

Приходченко О. В., Просолович А. А.
O. V. Prikhodchenko, A. A. Prosolovich

РАСЧЁТ ЛОПАСТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

CALCULATION OF BLADE ELEMENTS OF MACHINE-BUILDING EQUIPMENT

Приходченко Оксана Вадимовна – кандидат технических наук, руководитель группы разработок управления информатизации Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре). E-mail: okpr68@mail.ru.

Oksana V. Prikhodchenko – PhD in Engineering, Associate Professor, Head of the Development Group of the Informatization Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur). E-mail: okpr68@mail.ru.

Просолович Алексей Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Кораблестроение и компьютерный инжиниринг» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре). E-mail: alpr72@mail.ru.

Alexey A. Prosolovich – PhD in Engineering, Associate Professor, Shipbuilding and Computer Engineering Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur). E-mail: alpr72@mail.ru.

Аннотация. Рассмотрена классификация лопастного оборудования, используемого в машиностроительном оборудовании. Определены допущения, обеспечивающие существенное упрощение расчётов силовых элементов лопастных машин. Показана возможность применения выражений для расчёта подъёмной силы единичного крыла в аэродинамике для нахождения параметров лопастных элементов. Приведены уточняющие коэффициенты, учитывающие конечное число и профиль лопасти, механические, гидравлические и объёмные потери в решётке лопастей. Рассмотрена методика расчёта осевых лопастных машин, и дан пример расчёта лопастного механизма.

Summary. The classification of blade equipment used in machine-building equipment is considered. The assumptions that provide a significant simplification of the calculations of the power elements of blade machines are determined. The possibility of using expressions to calculate the lift of a single wing in aerodynamics to find the parameters of the blade elements is shown. Clarifying coefficients are given, taking into account the finite number and profile of the blade, mechanical, hydraulic and volumetric losses in the blade grid. The method of calculating axial blade machines is considered and an example of calculating a blade mechanism is given.

Ключевые слова: лопастная машина, подъёмная сила, профиль, потери, методика расчёта.

Key words: blade machine, lifting force, profile, losses, calculation method.

УДК 621.5:651

Введение. Лопастные машины предназначены для перемещения жидкостей или газов из одной части пространства в другую и широко используются в качестве вентиляторов, компрессоров и насосов. Механическая энергия, необходимая для перемещения среды, создаётся вращающимися лопастями. Под воздействием лопастей изменяются давление (напор) H и расход (производительность) Q газа/жидкости. По принципу действия лопастные машины можно классифицировать на центробежные, диаметральные и осевые. В данной статье рассматривается машина с осевыми элементами. Однако независимо от типа машины вопросы выбора размерных соотношений лопастей исполнительного механизма являются наиболее сложными и при практических расчётах связаны с рядом существенных упрощений. Наиболее трудно оценить специфические (объёмные, гидравлические и механические) потери в лопастных устройствах, что, в частности, связано с неопределённостью и трудно моделируемой динамикой варьируемых факторов.

При инженерных расчётах эти потери могут быть учтены введением ряда дополнительных коэффициентов, учитывающих конструкционные параметры и эксплуатационные факторы. Например, решётка вращающихся лопастей может рассматриваться в виде эйлеровского (идеализированного) одноступенчатого и однопоточного источника механической мощности с бесконечно большим числом тонких плоских стержней, перемещающих физическую среду, в которой объёмные, гидравлические и механические потери отсутствуют [1; 2].

Для перехода к реальному элементу необходимо учесть:

- конечное число элементов (лопастей);
- геометрические размеры вращающихся лопастей;
- специфические потери лопастного механизма.

Следует отметить, что при установленной мощности только одна из величин (или Q , или H) может рассматриваться как детерминированный проектный параметр, а значение второго определяется по значению мощности с учётом суммарного коэффициента полезного действия (КПД) машины.

