патрубка и клапанной коробки к площади горла седла на уровень потерь энергии на участке от входа в клапанную коробку до входа в диффузную часть седла клапана. В результате исследований установлено, что увеличение площади проходного сечения подводящего патрубка приводит к снижению потерь энергии рабочего тела в клапане. Оптимальный размер клапанной коробки определяется соотношением размеров подводящего патрубка и горла седла. Смещение входного патрубка приводит к уменьшению потерь энергии на определенном диапазоне соотношений геометрических параметров клапана.

Ключевые слова: стопорный клапан, регулирующий клапан, клапанная коробка, парораспределение, паровая турбина, паровпуск, система регулирования.

А. І. БАБАЄВ, Л. В. КОЛОДЯЖНА, В. М. ГОЛОЩАПОВ

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКУ У ВХІДНОМУ ВІДСІКУ ПРОТОЧНОГО ТРАКТУ КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

У статті наведено результати чисельного дослідження структури потоку у входному відсіку проточного тракту клапана з одностороннім бічним підведенням пара. Досліджено вплив зміщення підходящого патрубка, в сторону віддалення від верхньої кромки седла при різних співвідношення площ проходного перетину підходящого патрубка і клапанної коробки до площі горла седла на рівень втрат енергії робочого тіла на ділянці від входу в клапану коробку до входу в дифузійну частину седла клапана. Встановлено, що збільшення площі проходного перетину підходящого патрубка, що підводить призводить до зниження втрат енергії в клапані. Оптимальний розмір клапанної коробки визначається співвідношенням розмірів підходящого патрубка і горла седла. Зміщення підводящого патрубка призводить до зменшення втрат енергії на певному діапазоні співвідношень геометричних параметрів клапана.

Ключові слова: стопорний клапан, регулюючий клапан, парова коробка, паророзподіл, парова турбіна, паровпуск, система регулювання.

A. BABAYEV, L. KOLODYAZHNAYA, V. GOLOSHCHAPOV

NUMERICAL SIMULATION OF THE FLOW STRUCTURE IN THE INLET FLOW DUCT SECTION OF THE VALVE OF STEAM TURBINE

The objective of this scientific paper was to numerically simulate gas dynamic processes in the inlet flow duct section of the valve with the unidirectional lateral input of the actuating medium to the valve box and determine the influence the geometric parameters of a valve have on the energy losses of actuating medium. To simulate gas dynamic processes we used the mathematical model constructed by the solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equation system using the turbulence model $k-\omega$ SST and the numerical solution method based on the reference volume. The influence that the shift of the inlet branch to the side of drifting away from the upper edge of the valve seat has on the energy loss level in the section from the valve box inlet to the valve seat diffusion portion inlet was investigated for different inlet branch flow section and valve box area –to –the seat throat area ratios. The research showed that an increase in the area of the flow section of inlet branch results in reduced energy losses of actuating medium in the valve. An optimal size of the valve box is defined by the relation of the sizes of the inlet branch and the seat throat. Shift of the inlet branch to the side of drifting away from the upper seat edge results in reduced energy losses in an appropriate range of the ratios of geometric valve parameters. The numerical investigation data showed that the range of geometric relations that provide a low level of energy losses has been established.

Key words: check valve, control valve, valve box, steam distribution, steam turbine, steam inlet and the control system.

Введение

Величина потерь энергии рабочего тела в проточном тракте стопорных (СК) и регулирующих клапанов (РК) в значительной степени зависит от структуры потока на входе в клапанный канал, образованный седлом и основной запорной чашей.

Большинство мощных ПТ ТЭС и АЭС имеют конструкцию СК и РК с односторонним боковым подводом пара в клапанную коробку. При таком подводе нарушается осевая симметрия течения в клапанном канале, что может приводить к высокому уровню потерь энергии рабочего тела, а так-

же к снижению надежности клапана за счет появления значительной величины осевой и радиальной неравномерности потока при обтекании запорной чаши.

