

УДК/UDC 762.8

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>

EDN: THGSRB

Научная статья / Original article

К БАЛАНСУ МОЩНОСТЕЙ И МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Д. А. Жуйков¹, О. В. Шилкин², А. А. Кишкин¹, А. В. Делков¹,
Ю. Н. Шевченко¹✉, А. А. Ходенков¹

¹Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева,
Россия, 660037, г. Красноярск, пр. им. газеты Красноярский Рабочий, 31

²АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева»,
Россия, 662972, г. Железногорск, ул. Ленина, 52

✉ gift_23j@mail.ru

В статье рассмотрены конструктивные особенности малорасходных насосных агрегатов ракетно-космических модулей: двигателей коррекции и посадочного торможения космических аппаратов; насосов вспомогательных энергетических систем (наддува, газогенерации, систем обеспечения тепловых режимов летательных аппаратов и т. п.).

Основными особенностями таких насосов являются малые расходы рабочего тела ($\frac{\dot{V}}{\omega} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$); малые размеры проточной части ($< 0,1 \text{ м}$); малые мощности ($< 1 \text{ кВт}$); высокие обороты (до 100 000 об/мин). В конструкции рабочих колес широкое применение нашли открытые рабочие колеса, что определило значительные трудности в балансировке потерь мощности, заключающиеся в том, что гидравлические и механические потери колеса не имеют физических границ, разделяющих относительное движение в проточной части рабочего колеса и окружные потери мощности в переносном движении относительно неподвижной стенки корпуса насоса. Традиционный способ балансовых испытаний для закрытых колес подразумевает замену рабочего колеса на фальш-колесо с идентичным граничным обводом цилиндрических поверхностей, в случае открытых колес авторами предложен методологический прием с измерением поэлементно крутящего момента на неподвижном корпусе насоса.

Конструктивное выполнение специального измерителя в балансирном подвесе потребовало значительных затрат в разработке методологического и расчетного обеспечения испытаний. Указанные преобразования привели к изменению соотношений в математической модели баланса мощностей, а также расчетных и моделирующих алгоритмов малорасходного центробежного насоса.

По итогам тестовых испытаний результирующее значение коэффициента K_z для рабочих колес открытого типа малорасходного насоса укладывается в диапазон 0,8–0,9, что несколько выше значений для колес закрытого типа.

Ключевые слова: жидкостные ракетные двигатели, малорасходные турбонасосные агрегаты, полуоткрытые рабочие колеса, открытые рабочие колеса, механические потери колеса, мощность окружных потерь, гидравлические потери, теоретический напор

Для цитирования: Жуйков Д. А., Шилкин О. В., Кишкин А. А., Делков А. В., Шевченко Ю. Н., Ходенков А. А. К балансу мощностей и методике проведения энергетических испытаний малорасходных центробежных нагнетателей. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 68–76. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>. EDN: THGSRB.



© Жуйков Д. А., Шилкин О. В., Кишкин А. А., Делков А. В.,
Шевченко Ю. Н., Ходенков А. А., 2026.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ON THE BALANCE OF CAPACITIES AND METHODS FOR CONDUCTING ENERGY TESTS OF LOW-CONSUMPTION CENTRIFUGAL PUMPS

D. A. Zhuykov¹, O. V. Shilkin², A. A. Kishkin¹, A. V. Delkov¹,
Yu. N. Shevchenko¹✉, A. A. Khodenkov¹

¹Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Gazety Krasnoyarskiy Rabochiy Ave., 31, Krasnoyarsk, 660037, Russia
²JSC "Information Satellite Systems" Academician M. F. Reshetnev Company",
Lenin St., 52, Zheleznogorsk, 662972, Russia

✉ gift_23j@mail.ru

The article discusses the structural features of low-consumption pump units of rocket and space modules: correction and detonation braking engines of spacecraft; pumps of auxiliary energy systems (supercharging, gas generation, systems for providing thermal regimes of aircraft, etc.).

The main features of such pumps are low working rates ($\frac{\dot{V}}{\omega} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$); small dimensions of the flow path ($< 0.1 \text{ m}$); low power ($< 1 \text{ kW}$); high speed (up to 100 000 rpm). Open impellers are widely used in the design of impellers, which has determined significant difficulties in balancing power losses, considering the fact that the hydraulic and mechanical losses of the wheel do not have physical boundaries separating the relative movement in the flowing part of the impeller and the circumferential power losses in portable motion relative to the stationary wall of the pump housing. The traditional method of balance testing for closed wheels involves replacing the impeller with a "false" wheel with an identical boundary contour of cylindrical surfaces. In the case of open wheels, the authors propose a methodological technique for measuring the torque element by element on a fixed pump housing.

The constructive implementation of a special meter in a balancing suspension required significant costs in the development of methodological and computational support for testing. These modifications resulted in changes to the relations in the mathematical power balance model, as well as the calculation and simulation algorithms for the low-flow centrifugal pump.

As a result of testing, the resulting coefficient value for open-type impellers of the low-flow pump lies in the range of 0.8 to 0.9, which is slightly higher than the values for closed-type impellers.

Keywords: liquid rocket engines, low-consumption centrifugal pumps, semi-open impellers, open impellers, mechanical losses of the impeller, circumferential loss power, hydraulic losses, theoretical pressure

For citation: Zhuykov D. A., Shilkin O. V., Kishkin A. A., Delkov A. V., Shevchenko Yu. N., Khodenkov A. A. On the balance of capacities and methods for conducting energy tests of low-consumption centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):68–76. (In Russ.). <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>. EDN: THGSRB.



© Zhuykov D. A., Shilkin O. V., Kishkin A. A., Delkov A. V.,
Shevchenko Yu. N., Khodenkov A. A., 2026.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

При проектировании модулей ракетно-космической техники массо-энергетические характеристики являются приоритетными из-за высоких затрат на орбитальный трансфер, что формирует преимущество при конкурентной реализации коммерческих услуг в космической отрасли [1, 2].