Теоретическая часть. Для расчёта лопастных машин, работающих при небольшом аэродинамическом сопротивлении сети (когда радиальное перемещение газа/жидкости в решётке лопастей невелико и им пренебрегают), используется хорошо разработанная в аэродинамике теория подъёмной силы единичного крыла [3; 4]. Для аналогичных расчётов устройств, работающих при больших аэродинамических сопротивлениях сети, эта теория даёт неудовлетворительные результаты, и поэтому приходится прибегать к другим методам расчёта.

Суть теории подъёмной силы единичного крыла заключается в следующем. Если на единичное крыло (см. рис. 1) набегает поток со скоростью ω и углом атаки α , то в зависимости от формы и размеров лопасти на неё действует некоторая подъёмная сила A , перпендикулярная направлению потока.

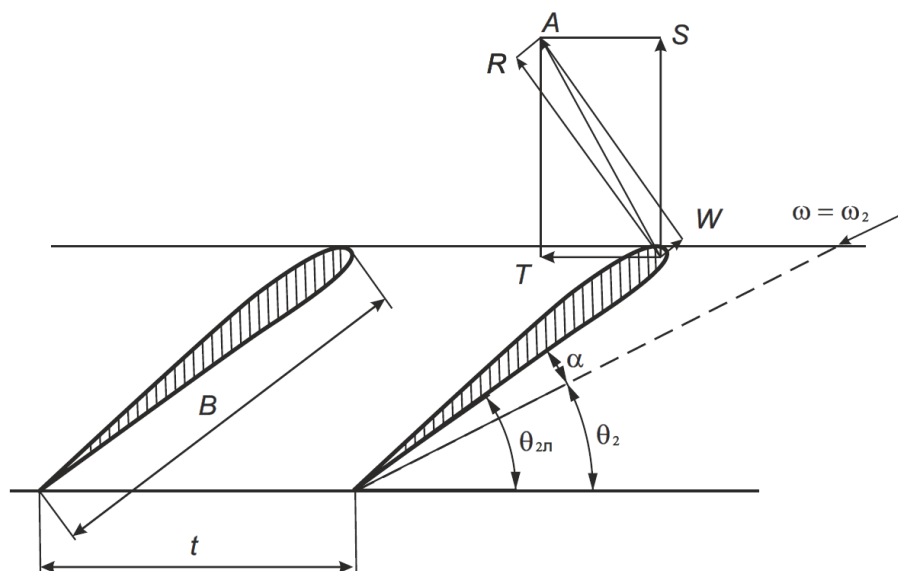


Рис. 1. Силы, действующие на единичное крыло

При этом лопасть будет оказывать потоку сопротивление W , которое направлено навстречу потоку и обычно мало по сравнению с силой A . Каждый заданный профиль крыла имеет определённые соотношения подъёмной силы A и сопротивления W , зависящие от качества профиля лопасти (крыла).

Если вместо сил, зависящих от размеров крыла и скорости потока, применяется коэффициент подъёмной силы c_a и коэффициент лобового сопротивления c_w , то можно получить следующие уравнения:

$$A = c_a p_d F,$$

$$W = c_w p_d F,$$

где p_d – динамическое давление потока, Па; F – площадь крыла, м².

Значения коэффициентов c_a и c_w для профилей лопастей находятся эмпирическим путём и пересчитываются на бесконечное удлинение лопасти.

При расчётах осевых лопастных машин можно воспользоваться зависимостью $c_a = f(a)$, которая в области обычных углов атаки имеет линейный характер. При пересчёте на бесконечное удлинение лопасти характер функции не меняется.

Обозначение размеров профилей приведено на рис. 2, аэродинамические характеристики некоторых из них приведены в [4]. Характерные размеры основных профилей даны в табл. 1.

