

С. М. ВАНЕЕВ, Д. В. МИРОШНИЧЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ВИХРЕВЫХ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРИТЕРИАЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ

АННОТАЦИЯ Определены критериальные комплексы для сравнительного анализа характеристик маломощных расширительных турбомашин (РТМ) различных типов. Для определения области рационального использования сравнительно новых вихревых расширительных турбомашин использовался анализ и обобщение экспериментальных данных исследований проточных частей вихревых РТМ с внешним периферийным каналом. Получены зависимости между критериальными комплексами для вихревых РТМ и определены области их рационального использования: создание маломощных (до 500 кВт), маломощных, тихоходных турбогенераторов и турбоприводов в промышленности, коммунальном и сельском хозяйстве.

Ключевые слова: энергосбережение, вихревая расширительная турбомашинка, турбодетандер, характеристики, критериальный комплекс, испытательный стенд.

S. VANYEYEV, D. MIROSHNYCHENKO

DEFINING THE FIELDS FOR THE RATIONAL APPLICATION OF EDDY EXPANSION TURBOMACHINES BY USING CRITERION SYSTEMS

ABSTRACT Low-power (up to 500 kW) expansion turbomachines (ETM) and the units based on them are frequently used for the solution of ecology and energy-saving problems to increase the reliability and the technological effectiveness of the equipment. When developing low-power units we face the problems related to a decrease in the efficiency of classic expansion turbomachines. Today, the market offers comparatively new low flow-rate eddy expansion turbomachines and as a result we have to define the fields for their rational application and their advantages in comparison with analogous options. This scientific paper defines the criterion systems for the comparative analysis of the performances of low flow-rate low-power ETM of a different type. The experimental data of investigation of the flow channels of eddy expansion machines with the external peripheral channel were analyzed and the relationships between the criterion systems used for eddy ETM were obtained and the fields for their rational application, in particular to develop low-power (up to 500 kW) low flow-rate and low-speed turbogenerators and turbodrives for the industry, municipal engineering and agriculture were defined. The main advantages of eddy expansion machines in comparison to axial or radial machines are their relatively simple design, technological effectiveness, low production cost price and comparatively low speed. Therefore, if the eddy ETM is used the unit can be designed using no reduction gear. The advantages of eddy expansion machines enable the manufacturing of a rather simple and reliable turbodrives or turbogenerator with the payback period of 1 to 2 years.

Key words: energy saving, eddy expansion turbomachine, turboexpansion engine, performances, criterion system and the test rig.

Введение

Для решения проблем энергосбережения и экологии, с целью увеличения надежности и технологичности оборудования все чаще применяют маломощные (до 500 кВт) расширительные турбомашинки (РТМ). При создании маломощных агрегатов появляется проблема, связанные с расширительной машиной, это обусловлено тем, что для таких мощностей классические (центростремительные, осевые и центробежные) расширительные турбомашинки необходимо выполнять высокооборотными и часто с парциальным подводом газа или пара на рабочее колесо. Применение парциальных ступеней в малоразмерных расширительных машинах диктуется стремлением выдерживать в рациональных пределах высоты рабочих лопаток h , так как при уменьшении величины относительной высоты лопатки $\bar{h} = h/D$ ниже определенного диапазона резко снижается КПД проточной части [1]. По результатам исследований [2], уменьшение длины лопаток соплового аппара-

та с 5 до 1 мм (соответственно h/D с 0,10 до 0,02) при неизменных остальных размерах вызывает уменьшение КПД на 11 %.

Для снижения числа оборотов ротора необходимо применять редуктор, что удорожает конструкцию и усложняет эксплуатацию установки. В итоге габариты установки получаются большими, а срок окупаемости составляет не менее 2 лет.

Известны надежные и конструктивно простые турбодетандерные агрегаты на базе струйно-реактивной расширительной машины (СРТ), но они также высокооборотны [3–5].

Перспективным является создание турбоагрегатов на базе вихревых расширительных машин (рис. 1) [6–9].