Совершенствование расчетных методик проектирования систем подачи двигательных установок летательных аппаратов представляет несомненный научно-технический интерес в области разработки новых систем с повышенными массо-энергетическими характеристиками и надежностью эксплуатационной практики [3, 4]. Задачи исследования традиционно подразделяются на несколько взаимовлияющих этапов:

— построение математических моделей течения рабочих тел в проточной части турбомашин как

расширения, так и сжатия в оптимизируемых граничных условиях и термодинамических параметрах потока входа и выхода;

— разработка модели энергетических балансов на основе уравнений энергии полного давления, для отдельных элементов и характерных (функциональных) сечений турбомашин, а также дополняющих уравнений окружной мощности;

— построение системы поддерживающих уравнений и гипотез для определения гидравлических потерь мощности в проточной части агрегатов, либо в виде законов трения, коэффициентов местного сопротивления и других баз данных, полученных в большей части на экспериментальных моделях;

— разработка методик проведения балансовых и энергетических испытаний моделей турбомашин, максимально приближенных к оригиналу по режимным и геометрическим параметрам [5–7].

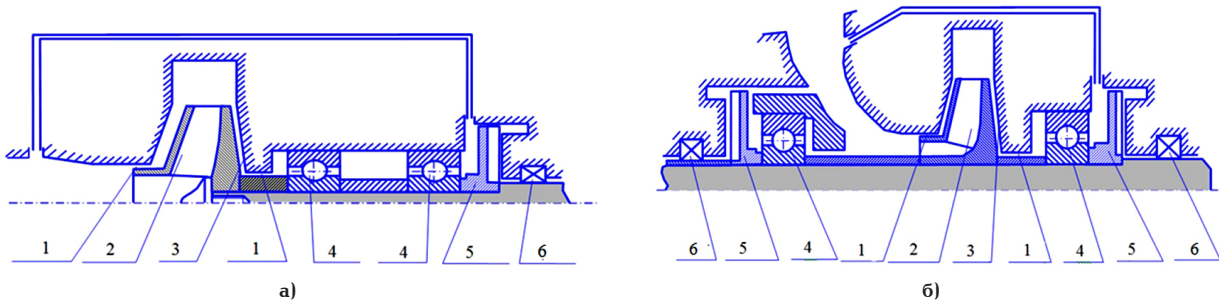


Рис. 1. Типы рабочих колёс и компоновочные схемы малорасходных центробежных насосов [10]:
 а) насос с консольным расположением рабочего колеса; б) насос с межопорным расположением рабочего колеса;
 1 — осевая щель; 2 — рабочее колесо; 3 — коническая щель; 4 — подшипник;
 5 — гидродинамическое радиальное уплотнение; 6 — контактное уплотнение
Fig. 1. Types of impellers and layout schemes of low-flow centrifugal pumps [10]:
 a) a pump with a cantilever arrangement of the impeller; б) a pump with an inter-bearing arrangement of the impeller;
 1 — axial slot; 2 — impeller; 3 — conical slot; 4 — bearing; 5 — hydrodynamic radial seal; 6 — pin seal