Отношение площадей проходного сечения подводящего патрубка, клапанной коробки, условно определяемой ее максимальным внутренним диаметром, к площади минимального сечения клапанного канала, при фиксированном отношении давления на клапан, определяет уровень потерь энергии рабочего тела на входном участке проточного тракта клапана и эффективность преобразования энергии в последующей диффузорной части седла.

© А. И. Бабаев, Л. В. Колодяжная, В. Н. Голощاپов, 2018

Экспериментальные исследования структуры потока в проточном тракте клапанной коробки приведены в работах [1–3]. Однако, анализ результатов этих работ не позволяет оценить влияние основных параметров на формирование структуры потока в клапанной коробке и в элементах, расположенных за ней.

Цель работы

Целью настоящей работы является численное исследование структуры потока в проточном тракте клапана с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку и определение влияния геометрических параметров клапана на потери энергии рабочего тела.

Изложение основного материала

Основными геометрическими параметрами, входного отсека проточного тракта клапана являются (рис. 1):

- диаметр подводящего патрубка $D_{\text{пп}}$;
- внутренний диаметр клапанной коробки $D_{\text{к}}$;
- расстояние $L_{\text{п}}$ от верхней кромки седла до точки сопряжения подводящего патрубка с клапанной коробкой;
- диаметр горла седла $D_{\text{г}}$;
- наружный диаметр направляющего стакана $D_{\text{нс}}$.

Ввиду сложной трехмерной структуры потока в проточном тракте клапанной коробки целесообразно выполнить исследование газодинамических процессов используя численные методы [4, 5].

Для исследования структуры потока в проточном тракте клапанной коробки и определения диапазона геометрических соотношений, обеспечивающих минимальный уровень потерь энергии рабочего тела при его течении в клапане, выполнено численное исследование для 16 моделей проточного тракта клапана. Пример геометрической модели исследуемого проточного тракта показан на рис. 2.

В качестве прототипа выбрана модель проточного тракта РК ПТ К-200-130 ПАО «Турбоатом» [6].

Особенности геометрии клапана:

- односторонний боковой подвод рабочего тела в клапанную коробку;
- профиль клапанного канала типа Вентури;
- диаметр посадки чаши на седло – 150 мм;
- диаметр горла седла – 126 мм;
- наружный диаметр направляющего стакана – 188 мм;
- подъем запорной чаши – 35,7 мм;
- торцевая подрезка чаши – 52 мм.

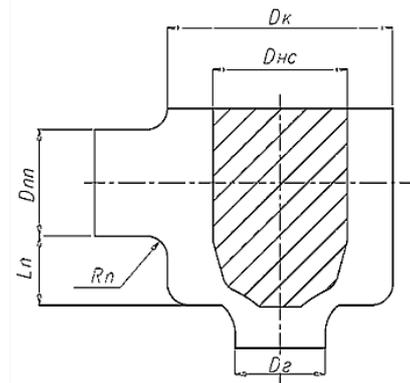


Рис. 1 – Геометрические характеристики входного отсека проточного тракта клапана



Рис. 2 – Геометрическая модель клапана

Для рассматриваемой конструкции клапанного канала величина подъема запорной чаши соответствует геометрии клапанного канала, когда минимальная проходная площадь между седлом и чашей равна площади горла седла.

Для удобства все величины характеризующие геометрию входного отсека клапана далее представлены в отношении к диаметру горла седла [2].

При построении геометрических моделей проточного тракта клапана наружный диаметр направляющего стакана $D_{\text{нс}}$, диаметр горла седла $D_{\text{г}}$ и геометрия клапанного канала оставались постоянными. При этом варьировался размер подводящего патрубка $D_{\text{пп}}$, внутренний диаметр клапанной коробки $D_{\text{к}}$ и расстояние $L_{\text{п}}$.