В вихревой расширительной машине рабочее тело через сопло 1 поступает в проточную часть, образованную каналом 2 корпуса 3 и межлопаточными каналами 4 рабочего колеса 5, вращающегося в корпусе с малыми радиальными и торцевыми зазорами (рис. 1). Между соплом и выходным патрубком установлен разделитель 6. Что-

© С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко, 2017

бы эффективно использовать энергию рабочего тела, находящегося в канале, нужно организовать продольно-вихревое движение по длине проточной части. Тогда частицы газа в проточной части расширительной машины движутся по спиралеобразным траекториям от входа к выходу, многократно взаимодействуя с лопатками рабочего колеса и постепенно отдавая ему энергию. При перемещении частиц в межлопаточных каналах рабочего колеса изменяется направление и величина их скорости и момент количества движения, в результате чего на лопатках появляются силы, приводящие колесо в движение.

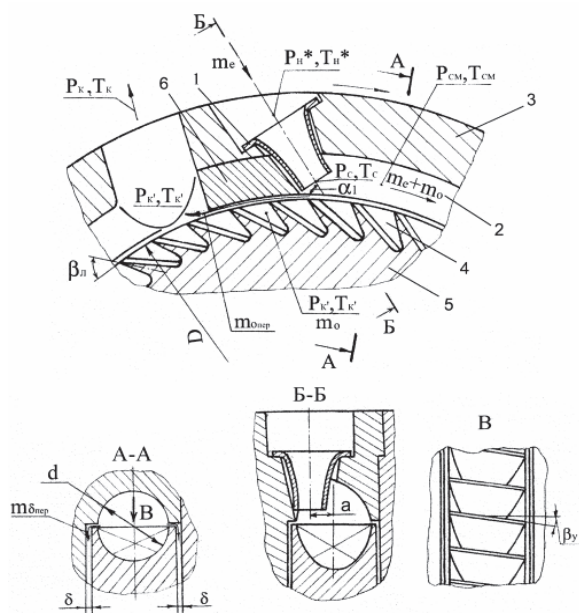


Рис. 1 – Конструктивная схема ступени вихревой РТМ с внешним периферийным каналом:

1 – сопло; 2 – канал проточной части; 3 – корпус; 4 – межлопаточные каналы рабочего колеса; 5 – рабочее колесо

Основными преимуществами вихревой расширительной машины по сравнению с осевой или центробежной являются:

– простота конструкции и технологичность в изготовлении;

– сравнительная низкооборотность, т. е. при прочих равных условиях оптимальная частота вращения вихревой расширительной машины значительно меньше оптимальной частоты вращения классической расширительной машины, поэтому при использовании вихревой РТМ возможно безредукторное исполнение агрегата.

Преимущества вихревой расширительной машины позволяют получить турбопривод или турбогенератор максимально простой и надежный со сроком окупаемости 1–2 года.

В известных работах по вихревым расширительным турбомашинам [6–9] не достаточно полно изучен вопрос о рациональных областях их использования. Это целесообразно осуществить с

использованием критериальных комплексов, применяемых в турбомашинах.

В связи с этим необходимо выполнить сравнительный анализ критериальных комплексов, применяемых в различных типах малорасходных РТМ при построении их характеристик, а также провести обработку имеющихся данных исследований вихревых машин [6–11] и определить области их рационального применения.

Цель работы

Выбор критериальных комплексов для сравнительного анализа характеристик различных РТМ. Определение области рационального использования вихревых РТМ.

Существующие критериальные комплексы

Наибольшее распространение в зарубежной практике получила система критериальных комплексов «приведенная частота вращения – приведенный диаметр» ($n_s - D_s$) предложенная О. Е. Балье (рис. 2) [12]. Использование этой системы для анализа эффективности и подбора параметров РТМ описано в ряде работ ([13] и др.).

Приведенная частота вращения определяется по формуле

$$n_s = \frac{n\sqrt{V}}{h_s^{3/4}},$$

где n – частота вращения ротора, об/мин; V – объемный расход газа на выходе РТМ, м³/с; h_s – удельный изоэнтропный перепад энтальпий (удельная располагаемая работа РТМ), Дж/кг

$$h_s = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \pi_T^{k-1} \right],$$

где k – показатель изоэнтропии рабочего тела; R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_0^* – температура заторможенного потока на входе в РТМ, К; π_T – степень понижения давления в РТМ.

Приведенный диаметр определяется по формуле

$$D_s = \frac{D_{cp} h_s^{1/4}}{\sqrt{V}},$$

где D_{cp} – средний диаметр облапачивания диска турбины, м.