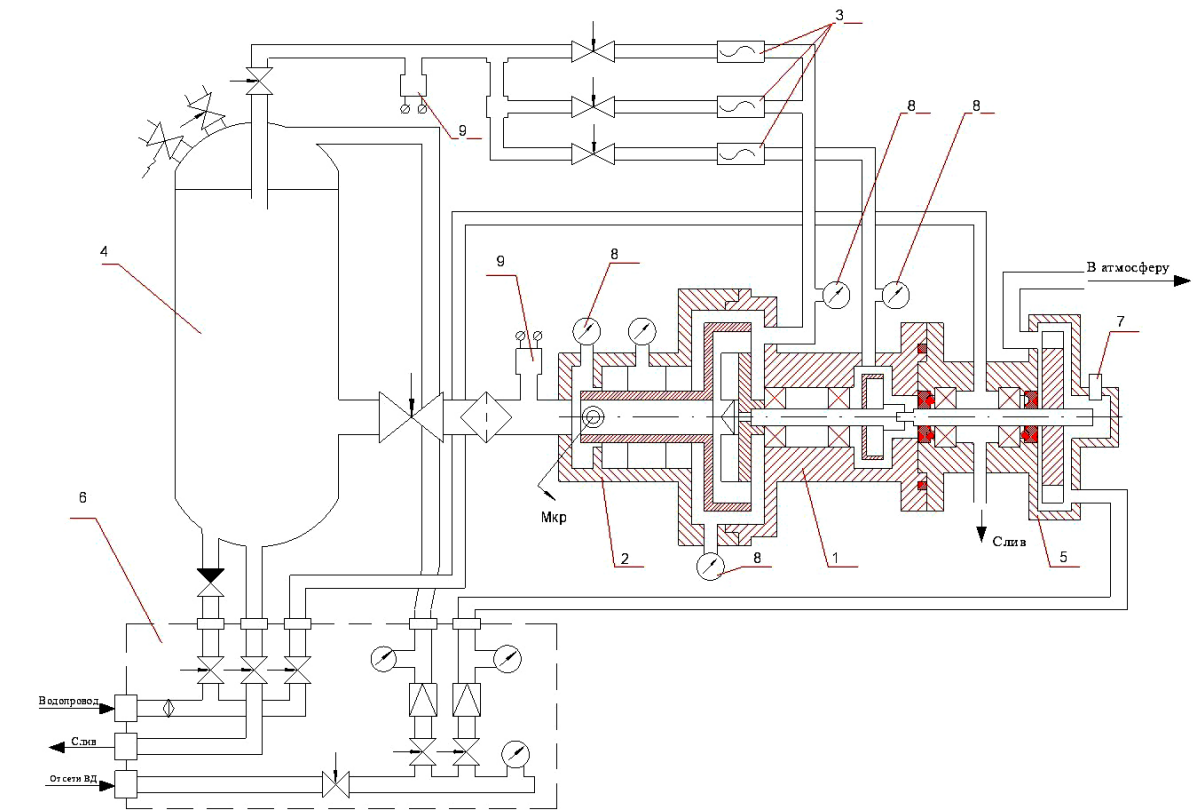


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема стенда для балансовых испытаний МН [10]:
 1 — экспериментальная установка с измерителем крутящего момента; 2 — по неподвижной стенке корпуса;
 3 — датчики расхода турбинного типа; 4 — заправочная емкость с системой наддува; 5 — турбопривод;
 6 — пульт управления; 7 — датчик оборотов; 8 — датчики давления; 9 — датчики температуры
Fig. 2. Pneumohydraulic scheme of the stand for balance tests of low-flow pumps [10]:
 1 — experimental installation with a torque meter; 2 — on the fixed wall of the housing; 3 — turbine-type flow sensors;
 4 — refueling tank with a boost system; 5 — turbo drive; 6 — control panel; 7 — speed sensor; 8 — pressure sensors;
 9 — temperature sensors

В составе модулей космических аппаратов (КА) и ракет-носителей (РН) широко применяются малогабаритные компактные турбонасосные агрегаты (ТНА) и электронасосные агрегаты (ЭНА), обеспечивающие подачу малых расходов рабочего тела ($\frac{\dot{V}}{\omega} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$) под давлением от 0,15 до 25 МПа с требуемым уровнем энергетических характеристик. Дальнейшее развитие космических программ обуславливает широкий спектр применения малорасходных насосов (МН) в системах подачи. Типовая конструкция МН в составе ТНА представлена на рис. 1.

Основная часть

Помимо основной проточной части (рабочее колесо, сборник отводящего устройства, конечный диффузор), работоспособность агрегата обеспечивается сложной конструкцией проточной части вспомогательного гидравлического тракта (ВГТ), включающего в себя боковые пазухи, комплект щелевых уплотнений, тракты перепуска системы охлаждения узлов качения и уплотнений, гидродинамические радиальные уплотнения (ГДРУ), контактные уплотнения. Узвязка конструкции в работоспособное целое, а также оптимизация энергетических характеристик на этапе проектирования

без достоверных расчётных методик его отдельных элементов и насосного агрегата представляется сложной и затратной задачей.

МН из-за своих малых габаритных размеров (меньше 0,1 м) имеет в большей части конструкций двигателей малой мощности (коррекции, ориентации космических аппаратов, тормозных двигателей посадочных блоков и т. п.) характерное отклонение, отличающее его от традиционных конструктивных решений рабочих колес. Данный факт определяется технологическими причинами: изготовлением и контролем проточной части до 0,001 м; зазорами между роторной и статорной частью до 0,0003 м; сложной динамикой ротора на высоких оборотах (до 100 000 об/мин) и давлениях [7]. С учетом технологических и эксплуатационных сложностей рабочие колеса выполняются без покрывного диска для исключения механического касания последнего о неподвижный корпус на переходных и нерасчетных режимах, а также для исключения щелевых уплотнений на входе в рабочее колесо. Это существенно изменяет внешний вид, гидродинамику и энергетику малорасходных нагнетателей, но обеспечивает гарантированное снижение осерадиальной силы, повышая надежность и ресурс работы нагнетателей и двигательных установок в целом.

Следовательно, существенное изменение конструкции рабочих колес для обеспечения ресурса и технологичности приводит к изменению баланса энергии рабочих колес, что требует значительных работ как по теории, так и по экспериментальному обеспечению исследования рабочих колес нового типа.

Характерные сечения в турбомашине, ограничивающих функциональные элементы, рассматриваются как аддитивная последовательность по ходу потока рабочего тела: подводящее устройство к входу в рабочее колесо (сечение 0–1); проточная часть рабочего колеса (сечение 1–2); отводящее устройство (сечение 2–3). При этом граничные условия, определяемые для функциональных элементов, взаимозависят от граничных условий, сформированных на смежных элементах, что усложняет математическую постановку задачи и требует значительных экспериментальных усилий для их верификации [8].

Таким образом, для исследования разбалансировки механических потерь колеса с полуоткрытыми и открытыми колесами потребовалась разработка специального оборудования на уровне патентной новизны [9] для измерения моментов сопротивления по неподвижному корпусу и уточнения существующих методик балансовых испытаний. Пневмогидравлическая схема стенда представлена на рис. 2.

Общая сборка экспериментальной установки в составе турбопривода до 100 000 об/мин; ходовой части центробежного насоса с экспериментальным колесом; корпусного фланца с отводящим устройством; измерителя крутящего момента, имитирующего торцевую и периферийную часть корпуса, представлена на рис. 3.

На рис. 4 показана сборка измерительного диска с корпусным фланцем 2 и измерительной штангой 4 в корпусе с установленными датчиками силы.

Энергетические испытания в режиме последовательных балансовых испытаний, совмещенных по расходу и угловой скорости вращения, представляют финальный вариант для анализа энергетического баланса мощностей и построения математи-

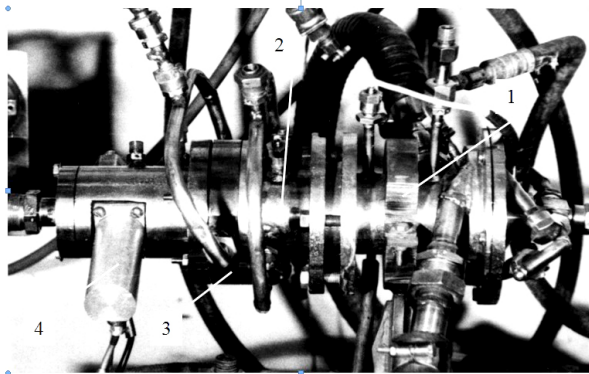


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки [10]:
1 — турбопривод; 2 — ходовая часть насоса;
3 — проставочный фланец;
4 — измеритель крутящего момента
Fig. 3. General view of the experimental setup [10]:
1 — turbo drive; 2 — pump chassis; 3 — spacer flange;
4 — torque meter