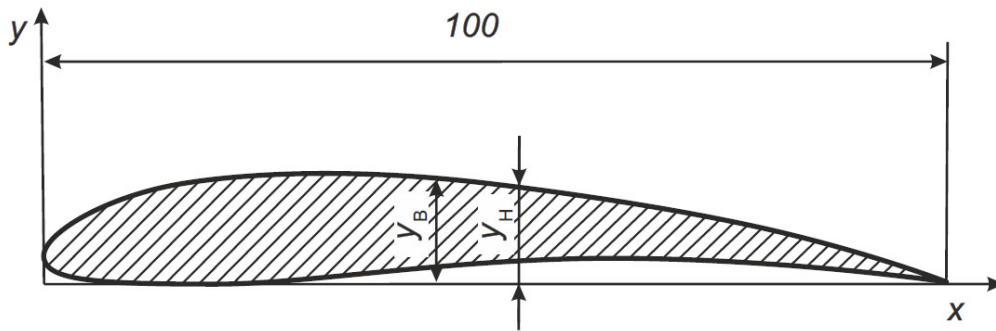


Рис. 2. Обозначение размеров профилей

Таблица 1

Размеры профилей крыла в процентах от x

x	Профиль									
	625		624		682		623		622	
	y_B	y_H	y_B	y_H	y_B	y_H	y_B	y_H	y_B	y_H
0,00	5,50	5,50	4,00	4,00	2,50	2,50	3,25	3,25	2,40	2,40
1,25	9,00	3,30	7,15	2,25	4,55	1,05	5,45	1,95	3,75	1,45
2,50	10,80	2,35	8,50	1,65	5,55	0,60	6,45	1,50	4,50	1,05
5,00	13,30	1,25	10,40	0,85	7,00	0,25	7,90	0,90	5,45	0,60
7,50	14,95	0,75	11,75	0,60	8,05	0,10	9,05	0,35	6,15	0,35
10,00	16,35	0,40	12,85	0,40	8,90	0,06	9,90	0,20	6,60	0,25
15,00	18,25	0,15	14,35	0,15	10,00	0,05	10,95	0,10	7,30	0,15
20,00	19,30	0,10	15,30	0,05	10,65	0,20	11,55	0,05	7,70	0,05
30,00	20,00	0,00	16,00	0,00	11,20	0,55	12,00	0,00	8,00	0,00
40,00	19,05	0,00	15,40	0,00	10,90	0,75	11,70	0,00	7,80	0,00
50,00	17,35	0,00	14,05	0,00	10,05	0,80	10,65	0,00	7,10	0,00
60,00	15,05	0,00	12,00	0,00	8,65	0,85	9,15	0,00	6,15	0,00
70,00	12,10	0,00	9,50	0,00	6,90	0,75	7,35	0,00	5,00	0,00
80,00	8,60	0,00	6,60	0,00	4,85	0,60	5,15	0,00	3,55	0,00
90,00	4,75	0,00	3,55	0,00	2,55	0,35	2,80	0,00	1,95	0,00
95,00	2,25	0,00	2,00	0,00	1,35	0,15	1,60	0,00	1,15	0,00
100,00	0,65	0,00	0,50	0,00	0,00	0,00	0,30	0,00	0,20	0,00

Согласно опытам Шмитца, применение наиболее трудоёмких и дорогих дуговых профилей целесообразно лишь при работе в области чисел Рейнольдса, превышающих значения $8 \cdot 10^4 \dots 10 \cdot 10^4$, и при обязательном условии точного выполнения профиля хорошо зачищенной лопасти и шероховатости её поверхности, не превышающей 0,01 мм. Необработанные литые профилированные лопасти, по сравнению с листовыми, имеют небольшие преимущества.

Для расчёта осевых лопастных машин может быть использована методика, в которую внесены некоторые изменения, связанные с использованием в межлопаточных каналах лопастной решётки равенства в данной точке модуля относительной скорости потока ω модулю его окружной скорости u . Эти изменения существенно упрощают процесс расчёта, однако вместе с тем дают некоторое повышение напорных качеств лопастной машины за счёт увеличения угла установки лопастей или длины профиля, главным образом в тех сечениях, которые расположены ближе к втулке.