Эти обобщенные критерии турбомашин выражают окружную скорость и диаметр ротора расширительной машины, которая пропускает единичный объемный расход и срабатывает единичный перепад энтальпий. РТМ подобной конструкции, имеющие те же самые коэффициенты быстросходности и приведенный диаметр, имеют тот

же самый коэффициент полезного действия, если влияние числа Re и M пренебрежительно мало.

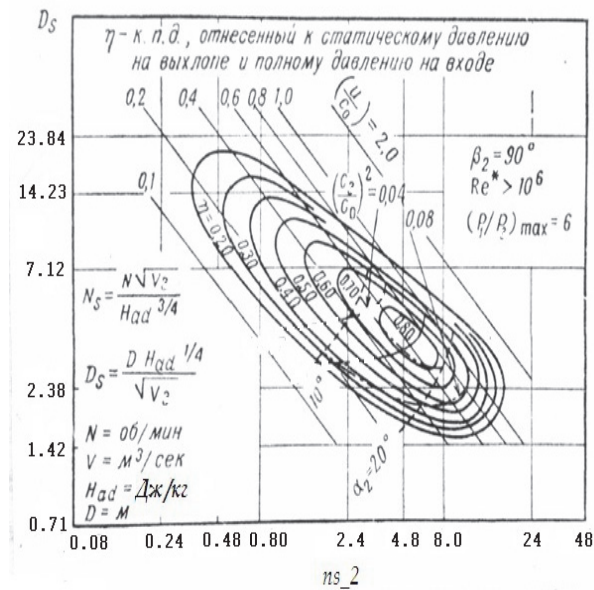


Рис. 2 – n_s, D_s -диаграмма для одноступенчатых радиальных турбин

Критерий приведенная окружная скорость \bar{U} , который характеризует оборотность и нагруженность РТМ, определяется по формуле

$$\bar{U} = \frac{U_1}{C_s} = \frac{\pi D_1 n}{60 C_s},$$

где D_1 – наружный диаметр рабочего колеса, м; U_1 – окружная скорость рабочего колеса на диаметре D_1 , м/с; C_s – изэнтропная скорость истечения, характеризует располагаемую удельную работу РТМ, м/с

$$C_s = \sqrt{2h_s}.$$

Таким образом, параметр \bar{U} связывает частоту вращения РТМ, ее габариты и удельную располагаемую работу расширения газа в турбине. Так, для радиальных и осевых турбин максимальный КПД соответствует параметру $\bar{U} \cong 0,4 \dots 0,7$ (рис. 4).

Критерий производительности, предложенный О. Н. Еминым, С. Н. Зарицким [14] для сравнения эффективности различных турбин, успешно применяется в проектировании РТМ при степени парциальности не менее 0,2

$$A = \frac{l_c}{D_{cp}} \varepsilon \frac{\sin \alpha_1}{\sin 20^\circ},$$

где l_c – высота сопел; D_{cp} – средний диаметр ступени; α_1 – геометрический угол установки сопел; ε – степень парциальности.

Аналогичный параметр производительности предлагается в работах В. А. Рассохина [15], Г. А. Фокина [16] при значении этого параметра менее 0,02

$$A = 4 \frac{l_c}{D_{cp}} \varepsilon \sin \alpha_1 \leq 0,02.$$

Такую форму записи не всегда возможно применить при сравнении различных РТМ.

Более общим параметром производительности является коэффициент расхода Φ_2 (относительный расход) [17, 18]

$$\Phi_2 = \frac{V}{U_1 D_1^2}.$$

Зона максимального КПД для радиальных РТМ соответствует $\Phi_2 = 0,028 \dots 0,061$ [17, 18].

Параметры n_s, Φ_2, \bar{U} являются критериями подобия, их широко используют в расчетах расширительных машин всех типов [17, 18].

Известен также коэффициент комплексной мощности, которым называется величина

$$\bar{N}_{\text{компл-Т}} = \frac{N_T}{P_0^* \sqrt{T_0^*}} \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}} \right)^2,$$

где $\bar{N}_{\text{компл-Т}}$ – коэффициент комплексной мощности, кВт/(Па·√К)·(об/мин/√К)²; P_0^* – давление торможения газа на входе в РТМ, Па; N_T – мощность РТМ, кВт.