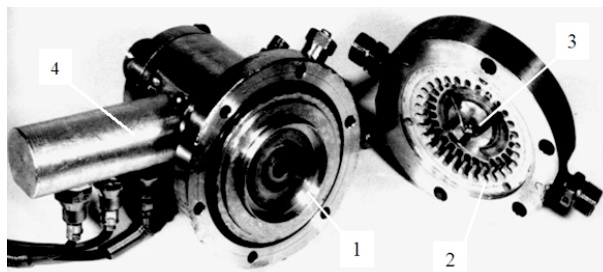


Рис. 4. Измеритель крутящего момента [10]:
1 — измерительный диск с цилиндрической насадкой;
2 — корпусной фланец; 3 — рабочее колесо;
4 — датчики силы
Fig. 4. Torque meter [10]:
1 — measuring disk with cylindrical attachment;
2 — housing flange; 3 — impeller; 4 — force sensors

ческих моделей расчетных методик в редакции как проектирования проточной части турбомашин, так и моделирования рабочих параметров при вариации режимных.

Особенности баланса мощностей малорасходных насосных нагнетателей

Общепринятые методики проведения балансовых испытаний макромашин представляют возможности для испытаний на открытых и полуоткрытых рабочих колесах [8, 9]. Более того, балансировка мощностей на режимах, отличных от оптимального, дает значительные погрешности даже на традиционных конструкциях рабочего колеса с покрывным диском.

Схема баланса мощностей для удобства и простоты математической реализации модели представлена на рис. 5 в виде последовательности составляющих потерь мощности, стратифицированных по топологии и характеру потерь. К механическим потерям отнесены: $N_{\text{мех}}^{\text{ст}}$ — механические потери статорных частей, подшипников, уплотнения, трения по валу и т. п.; $N_{\text{мех}}^{\text{кол}}$ — механические потери колеса или мощность на потери окружного трения рабочих колес по боковым и цилиндрическим поверхностям вращения. Необходимо учесть, что механические потери колеса для закрытых колес обозначены как мощность потерь гладкого диска $N_{\text{г.д}}$; для полуот-

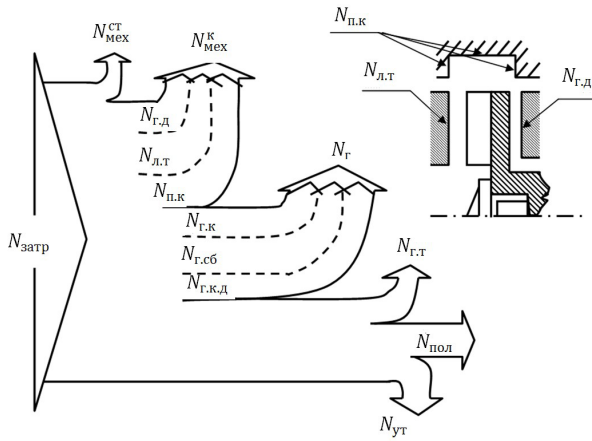


Рис. 5. Схема баланса мощностей малорасходного центробежного насоса [10]
 Fig. 5. Power balance scheme of a low-flow centrifugal pump [10]

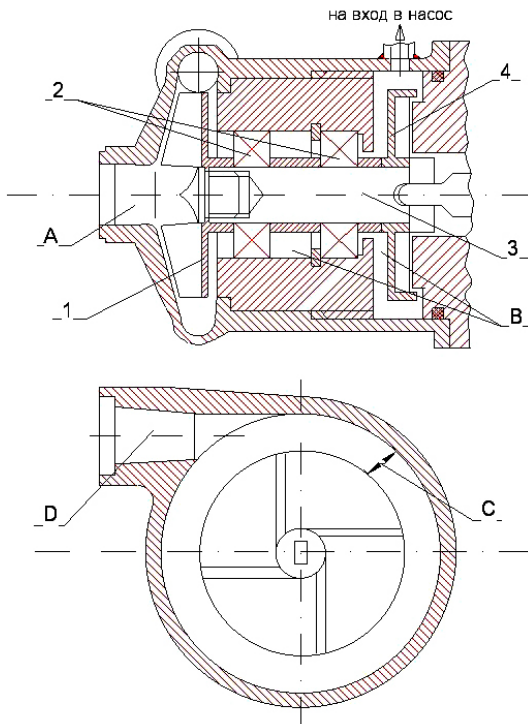


Рис. 6. Конструктивная схема малорасходного центробежного насоса [10]:
 1 — рабочее колесо; 2 — опоры качения; 3 — вал ротора;
 4 — гидродинамическое уплотнение; А — подвод;
 В — полость вспомогательного гидравлического тракта;
 С — сборник отводящего устройства;
 D — конический диффузор
 Fig. 6. Design scheme of a low-flow centrifugal pump [10]:
 1 — impeller; 2 — rolling bearings;
 3 — rotor shaft; 4 — hydrodynamic seal;
 A — inlet; B — cavity of the auxiliary hydraulic tract;
 C — collector of the discharge device; D — conical diffuser

крытых и открытых колес мощность потерь открытого лопаточного торца $N_{л.т}$; для всех типов рабочих колес потери на окружное трение по периферии рабочего колеса обозначается $N_{п.к}$.