На первом этапе рассматривается расчёт решётки без учёта сил трения. В этом случае сила лобового сопротивления W будет отсутствовать, а подъёмная сила A направлена перпендикулярно направлению относительной скорости ω_2 .

Эта сила равна

$$A = c_a(\rho/2) \omega_2^2 LB. \quad (1)$$

Окружная T и осевая S составляющие силы A равны

$$\begin{aligned} T &= A \sin \theta_2; \\ S &= A \cos \theta_2. \end{aligned} \quad (2)$$

По закону импульсов, сила, действующая на профиль вдоль оси решётки, будет равна

$$T = m_b v_{2u},$$

где m_b – расход массы воздуха в межлопаточном канале; v_{2u} – окружная составляющая абсолютной скорости потока в канале.

Так как

$$m_b = tL v_{2r} \rho,$$

где t – шаг решётки, то

$$T = \rho tL v_{2r} v_{2u}. \quad (3)$$

Из уравнений (1), (2), (3), следует

$$(\rho/2)c_a \omega_2^2 u_2 LB \sin \theta_2 = \rho tL v_{2r} v_{2u}.$$

Так как

$$p_t = \rho u_2 v_{2u}, \quad \omega_2 = v_{2r}/\sin \theta_2,$$

то можно написать

$$p_t = (\rho/2)c_a \omega_2^2 u_2 B/t.$$

При условии

$$|\omega_2| = |u_2|$$

величина давления

$$p_t = (\rho/2)c_a u_2^2 B/t,$$

или

$$p_t = [\rho/(2\pi D)] c_a B z u_2^2, \quad (4)$$

где z – число лопастей в рабочем колесе.

Уравнение (4) является исходным для расчёта осевых лопастных машин без учёта их КПД.

Вместо уравнения (4) можно пользоваться формулой

$$p_n = 5,25 \cdot 10^{-4} c_a B D n^2 z,$$

которая справедлива для воздуха при давлении 101,3 кПа и температуре 20 °С.

С учётом гидравлических потерь в решётке лопастей последняя формула примет вид

$$p_n = 5,25 \cdot 10^{-4} c_a B D n^2 z \eta_r. \quad (5)$$

Для практических расчётов, когда расчётное давление является заданным, а частота вращения и число лопастей могут быть заранее выбраны, вместо уравнения (5) удобно пользоваться формулой

$$M = c_a BD, \quad (6)$$

где M – постоянный коэффициент для данной лопастной машины.

Значение коэффициента вычисляется по формуле

$$M = 1,9 \cdot 10^3 p_n / (n^2 z \eta_r). \quad (7)$$

Расчёт по формуле (6) сводится к определению на каждом данном диаметре D длины профиля лопатки B и углов установки профиля $\theta_{2л}$. При этом необходимо задать форму профиля.

Наружный диаметр лопастной машины и её КПД находятся следующим образом.

Сначала находится значение безразмерного коэффициента по формуле

$$\sigma = 4,16 \cdot 10^{-2} Q^{1/2} p_n^{-3/4} n, \quad (8)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин.

По рис. 3, по заданному коэффициенту скольжения ε лопатки выбранного типа и найденному ранее значению σ определяются оптимальные значения коэффициентов давления и производительности \bar{Q} и \bar{H} , а также ориентировочное значение КПД лопастной машины η_r .