Исследования проведены для типоразмеров клапанов с $D_{\text{пп}}/D_{\text{г}} = 1,7$ и $D_{\text{пп}}/D_{\text{г}} = 1,2$. Этот диапазон соотношений соответствует большинству конструкций клапанов паровых турбин, находящихся в эксплуатации [2].

Для определения влияния смещения оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла на эффективную работу клапана исследование проведено для модели клапана без

отдаления подводящего патрубка ($L_{\text{п}} = R_{\text{п}}$) и с его отдалением на величину

$$L_{\text{п}} = 1,45D_{\text{пн}} + R_{\text{п}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{п}}$ – радиус сопряжения клапанной коробки с подводящим патрубком.

Ввиду подобия структуры течения в клапане углового типа со структурой течения в колене трубопровода, соотношение (1) принято согласно результатам исследований, приведенных в [7], где для снижения неравномерности потока за коленом рекомендуется иметь прямолинейный участок величиной $L_{\text{п}}$.

Для моделирования газодинамических процессов в проточном тракте клапана используется математическая модель, построенная на решении системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу с применением модели турбулентности $k-\omega$ SST и численного метода решения на базе контрольного объема.

Для дискретизации расчетной области использовалась разностная сетка тетраэдрического типа с призматическим подслоем. Количество ячеек по высоте призматического пограничного слоя составляет 10. Размерность сетки для исследуемых моделей составляет 3–4 млн. узлов.

В качестве граничных условий на входе принималось полное давление 12,481 МПа и температура 811,15 К, на выходе – статическое давление 12,231 МПа. Рабочее тело – вязкий теплопроводный перегретый пар.

В качестве основных анализируемых величин принято:

- 1) Приведенный коэффициент расхода

$$q = \frac{G}{G_*}, \quad (2)$$

где G_* – расход среды через клапан при критическом истечении без учета потерь энергии рабочего тела;

G – действительный расход рабочего тела через клапан.

Величина расхода рабочего тела при критическом истечении определялась из соотношения

$$G_* = F_{\text{п}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\frac{P_0^*}{V_0^*}}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{п}}$ – определяющая площадь, взятая по диаметру посадки клапана;

k – показатель изоэнтропы (для перегретого пара);

P_0^* , V_0^* – полное давление и удельный объем рабочего тела на входе в клапанную коробку.

- 2) Коэффициента внутренних (гидравлических) потерь

$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{P_0^* - P_2^*}{0,5(P_0^* - P_0 + P_2^* - P_2)}, \quad (4)$$

где P_0^* , P_0 – полное и статическое давление на входе в клапан;

P_2^* , P_2 – полное и статическое давление на выходе из клапана.

Результаты численного исследования

В результате численного исследования структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана установлено, что при фиксированном размере диаметра горла седла $D_{\text{г}}$ увеличение диаметра подводящего патрубка $D_{\text{пн}}$ приводит и снижению уровня потерь энергии рабочего тела (рис. 3) и к увеличению пропускной способности клапана (рис. 4) во всем диапазоне исследуемых типоразмеров паровой коробки $D_{\text{к}}$ и $L_{\text{п}}$.

Снижение потерь энергии происходит в основном за счет уменьшения скорости пара при изменении направления его движения внутри клапанной коробки (рис. 5а, б).

При фиксированном размере диаметра горла седла $D_{\text{г}}$ величина оптимального размера паровой коробки $D_{\text{к}}$ уменьшается с уменьшением диаметра подводящего патрубка $D_{\text{пн}}$ (рис. 3,4).

Причиной этого эффекта является наличие определённого оптимума между суммарным уровнем потерь, который составляют:

- местные потери при расширении пара на входе в клапанную коробку и поворот в ней;
- потери, вызванные вихреобразованием на противоположной подводящему патрубку стороне клапанной коробки.