Потери статического давления по каналу проточной части турбомашин, определяемые расходом рабочего тела, составляют гидравлические потери по последовательным элементам проточной части (подводящий канал; проточная часть рабочего ко-

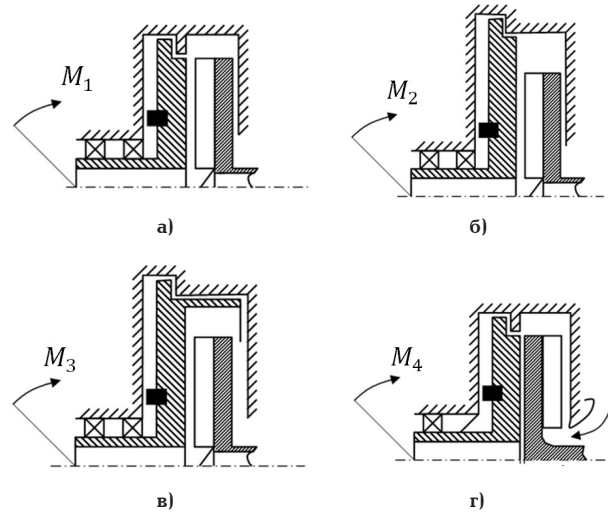


Рис. 7. Схема испытаний при определении механических потерь полуоткрытого колеса [10]:
 а — момент по лопаточному торцу полуоткрытого рабочего колеса; б — момент по торцу рабочего колеса и отводящего устройства; в — момент по торцу рабочего колеса, по торцу и цилиндрической части сборника;
 г — момент по гладкому ведущему диску
 Fig. 7. Test scheme for determining the mechanical losses of a semi-open wheel [10]:
 а — moment along the blade end of the semi-open impeller; б — moment along the end of the impeller and the discharge device; в — moment along the end of the impeller, along the end and cylindrical part of the collector;
 г — moment along the smooth drive disc

леса; отводящий и направляющий канал), что интегрально обозначено как гидравлические потери насоса N_r . Потери с расходом рабочей жидкости с выхода из рабочего колеса на вход через уплотнение и вспомогательный гидравлический тракт определяет мощность потерь с утечками $N_{ут}$. На расходных режимах меньше оптимального необходимо учитывать мощность обратных токов из отводящего устройства в рабочее колесо, так называемую мощность гидравлического торможения $N_{г.т}$.

Гидравлические потери в рабочем колесе обозначаются $N_{г.к}$; в сборнике отводящего устройства — $N_{г.сб}$; в коническом диффузоре — $N_{г.к.д}$ (рис. 6).

Комплекс балансовых испытаний проводится несколькими последовательными испытаниями на специальных сборках, сопоставимых по расходу $\dot{V}_н$ и по оборотам ω :

- энергетические испытания на штатной сборке насоса;
- испытания на сборке для измерения мощности механических потерь колеса (рис. 7);
- испытания на сборке с измерением потерь полного давления и определением гидравлических потерь в отводящем устройстве;
- испытания на специальных сборках, имитирующих протечки по боковым пазухам насоса, и вспомогательного гидравлического тракта.

Вспомогательный гидравлический тракт малорасходного нагнетателя может конструктивно отличаться от макроконструкций, что определяет более высокий относительный вклад в энергобаланс (рис. 6), так как диаметр конечного уплотнения (импеллерного уплотнения) часто сопоставим с диаметром рабочих колес.

Мощность утечек определяется из выражения

$$N_{ут} = \rho \dot{V}_{ут} H_A^{ст} \quad (1)$$

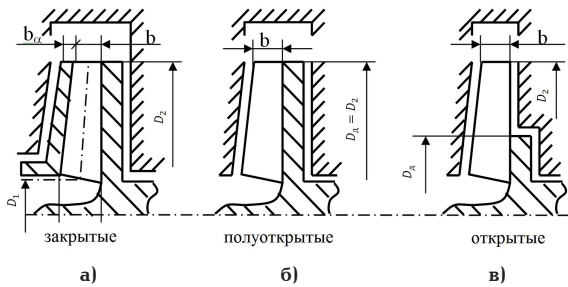


Рис. 8. Типы рабочих колёс малорасходного центробежного насоса [10]

Fig. 8. Impellers types of the low-flow centrifugal pump [10]

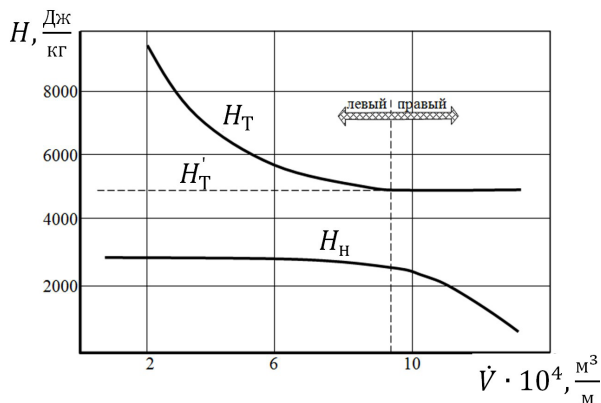


Рис. 9. К расчёту теоретического напора насоса [10]

Fig. 9. On the calculation of the theoretical pump head [10]

где ρ — плотность рабочей жидкости; $\dot{V}_{\text{вт}2}$ — измеренный объемный расход по боковым пазухам рабочего колеса; $H_A^{\text{ст}}$ — статический напор на диаметре ведущего диска D_A открытого колеса (рис. 8). Испытания проводятся на специальной сборке, имитирующей проточную часть вспомогательного гидравлического тракта.

Для закрытого рабочего колеса утечки по ведущему диску $\dot{V}_{\text{вт}2}$ и утечки по покрывному диску $\dot{V}_{\text{вт}1}$ определяются при испытаниях, моделирующих геометрические (радиус и осевой зазор) и режимные параметры (ω — угловая скорость вращения, Δp — перепад давления на торцевой щели).

Суммарные утечки определяются как

$$N_{\text{ут}} = (\dot{V}_{\text{вт}1} + \dot{V}_{\text{вт}2})\rho H_A^{\text{ст}}. \quad (2)$$

Механические потери колеса однозначно зависят от типа рабочих колёс (открытые, полуоткрытые и закрытые) и представляются в виде суммы

$$N_{\text{мех}}^{\text{кол}} = N_{\text{г.д.}} + N_{\text{л.т.}} + N_{\text{п.к.}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{г.д.}}$ — потери окружной мощности по гладкому диску; $N_{\text{л.т.}}$ — потери окружной мощности по лопаточному торцу; $N_{\text{п.к.}}$ — потери окружной мощности по периферии рабочего колеса.