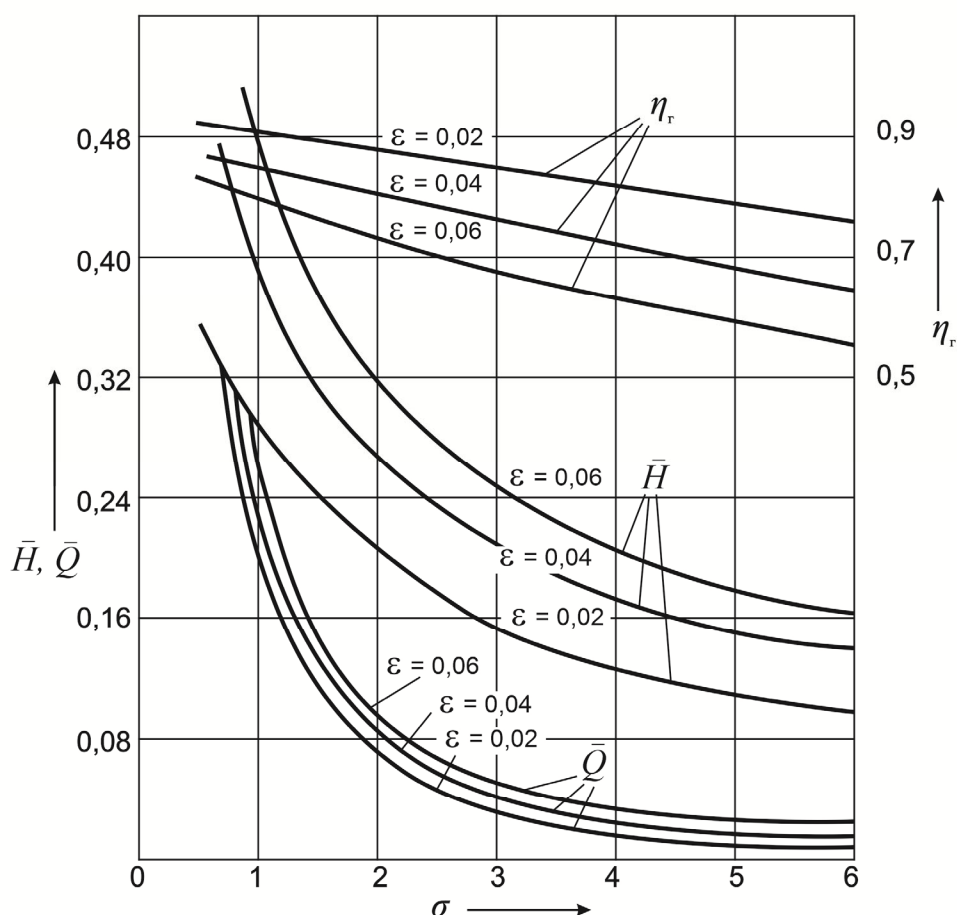


Рис. 3. Оптимальные значения \bar{Q} , \bar{H} и η_r

Внешний диаметр рабочего колеса D_2 находится по формуле

$$D_2 = (17,4/n) \sqrt{p_n / H_0}, \quad (9)$$

полученной преобразованием уравнения $p_g = H\rho u_2^2$.

Минимальный относительный диаметр втулки (втулочное отношение) решётки лопастей определяется по формуле

$$v = D_1/D_2 = 1,27 \sqrt{H_0}. \quad (10)$$

Рассмотренная методика поясняется примером расчёта.

Пример расчёта. Рассчитывается лопастная машина по следующим данным: производительность $Q = 0,117 \text{ м}^3/\text{с}$, давление $p_n = 34,5 \text{ Па}$, частота вращения $n = 2650 \text{ об/мин}$.

Из уравнения (8) находим

$$\sigma = 4,16 \cdot 10^{-2} \cdot 0,117^{1/2} \cdot 34,5^{-3/4} \cdot 2650 = 2,196.$$

При данном значении коэффициента σ и при коэффициенте скольжения $\varepsilon = 0,04$ по рис. 3 находятся $H_0 = 0,27$ и $Q_0 = 0,07$.

По формуле (9) определяется наружный диаметр рабочего колеса:

$$D_2 = (17,4/2650) \sqrt{34,5/0,07} = 0,176 \text{ м}.$$

Принимается $D_2 = 0,2 \text{ м}$.