Этот комплекс является критериальным комплексом для РТМ, так как представляет собой произведение приведенной мощности на квадрат приведенной частоты вращения. Так как он состоит из параметров, задаваемых в качестве исходных данных, то известен на самой первой стадии оценки основных параметров и эффективности турбины. В работах [14, 19] также показано, что КПД РТМ (с определенным значением π_T) можно представить в виде зависимости

$$\eta = f(\bar{N}_{\text{компл-Т}}, \bar{U}).$$

На рис. 3 приведены графические зависимости КПД РТМ от коэффициента комплексной мощности и приведенной окружной скорости рабочего колеса для радиальных и осевых активных турбин. Графические зависимости, приведенные на рис. 3 справа, получены из левых графиков расчленением их линиями постоянных значений параметра \bar{U} . Анализ зависимостей, приведенных на рис. 3, показывает, что КПД ступени турбины существенно зависит от значения коэффициента комплексной мощности. В частности, оптимальные значения параметра \bar{U} уменьшаются при снижении величины $\bar{N}_{\text{компл-Т}}$. Величина коэффициента комплексной мощности однозначно определяет максимально достижимое значение КПД.

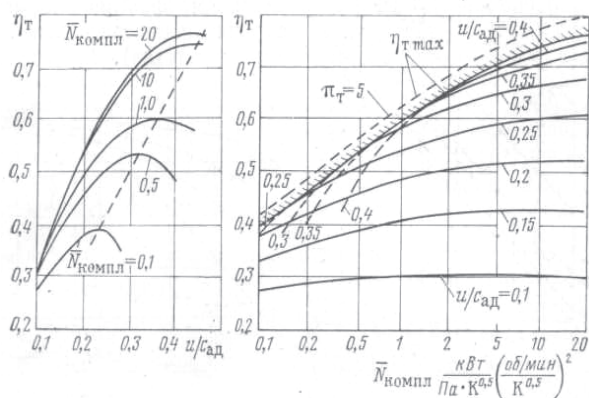


Рис. 3 – Зависимости КПД одноступенчатых активных турбин от коэффициента комплексной мощности и параметра \bar{U}

Исходя из полученных результатов, авторы работ [14, 19] малоразмерной (малорасходной) или маломощной называют РТМ с пониженным значением коэффициента комплексной мощности, т. е. РТМ с небольшой приведенной мощностью или с пониженным значением приведенной частоты вращения. Наличие пониженных значений КПД у такой РТМ, даже при оптимальной величине \bar{U} , обусловлено малыми значениями ее производительности, т. е. расхода рабочего тела. Как видно из рис. 3, протекание зависимостей $\eta = f(\bar{N}_{\text{компл}_T}, \bar{U})$ при $\bar{N}_{\text{компл}_T} > 7,5 \dots 15$ уже весьма пологое. Расчетное значение коэффициента комплексной мощности, начиная с которого ступень РТМ становится, по общепринятому определению, полноразмерной ступенью и ее КПД перестает зависеть от $\bar{N}_{\text{компл}_T}$ ($\eta_T = 0,78 \dots 0,82$), составляет $\bar{N}_{\text{компл}_T} = 40 \dots 50$ [19].

Определение области рационального применения вихревых РТМ

Для определения области рационального применения вихревых РТМ воспользуемся данными исследований однопоточных и двухпоточных вихревых расширительных машин с периферийным каналом [7, 10, 11] и рассмотренными выше критериальными комплексами:

- приведенная окружная скорость, \bar{U} ;
- коэффициент быстроходности (приведенная частота вращения), n_s ;
- приведенный диаметр, D_s ;
- коэффициент расхода, Φ_2 ;
- коэффициент комплексной мощности $\bar{N}_{\text{компл}_T}$;

На рис. 4 представлены зависимости КПД одноступенчатых РТМ различных типов в зависимости от приведенной окружной скорости. Из рисунка видно, что в диапазоне $\bar{U} = 0,1-0,2$ вихревые РТМ могут иметь больший КПД, чем РТМ других типов при меньшей в несколько раз частоте вращения.

На рис. 5 показана n_s, D_s -диаграмма для вихревых РТМ с внешним периферийным каналом. На рис. 6 показана совмещенная для радиальных и вихревых РТМ n_s, D_s -диаграмма.

Из сравнения n_s, D_s -диаграмм для радиальных (рис. 2), осевых (область оптимальных значений на n_s, D_s -диаграмме для осевых РТМ аналогична радиальным РТМ (рис. 2) [12, 13]) и вихревых (рис. 5, 6) РТМ видно, что вихревые расширительные турбомашин занимают свою область левее и выше радиальных и осевых РТМ.