Для закрытых рабочих колёс потери по лопаточному торцу отсутствуют.

Методика проведения балансовых энергетических испытаний

Экспериментальное определение механических потерь колеса производится в специальном приспособлении измерителя крутящего момента в балансирном подвесе (рис. 3, 4, 8), имитирующем

торцевую и цилиндрическую поверхности корпуса насоса. Для образца выберем случай с полуоткрытым рабочим колесом. Измерения составляющих механических потерь производятся на трех измерительных дисках, последовательно имитирующих неподвижные поверхности корпуса насоса по граничным поверхностям рабочего колеса.

Испытания проводятся на сопоставимых режимах по расходу и оборотам рабочего колеса в следующей последовательности:

— первое испытание проводится на диске с диаметром, равным диаметру выхода рабочего колеса (рис. 8а), по определенному крутящему моменту M_1 — механические потери колеса по лопаточному торцу рассчитываются по выражению:

$$N_{\text{л.т.}} = \omega M_1 \varphi_k, \quad (4)$$

где ω — угловая скорость вращения; φ_k — коэффициент закрутки рабочего колеса, рассчитанный по формуле:

$$\varphi_k = \sqrt{\frac{2(p_k^{\text{ст}} - p_1)}{\omega^2 \rho (R_2^2 - R_1^2)}}, \quad (5)$$

содержащей геометрические (R_1, R_2 — радиусы рабочего колеса) и режимные параметры ($p_1, p_k^{\text{ст}}$ — статическое давление) на входе и выходе рабочего колеса;

— второе испытание проводится с диском с диаметром, соответствующим диаметру сборника отводящего устройства, с определением момента сопротивления M_2 (рис. 8б);

— третье испытание проводится с диском, дополненным цилиндрической поверхностью, с определением момента сопротивления M_3 и с расчетом механических потерь по выражению:

$$N_{\text{п.к.}} = \omega \varphi_k (M_3 + M_2 + 2M_1); \quad (6)$$

— четвертое испытание моделирует течение между покрывным диском рабочего колеса и неподвижной стенкой корпуса; по измеренному моменту M_4 рассчитывается мощность потерь гладкого диска

$$N_{\text{г.д.}} = \omega \varphi_k M_4. \quad (7)$$

Схемы испытаний для открытых и закрытых колёс — аналогичны рассмотренной выше. В заключение определяется мощность гидравлических потерь колеса с допущением величины мощности гидравлических потерь при гипотезе линейности теоретического напора в области малых расходов (рис. 9).

Для каждой экспериментальной точки энергетической характеристики рассчитывается гидравлическая мощность:

$$N_{\text{гидр}} = N_{\text{затр}} - (N_{\text{мех}}^{\text{кол}} + N_{\text{мех}}^{\text{ст}}), \quad (8)$$

а также теоретический напор:

$$H_T = \frac{N_{\text{гидр}}}{(\dot{V}_H + \dot{V}_{\text{вт}})(D_g/D_2)^2 \rho}. \quad (9)$$

Строится характеристика, на которой в области оптимальных расходов выделяется линейный участок, который интерполируется линией $H'_T = f(\dot{V}_H)$ в область малых подач. Напорная характеристика разделяется на два участка: левый, где необходим

учёт гидравлического торможения; правый, где гидравлическое торможение не учитывается.

Для правой ветви напорной характеристики мощность гидравлических потерь определяется выражением:

$$N_{г.п} = N_{затр} - N_{мех}^{ст} - N_{мех}^{кол} - N_{ут} - N_{пол}, \quad (10)$$

где полезная мощность, в свою очередь, рассчитывается:

$$N_{пол} = H_n \dot{V}_n \rho. \quad (11)$$

Гидравлический КПД в области нормальных и больших подач определяется через соотношение мощностей:

$$\eta_r = \frac{N_{пол} + N_{ут}}{N_{пол} + N_{ут} + N_{т.п}}. \quad (12)$$

Для расходов с левой ветви напорной характеристики по значениям $H'_т$, взятым с интерполированного участка, определяется условный расход обратных токов:

$$\dot{V}_{об.т} = \frac{N_{гидр}}{H'_т \rho} - (\dot{V}_н + \dot{V}_{ут} (D_A/D_2)^2), \quad (13)$$

на основании чего мощность гидравлического торможения находится из выражения [10]:

$$N_{г.т} = \dot{V}_{об.т} \rho H_n. \quad (14)$$

Гидравлические потери мощности на режимах слева от оптимального определяются из выражения:

$$N_{г.п} = N_{затр} - N_{мех}^{ст} - N_{мех}^{кол} - N_{ут} - N_{г.т} - N_{пол}. \quad (15)$$

Следовательно, выражение для гидравлического КПД изменится:

$$\eta_r = \frac{N_{пол} + N_{ут} + N_{г.т}}{N_{пол} + N_{ут} + N_{г.т} + N_{г.п}}. \quad (16)$$

Заключительным этапом в предложенной методике балансовых испытаний является определение коэффициента K_z , учитывающего конечное число лопаток в рабочем колесе, в расчетной зависимости для напорного насоса через выражение:

$$H_n = K_z H'_т. \quad (17)$$

Выводы

По данным работы [11] потери по лопаточному торцу $N_{л.т}$ и периферии полуоткрытого рабочего колеса $N_{п.к}$ предлагается отнести к гидравлическим потерям проточной части на том основании, что нет физической границы проточной части рабочего колеса в виде покрывного диска. При этом допущении обработка результатов балансовых испытаний показала значение коэффициента $K_z = 1,2$, что лишено физического смысла.