При фиксированном типоразмере $D_{\text{пн}}/D_{\text{г}}$ клапана, уменьшение размеров клапанной коробки $D_{\text{к}}$ приводит к увеличению скорости потока, и, как следствие, к увеличению местных потерь. При увеличении размеров клапанной коробки $D_{\text{к}}$ скорость потока в ней уменьшается, однако возрастают потери на вихреобразование вследствие увеличения объема паровой коробки и воздействия диффузорного эффекта при продвижении пара вдоль клапанной коробки (рис. 5б, в).

Смещение оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла способствует снижению потерь энергии в клапане по сравнению с клапаном без отдаления в определенном диапазоне соотношений $D_{\text{к}}/D_{\text{г}}$. При этом, отдаление подводящего патрубка при фиксированной величине $D_{\text{пн}}/D_{\text{г}}$ смещает оптимальное соотношение $D_{\text{к}}/D_{\text{г}}$ в сторону его меньших значений. Это вызвано увеличением объема паровой коробки и проходного сечения, соответствующего линиям тока основного ядра потока. В результате

этого удается несколько уменьшить поперечный диаметр D_k .

Смещение оси подводящего патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла также приводит к выравниванию потока перед зазором

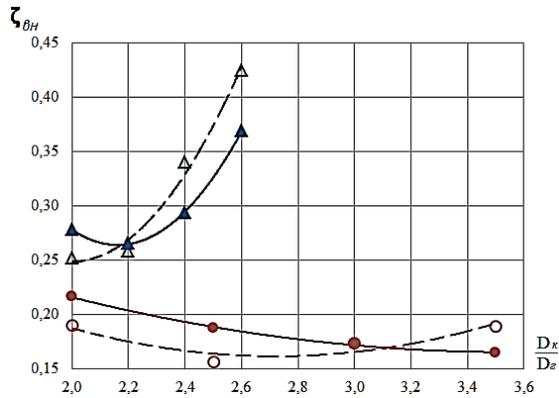


Рис. 3 – Изменение величины коэффициента внутренних потерь:

— $D_{nn}/D_z=1,7$; — $D_{nn}/D_z=1,7$ (патрубок отдален);
— $D_{nn}/D_z=1,2$; — $D_{nn}/D_z=1,2$ (патрубок отдален),

между чашей и седлом, тем самым обеспечивает более равномерное распределение параметров потока на входе в диффузную часть седла. Это приводит к увеличению осевой составляющей вектора скорости потока (рис. 5в, з).

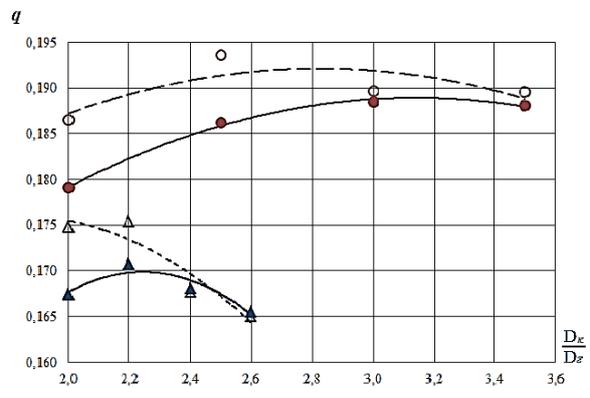


Рис. 4 – Изменение величины приведенного коэффициента расхода:

— $D_{nn}/D_z=1,7$; — $D_{nn}/D_z=1,7$ (патрубок отдален);
— $D_{nn}/D_z=1,2$; — $D_{nn}/D_z=1,2$ (патрубок отдален),