На рис. 7 представлена \bar{U}, n_s -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и коэффициента быстроходности.

Из рис 6, 7 видно, что диапазон оптимальных значений приведенной окружной скорости рабочего колеса вихревых РТМ, соответствующий значениям КПД более 35 %, составляет 0,1–0,23, а значения коэффициента быстроходности – не более 0,27.

На рис. 8 представлена \bar{U}, D_s -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и приведенного диаметра.

Из рис 6, 8 видно, что диапазон оптимальных значений D_s для вихревых РТМ, соответствующий значениям КПД более 35 %, составляет 12–60.

На рис. 9 представлена \bar{U}, Φ_2 -диаграмма для вихревых РТМ. На диаграмме представлены зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса и коэффициента расхода.

Из рис. 9 видно, что значения КПД более 35 %, можно получить при работе с коэффициентом расхода менее 0,02.

В табл. 1, 2 представлены результаты расчета исследованных выше критериальных комплексов для малорасходных РТМ различных типов. Характеристики этих РТМ показаны на рис. 4.

Анализ табл. 1, 2 позволяет сделать следующие выводы:

– вихревые РТМ при почти на порядок более низких значениях коэффициента расхода и коэффициента комплексной мощности имеют примерно равные КПД с осевыми и радиальными РТМ (см. РТМ № 4–12 в табл. 1, 2);

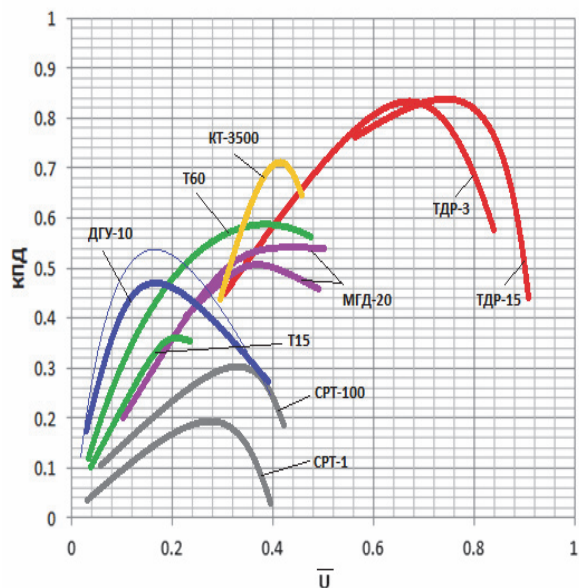


Рис. 4 – Характеристики различных типов турбомашин (зависимости КПД от приведенной окружной скорости рабочего колеса)