Очевидно, что потери по лопаточному торцу $N_{л.т}$ и периферии полуоткрытого рабочего колеса $N_{п.к}$ необходимо относить к окружным потерям мощности, т. е. к механическим потерям колеса. Если учесть $N_{л.т}$, то коэффициент снизится до $K_z = 1,04$. После отнесения потерь по периферии полуоткры-

того рабочего колеса $N_{п.к}$ к механическим потерям, коэффициент K_z изменяется до 0,8–0,9 в зависимости от геометрии и числа лопаток, что соответствует ожидаемому значению.

Предлагаемый баланс энергии предполагает два фундаментальных вида потерь в турбомашинах, определяемых двумя основными уравнениями энергии в виде:

— уравнения потери мощности полной энthalпии по длине в проточной части, умноженной на массовый расход;

— уравнения баланса окружных мощностей механических потерь колеса, окружной мощностью на входе в рабочее колесо (или на выходе из него) и окружной мощности на валу турбомашин (подводимой или отводимой в зависимости от типа машины).

Потери на утечки, узлы уплотнения и т. п. необходимо относить к забору (отводу) мощности на обеспечение работоспособности агрегата в целом.

Список источников / References

1. Жуйков Д. А., Шевченко Ю. Н., Кишкин А. А. [и др.]. Исследование течения вязкой несжимаемой жидкости в боковой полости вращения центробежных насосов и газовых турбин жидкостных ракетных двигателей на основе теории пространственного пограничного слоя // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 92–100. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100>. EDN: XZOZJG.
2. Zhukov D. A., Shevchenko Yu. N., Kishkin A. A. [et al.]. Research of viscous incompressible fluid flow in the lateral rotation cavity of centrifugal pumps and gas turbines of liquid rocket engines based on the spatial boundary layer theory. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(1):92–100. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100>. EDN: XZOZJG. (In Russ.).
3. Шилкин О. В., Шевченко Ю. Н., Делков А. В. [и др.]. Радиально-окружной поток в микротурбине двухфазной системы терморегулирования космического аппарата // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32, № 1. С. 124–133. EDN: ZMAQTD.
4. Shilkin O. V., Shevchenko Yu. N., Delkov A. V. [et al.]. Radial-circumferential flow in a microturbine of a two-phase thermal control system of a spacecraft. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(1):124–133. EDN: ZMAQTD. (In Russ.).
5. Gülich J. F. Centrifugal pumps. 4th ed. Villeneuve, Switzerland: Springer International Publishing, 2020. 1264 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>.
6. Забелин Н. А., Раков Г. Л., Себелев А. А. [и др.]. Влияние уплотнений на эффективность малорасходных турбинных ступеней конструкции ЛПИ // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. № 3 (178). С. 32–42. EDN: RDDWBN.
7. Zabelin N. A., Rakov G. L., Sebelev A. A. [et al.]. Research of influence of sealing on the efficiency of low flow rate LPI turbine stages. *St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics*. 2013;3(178):32–42. EDN: RDDWBN. (In Russ.).
8. Пат. 2217724 С2 Российская Федерация, МПК G01M 15/02, F04D 29/00, G01M 15/00. Способ балансовых испытаний центробежного насоса / Краев М. В., Кишкин А. А., Мелкозеров М. Г., Черненко Д. В., Жуйков Д. А. № 2001104120/06; заявл. 12.02.2001; опубл. 27.11.2003. EDN: BYUVZY.
9. Patent No. 2217724 C2 Russian Federation, IPC G01M 15/02, F04D 29/00, G01M 15/00. Way of heat losses test of centrifugal pump / Kraev M. V., Kishkin A. A., Melkozerov M. G., Chernenko D. V., Zhukov D. A. No. 2001104120/06. EDN: BYUVZY. (In Russ.).

6. Кишкин А. А., Шевченко Ю. Н., Зуев А. А. [и др.]. Расчетно-экспериментальное исследование закрученного кольцевого потока // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 57–68. <https://doi.org/2588-0373-2024-8-1-57-68>. EDN: RTYRHL.

Kishkin A. A., Shevchenko Yu. N., Zuev A. A. [et al.]. Computational and experimental study of swirling annular flow. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024;8(1):57–68. <https://doi.org/2588-0373-2024-8-1-57-68>. EDN: RTYRHL. (In Russ.).

7. Юртаев А. А., Юртаев А. А., Семенихин А. А., Поршкевич В. В. Конструкция экспериментального стенда для исследования сопловых аппаратов проточных частей маломерных турбомашин // Научное обозрение. 2015. № 13. С. 78–85. EDN: UMLQNH.

Yurtayev A. A., Yurtayev A. A., Semenikhin A. A., Porshkevich V. V. The design of an experimental stand for research nozzle apparatus flow of small pieces of turbomachinery. *Science Review*. 2015;13:78–85. EDN: UMLQNH. (In Russ.).

8. Чернятыев А. Е., Толстопятов М. И., Андрияненко И. А. Методика проведения балансных испытаний центробежных компрессоров // Решетневские чтения. 2010. Т. 1. С. 134–135. EDN: UNKHCH.

Chernyatyev A. Ye., Tolstopyatov M. I., Andriyanenko I. A. Technique of balance probation conductance for radial compressor. *Reshetnev Readings*. 2010;1:134–135. EDN: UNKHCH. (In Russ.).

9. Volkov K. N., Levikhin A. A., Volobuyev I. A., Melnikova A. I. Simulation of coupled heat transfer in rotor/stator cavity of the microturbine. *Problems of the Regional Energetics*. 2019;3(44):43–50. <https://doi.org/10.5281/zenodo.3562185>. EDN: ILHWET.

10. Черненко Д. В. Гидродинамика центробежных лопаточных нагнетателей энергосиловых установок летательных аппаратов: дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2005. 167 с.