Согласно формуле (10), относительный диаметр втулки

$$v = 1,27 \sqrt{0,07} = 0,336.$$

Расчётный диаметр втулки

$$D_1 = 0,2 \cdot 0,336 = 0,067 \text{ м}.$$

По конструктивным соображениям принимается $D_1 = 0,09 \text{ м}$.

Окружная скорость рабочего колеса на диаметре D_2

$$u_2 = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 2650/60 = 23,04 \text{ м/с}.$$

Осевая скорость потока воздуха в лопастной машине

$$v_2 = 4 Q / [\pi (D_2^2 - D_1^2)] = (4 \cdot 0,117 / [3,14(0,2^2 - 0,09^2)]) = 4,66 \text{ м/с}.$$

По рис. 3 полный КПД лопастной машины при коэффициенте скольжения лопаток $\varepsilon = 0,04$ равен $\eta_r = 0,8$.

Принимаем число лопаток $z = 4$.

По уравнению (7) находим

$$M = 1,9 \cdot 10^3 \cdot 34,5 / (2650^2 \cdot 4 \cdot 0,8) = 0,00432 \text{ или } c_a B D = 0,00432.$$

Полный расчёт лопастной машины сведён в табл. 2, в которой приведены данные по длине профиля лопастей и углу их установки на различных промежуточных диаметрах лопастного колеса, а также некоторые дополнительные коэффициенты, необходимые при расчёте. В качестве расчётного профиля выбрана дужка $f/L = 0,05$.

Таблица 2

Данные расчёта вентилятора

D , м	u , м/с	$c_a B$, м	B , м	C_a	α , град.	$\sin \beta_2 = v_2/u$	β_2 , град.	$\Theta_{2л} = \alpha + \beta$
0,20	23,038	0,0212	0,0350	0,605	2,0	0,202	11,65	13,65
0,17	19,580	0,0249	0,0402	0,620	2,2	0,238	13,77	15,97
0,14	16,127	0,0302	0,0476	0,635	2,4	0,289	16,80	19,20
0,11	12,670	0,0385	0,0592	0,650	2,6	0,368	21,59	24,19
0,09	10,370	0,0470	0,0710	0,662	2,8	0,450	26,68	29,48