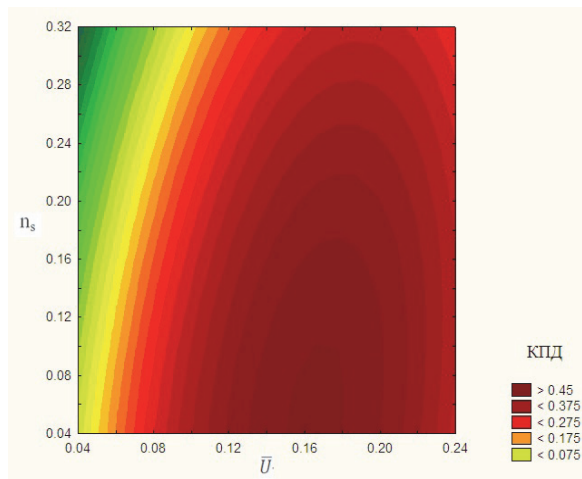


Рис. 7 – \bar{U} , n_s -диаграмма для вихревых расширительных машин

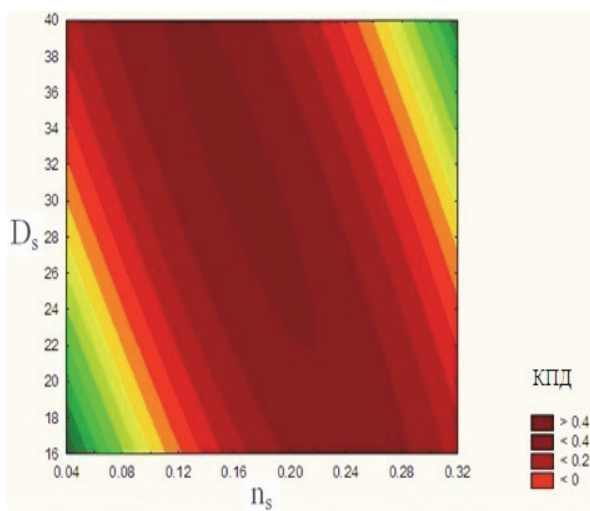


Рис. 5 – n_s , D_s -диаграмма для вихревых расширительных машин

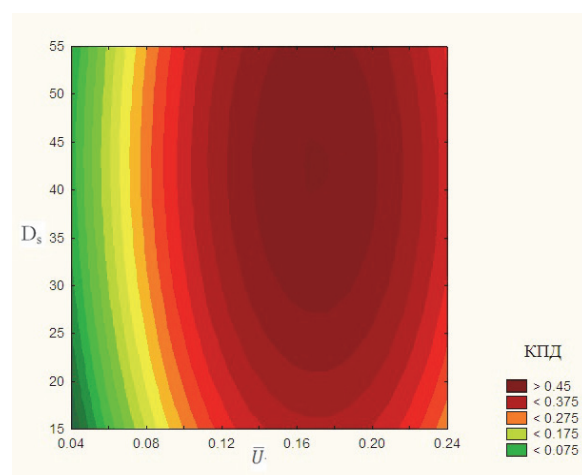


Рис. 8 – \bar{U} , D_s -диаграмма для вихревых расширительных машин

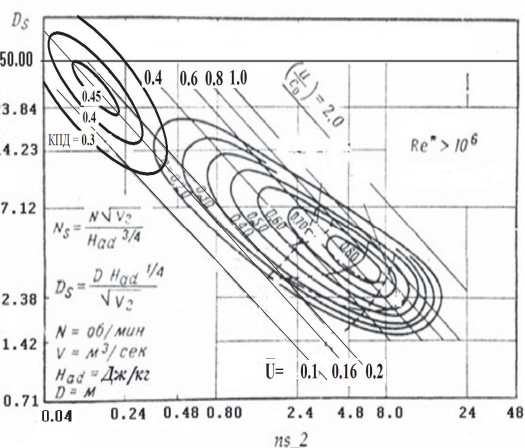


Рис. 6 – Сравнительная n_s , D_s -диаграмма для РТМ различных типов

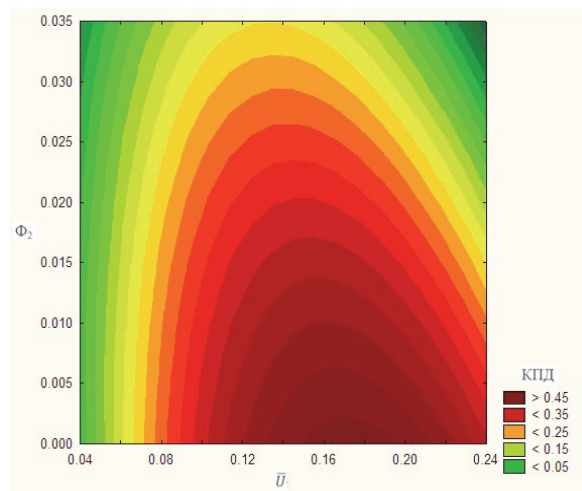


Рис. 9 – \bar{U} , Φ_2 -диаграмма для вихревых расширительных машин

Таблица 1 – Параметры одноступенчатых маломощных расширительных машин

№	Тип РТМ	Наименование	Раб. тело	Ном. мощн-ть, кВт	Расход, кг/с	Давл. начал., МПа	Темп-ра начал., К	Отн. давл.
1	Радиальная центро-стремительная (ре-активная)	ТДР-15 [17]	Воздух	81	2,8	0,57	118	4,1
2	Радиальная центро-стремительная (ре-активная)	ТДР-3 [17]	Воздух	37	1,5	0,57	118	4,1
3	Радиальная центро-стремительная (ак-тивная)	КТ-3500 [17]	Азот	34	1,04	0,54	138	4,6
4	Радиальная центро-бежная	Т-15 [19]	Воздух	16,5	0,33	1,96	287	20,0
5	Радиальная центро-стремительная	Т-60 [19]	Воздух	63	0,69	0,32	398	8,5
6	Радиальная центро-стремительная	МДГ-1 [16]	Метан	0,3	0,02	0,4	288	2,7
7	Осевая	МДГ-20 [16]	Метан	20	0,32	1,5	320	2,5
8	Струйно-реактивная	СРТ-100 [4, 5, 9]	Метан	111	1,25	5,49	300	14
9	Струйно-реактивная	СРТ-18 [9]	Воздух	18	0,34	2,55	293	23,6
10	Струйно-реактивная	СРТ-1 [3]	Воздух	0,7	0,03	0,49	293	5,0
11	Вихревая	ДГУ-8	Метан	10	0,33	2,5	293	2,1
12	Вихревая	ДГУ-10	Метан	13	0,45	2,6	271	2,0

Таблица 2 – Параметры одноступенчатых маломощных расширительных маши

№	Тип РТМ	Частота вра-щения ротора, об/мин	D_1 , м	КПД	\bar{U}	n_s	D_s	Φ_2	$\bar{N}_{\text{компл.Т}}, \frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \sqrt{\text{К}}} \cdot \left(\frac{\text{об/мин}}{\sqrt{\text{К}}} \right)^2$
1	Радиальная центро-стремительная (реак-тивная)	11860	0,290	0,84	0,66	2,7	6,2	0,028	16
2	Радиальная центро-стремительная (реак-тивная)	15150	0,220	0,82	0,66	2,6	6,9	0,024	12