Chernenko D. V. Gidrodinamika tsentrobezhnykh lopatochnykh nagnetateley energosilovykh ustanovok letatel'nykh apparatov. Krasnoyarsk, 2005. 167 p. (In Russ.).

11. Kriukov A. A. The relationship between the circumferential velocity and energy losses in the flow part of the inflow turbine with partial blading of the runner. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2024;2:57–64. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-57-64>. EDN: OWRZQM.

Вклад авторов:

Д. А. Жуйков. Постановка целей и задач исследования в части методологической постановки гипотез о механических потерях колеса и их энергетического отделения от гидравлических потерь проточной части.

О. В. Шилкин. Определение методологии, научное руководство и соотношение полученных результатов с ретроспективными по базам энергетических испытаний электронасосных агрегатов систем терморегулирования космических аппаратов.

А. А. Кишкин. Теоретическое обоснование законов трения для окружных потоков в боковых полостях по неподвижной стенке и вращающемуся диску на основе теории пространственного пограничного слоя. Теоретический прогон результатов расчета потерь мощностей по переносной и относительной скоростям потока в рабочем колесе.

А. В. Делков. Руководство и проведение экспериментальных исследований, регистрация и обработка результатов испытаний в виде графиков и таблиц. Подготовка программного обеспечения для обработки, регистрации и визуализации результатов в виде функций баланса мощностей.

Ю. Н. Шевченко. Реализация расчетных моделей гидравлических и окружных потерь мощностей на основе трехмерной теории пограничного слоя в зависимости от режимных параметров для перспективного относительного анализа с полученными экспериментальными результатами. Редактирование текста, устранение замечаний, формирование общего смысла содержательной части статьи.

А. А. Ходенков. Тарировка измерительной системы по регистрируемым параметрам: давление, крутящий момент, число оборотов и т. п. Проведение основного массива испытаний, обработка результатов. Формирование графического материала.

Authors' contribution:

Dmitry A. Zhuykov. Setting research goals and objectives, including methodologically formulating hypotheses regarding impeller mechanical losses and their energy separation from hydraulic losses in the flow path.

Oleg V. Shilkin. Defining the methodology, providing scientific supervision and correlating the obtained results with retrospective data from energy tests of electric pump units in spacecraft thermal control systems.

Alexander A. Kishkin. Theoretical justification of friction laws for circumferential flows in side cavities along a fixed wall and a rotating disk, based on spatial boundary layer theory. Theoretical run of the calculated power loss results for the transfer and relative flow velocities in the impeller.

Alexander V. Delkov. Supervision and execution of experimental studies, recording and processing of test results in the form of graphs and tables. Development of software for processing, recording, and visualizing the results as power balance functions.

Yulia N. Shevchenko. Implementation of hydraulic and circumferential power loss calculation models based on three-dimensional boundary layer theory, depending on operating parameters, for prospective relative analysis using the obtained experimental results. Editing the text, correcting comments, and formulating the overall meaning of the article's content.

Aleksey A. Khodenkov. Calibration of the measuring system using recorded parameters: pressure, torque, speed, etc. Conducting the main set of tests and processing the results. Creation of graphic material.

Информация об авторах:

ЖУЙКОВ Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева (СибГУ им. М. Ф. Решетнева), г. Красноярск.
SPIN-код: 1275-6858

AuthorID (РИНЦ): 113410
AuthorID (SCOPUS): 56543678400
ResearcherID: J-3180-2013
e-mail: dimitri_z@inbox.ru

ШИЛКИН Олег Валентинович, главный конструктор ОКР «СТР с ДФК», начальник сектора 3604, АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева», г. Железногорск.
SPIN-код: 2770-5329

AuthorID (РИНЦ): 501326
e-mail: shilkin61@mail.ru

КИШКИН Александр Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная, криогенная техника

и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 9919-8708

AuthorID (РИНЦ): 113406

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

e-mail: spsp99@mail.ru

ДЕЛКОВ Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 4278-2740

AuthorID (РИНЦ): 610984

ORCID: 0009-0009-6684-1033

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

e-mail: delkov-mx01@mail.ru

ШЕВЧЕНКО Юлия Николаевна, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 9919-0610

AuthorID (РИНЦ): 1151109

ORCID: 0009-0002-5444-219X

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

e-mail: gift_23j@mail.ru

ХОДЕНКОВ Алексей Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), исполняющий обязанности заведующего кафедрой «Сварка летательных аппаратов» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 8055-3339

AuthorID (РИНЦ): 919297

e-mail: hodenkov.aa@gmail.com

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 20.01.2026; одобрена после рецензирования 13.02.2026; принята к публикации 18.03.2026.

Information about the authors:

ZHUYKOV Dmitry Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Aircraft Engines Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 1275-6858

AuthorID (RSCI): 113410

AuthorID (SCOPUS): 56543678400

ResearcherID: J-3180-2013

e-mail: dimitri_z@inbox.ru

SHILKIN Oleg Valentinovich, Chief Designer, R&D Center "STR DFK", Head of the 3604 Sector, JSC "Information Satellite Systems" Academician M. F. Reshetnev Company", Zheleznogorsk.

SPIN-code: 2770-5329

AuthorID (RSCI): 501326

e-mail: shilkin61@mail.ru

KISHKIN Alexander Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-8708

AuthorID (RSCI): 113406

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

e-mail: spsp99@mail.ru

DELKOV Alexander Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 4278-2740

AuthorID (RSCI): 610984

ORCID: 0009-0009-6684-1033

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

e-mail: delkov-mx01@mail.ru

SHEVCHENKO Yulia Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-0610

AuthorID (RSCI): 1151109

ORCID: 0009-0002-5444-219X

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

e-mail: gift_23j@mail.ru

KHODENKOV Aleksey Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Aircraft Welding Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 8055-3339

AuthorID (RSCI): 919297

e-mail: hodenkov.aa@gmail.com

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The article was submitted 20.01.2026; approved after reviewing 13.02.2026; accepted for publication 18.03.2026.