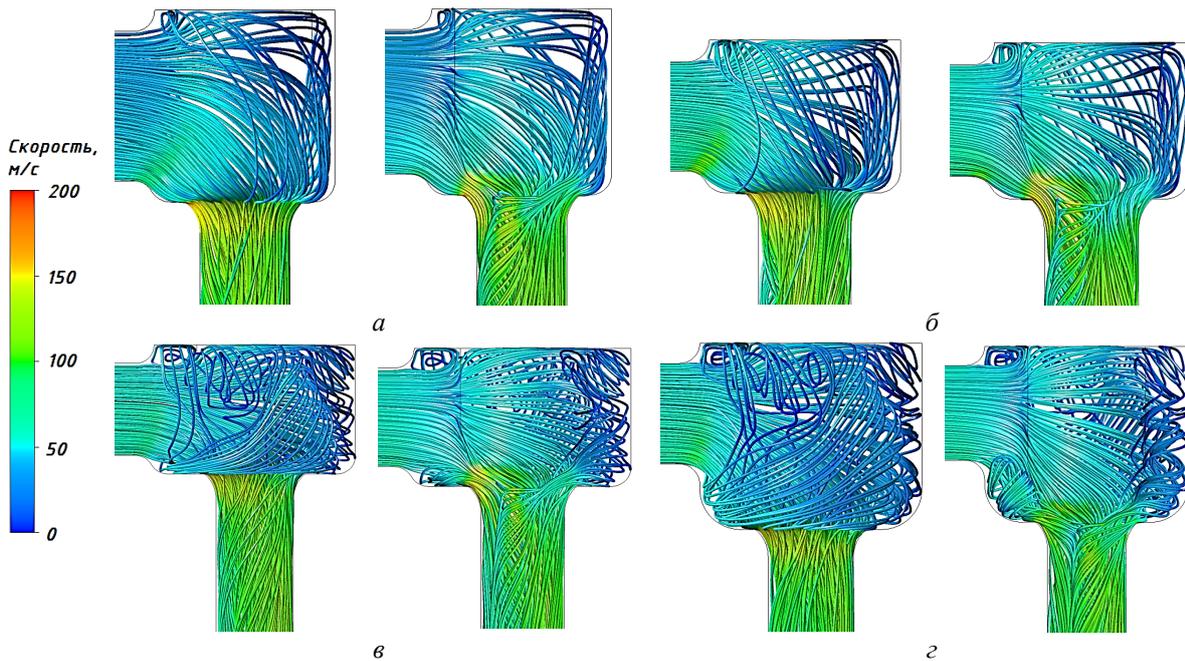


Рис. 5 – Линии тока в проточном тракте входного отсека клапана:

а – $D_{nn}/D_r = 1,7$ и $D_k/D_r = 2,0$; б – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,0$;

в – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,6$; з – $D_{nn}/D_r = 1,2$ и $D_k/D_r = 2,6$ (патрубок отдален)

В результате исследования 16 вариантов моделей клапана установлено, что варьируя геометрическими соотношениями клапанной коробки и подводящего патрубка для СК и РК конструкции углового типа с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку удается несколько снизить неравномерность параметров потока при течении внутри клапанного канала, и

тем самым снизить интенсивность вторичных течений в нем (рис. 5з). Однако, габариты клапанной коробки, требуемые для полного исключения вторичных течений, по всей видимости, значительно превосходят габариты исследованного варианта со смещением подводящего патрубка. В результате этого целесообразным решением может быть использование конструкции клапанной коробки с

двумя подводными патрубками, расположенными симметрично относительно друг друга.

В заключении следует отметить, что при наличии конструкции клапана с односторонним боковым подводом рабочего тела в клапанную коробку более эффективным способом уменьшения потерь энергии в клапане является увеличение диаметра подводного патрубка, чем смещения патрубка, имеющего меньшее проходное сечение, в сторону отдаления относительно верхней кромки седла.

Выводы

При фиксированном размере диаметра горла седла D_r увеличение диаметра подводного патрубка $D_{пп}$ приводит к уменьшению потерь энергии рабочего тела и увеличению пропускной способности клапана.

Величина оптимального размера клапанной коробки D_k уменьшается при уменьшении диаметра подводного патрубка $D_{пп}$.