Заключение. Предложенный подход расчёта осевых лопастных машин позволяет определить основные размерные соотношения исполнительных элементов при известном профиле лопасти. Полученные результаты являются основой оптимизационных вычислений с использованием современных программных продуктов, обеспечивающих как создание трёхмерных параметризованных геометрических моделей сложных технических устройств, так и проведение их инженерного анализа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костышин, В. С. Моделирование режимов центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии / В. С. Костышин. – Иваново-Франковск: ИФГТУНГ, 2000. – 163 с.
2. Ким, К. К. Электромеханические генераторы тепловой энергии: моногр. / К. К. Ким, С. Н. Иванов. – Саратов: Ай Пи Эр Медиа, 2019. – 289 с. – URL: <http://www.iprbookshop.ru/85859.html> (дата обращения: 12.09.2023). – Текст: электронный.
3. Аэродинамика: учеб. пособие / А. Г. Голубев [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 687 с.
4. Краснов, Н. Ф. Основы аэродинамического расчёта / Н. Ф. Краснов. – М.: Высш. шк., 1981. – 496 с.
5. Ким, К. К. Энергосберегающая и энергоэффективная система электроотопления пассажирского вагона / К. К. Ким, С. Н. Иванов, М. И. Хисматулин // Энергетические системы. – 2022. – № 1. – С. 62-70.
6. Ivanov, S. Problem statement for the analysis of electromechanical systems by simulation modeling methods / S. Ivanov, K. Kim // IOP Conf. Series: Intelligent Information Technology and Mathematical Modeling 2021 (ИТММ 2021) Journal of Physics: Conference Series 2131 (2021) Gelendzhik, 2021. 022060 IOP Publishing doi: 10.1088/1742-6596/2131/2/022060.
7. Algorithmic Bases Of Research Of Combined Energy Converters By Engineering Analysis Methods. Prosolovich A. A., Ivanov S. N., Kim K. K. // Current Problems and Ways of Industry Development: Equipment and Technologies. Warsaw, 2021. P. 427-437.
8. Modeling Of Mass Transfer Processes In Special Applications Energy Devices. Prosolovich A. A., Ivanov S. N., Prichodchenko O. V., Kim K. K., Khismatulin M. I. // Current Problems and Ways of Industry Development: Equipment and Technologies. Warsaw, 2021. С. 438-449.
9. Ким, К. К. Электромеханическая система отопления пассажирского вагона / С. Н. Иванов, К. К. Ким, М. И. Хисматулин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – СПб.: ПГУПС, 2020. – Т. 17. – Вып. 4. – С. 566-574.
10. Ким, К. К. Моделирование электромагнитных и тепловых процессов в теплогенерирующих перекачивающих электромеханических преобразователях / К. К. Ким, С. Н. Иванов, М. И. Хисматулин // Транспорт шёлкового пути. – 2020. – Вып. 3. – С. 3-14.
11. Иванов, С. Н. Гидродинамическое моделирование гибридных энергетических устройств с использованием CFD-технологий / С. Н. Иванов, К. К. Ким, М. И. Хисматулин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2020. – Т. 17. – Вып. 2. – С. 161-169.
12. Алгоритм CFD-моделирования процесса тепломассопереноса в совмещённом электротехническом устройстве / С. Н. Иванов, К. К. Ким, О. В. Приходченко, А. А. Просолович // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2020. – № III-1 (43). – С. 65-72.
13. Ким, К. К. Преимущества применения устройств транспортирования и нагрева жидких рабочих сред в различных отраслях промышленности / К. К. Ким, С. Н. Иванов, М. И. Хисматулин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2019. – Т. 16. – Вып. 4. – С. 573-583.
14. Теоретические основы математического моделирования процессов преобразования мощности в совмещённых энергетических устройствах / О. В. Приходченко, С. Н. Иванов, К. К. Ким, А. А. Просолович // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2020. – № I-1 (41). – С. 37-44.
15. Ким, К. К. Преимущества применения устройств транспортирования и нагрева жидких рабочих сред в различных отраслях промышленности / К. К. Ким, С. Н. Иванов // ТРАНСЭНЕРГОКОМ-2018: сборник научных трудов Всероссийской научно-практической конференции, г. Саратов, 16-17 мая 2018 г. – Саратов: СГТУ, 2018. – С. 124-130.
16. Иванов, С. Н. Компьютерное моделирование напорных элементов перекачивающих электромеханических устройств с повышенным классом электробезопасности / С. Н. Иванов, А. А. Просолович, М. Ю. Сариллов // ИТЭЭ-2017: материалы XI Всероссийской научно-технической конференции, ФГБОУ ВО «Чуваш-

ский государственный университет им. И. Н. Ульянова». – Чебоксары: Изд-во Чувашского университета, 2018. – С. 75-81.

17. Численное моделирование электромагнитных и тепловых процессов в теплогенерирующих электро-механических преобразователях / К. К. Ким [и др.] // Энергосберегающие технологии, контроль и управление для предприятий железнодорожного транспорта: межвузовский тематический сборник научных трудов / Омский государственный университет путей сообщения. – Омск: ОГУПС, 2015. – С. 23-30.

18. Ким, К. К. Электромагнитные и тепловые процессы в теплогенерирующих насосах / К. К. Ким, С. Н. Иванов, Н. С. Карпова // Герметичность, виброндёжность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования. Гервикон+насосы-2014: сборник докладов участников XIV Международной научно-технической конференции. – Суми: Папирус, 2014. – С. 105-112.