Смещение подводного патрубка в сторону отдаления от верхней кромки седла приводит к более равномерному распределению параметров пара на входе в клапанный канал.

На основании результатов численного исследования установлено, что для рассмотренных типоразмеров моделей проточного тракта входного отсека клапана рекомендуется следующий диапазон геометрических соотношений:

– без отдаления подводного патрубка:

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,8-3,2 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,7;$$

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,0-2,4 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,2.$$

– подводный патрубок отдален:

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,4-3,0 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,7;$$

$$(D_k/D_r)^{рек} = 2,0-2,2 \text{ – для } D_{пп}/D_r = 1,2.$$

Список литературы

1. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. *Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин*. Москва: МЭИ, 2005. 360 с. ISBN 5-7046-1143-5.
2. Камырин Б. И. О характере движения пара в клапанной коробке. *Энергомашиностроение*. 1959. № 11. С. 38–41.

3. Pluviose, M. Etude des instabilités decoulement dans les soupapes de raglage de turbines a vapeur. *Revue Franciase de Mecanique*. 1981. № 78. pp. 13–29.
4. Агафонов Б. Н., Зайцев Д. К., Кириллов А. И. и др. Турбулентный поток в регулирующих клапанах паровых турбин: возможности численного моделирования в условиях реальной геометрии. *Известия РАН Энергетика*. 2000. № 3. С. 39–46. ISSN 0002-3310.
5. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 88–93. Бібліогр.: 13 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
6. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в угловом регулирующем клапане. *Проблемы машиностроения*. 2016. Т. 19, № 4. С. 19–24. ISSN 0131-2928.
7. Идельчик И. Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Под. общ. ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.

References (transliterated)

1. Zaryankin, A. and Simonov, B. (2005), *Reguliruyushchie i stoporno-reguliruyushchie klapanyi parovyih turbin* [Stop valve and stop-control valves of steam turbines], Moscow Energetic Institute, Moscow, 360 p., ISBN 5-7046-1143-5.
2. Kamyirin, B. (1959), "O karaktere dvizheniya para v klapannoy korobke [The characteristics steam motion in the valve chest]", *Energomashinostroenie* [Energomachinery], no. 11, pp. 38–41.
3. Pluviose, M. (1981), "Etude des instabilités decoulement dans les soupapes de raglage de turbines a vapeur", *Revue Franciase de Mecanique*, no. 78, pp. 13–29.
4. Agafonov B., Zaytsev D., Kirillov A., Kolyivanov V., Ris V. and Smirnov E. (2000), "Turbulentnyiy potok v reguliruyushchih klapannah parovyih turbin: vozmozhnosti chislennoy modelirovaniya v usloviyah realnoy geometrii [Turbulent flow control valves in steam turbines: numerical modeling capabilities in a real geometry]", *Izvestiya RAN Energetika* [Proceedings of the Russian Academy of Sciences Energy], no. 3, 39–46, ISSN 0002-3310.
5. Babayev A. and Goloshchapov V. (2016), "Verification of the Data of Numerical Investigations of the Flow Motion in the Control Valve Channel of Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1180), pp. 88–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.12.
6. Babayev A. and Goloshchapov V. (2016), "Application of Impermeable Screens to Stabilize the Flow in the Angle Control Valve", *Journal Problems of Mechanical Engineering*, no. 4, pp. 19–24, ISSN 0131-2928.
7. Idelchik I. (1992), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance], Mashinostroenie [Engineering], Moscow, 672 p.

Поступила (received) 01.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бабаєв Артем Іванович (Бабаев Артем Иванович, Babayev Artem) – пров. інженер, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна; e-mail: artembabayev90@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7321-1584>.

Колодяжна Любов Володимирівна (Колодяжная Любовь Владимировна, Kolodyazhnaya Lyubov) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, відділ гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5469-4325>.

Голощапов Володимир Миколайович (Голощапов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків, Україна; e-mail: admi@ipmach.kharkov.ua.