3	Радиальная центро-стремительная (актив-ная)	7160	0,312	0,64	0,36	1,4	8,8	0,025	2
4	Радиальная центро-бежная	6000	0,256	0,30	0,14	0,35	10,8	0,044	0,065
5	Радиальная центро-стремительная	7180	0,290	0,50	0,18	1,03	4,7	0,176	1
6	Радиальная центро-стремительная	9000	0,093	0,20	0,10	0,12	18,7	0,024	0,012
7	Осевая	40000	0,126	0,55	0,5	1,4	9,5	0,016	4
8	Струйно-реактивная	23750	0,200	0,30	0,32	1,20	7,2	0,042	2,195
9	Струйно-реактивная	10300	0,250	0,30	0,23	0,56	10,9	0,026	0,149
10	Струйно-реактивная	12000	0,200	0,20	0,27	0,32	22,7	0,005	0,041
11	Вихревая	3000	0,4	0,30	0,14	0,1	36	0,004	0,007
12	Вихревая	3000	0,4	0,45	0,15	0,12	34	0,004	0,012

– для лопаточных полноподводных радиальных и осевых одноступенчатых расширительных машин зоне максимальных КПД соответствует:

$$n_s = 2 \dots 8, D_s = 2 \dots 10, \bar{U} = 0,4 \dots 0,7, \\ \bar{N}_{\text{компл}_T} > 0,5, \Phi_2 = 0,03 \dots 0,06.$$

– для струйно-реактивных расширительных турбомашин зоне максимальных КПД соответствует:

$$n_s = 0,3 \dots 1,2, D_s = 7 \dots 23, \bar{U} = 0,23 \dots 0,35, \\ \bar{N}_{\text{компл}_T} = 0,04 \dots 2,2, \Phi_2 = 0,005 \dots 0,042.$$

Выводы

В результате проведенных работ получены зависимости между критериальными комплексами для вихревых РТМ. Определены области рационального использования вихревых РТМ.

Для вихревых расширительных машин зоне максимальных КПД соответствует: $n_s = 0,04 \dots 0,24$, $D_s = 15 \dots 50$, $\bar{U} = 0,14 \dots 0,18$. Вихревые РТМ могут работать с максимальными КПД при $\Phi_2 < 0,01$. По коэффициенту комплексной мощности вихревые РТМ однозначно являются маломощными, малорасходными РТМ и работают с оптимальными КПД в области $\bar{N}_{\text{компл}_T} = 0,004 \dots 0,1$, в этой области КПД классических РТМ на 20 % ниже.

Полученные зависимости между критериальными комплексами можно использовать для оценки размеров и КПД вихревых расширительных машин при заданных параметрах рабочего тела на входе, мощности и частоте вращения ротора РТМ.

Проведено сравнение характеристик малорасходных расширительных турбомашин (РТМ) разных типов по ряду критериальных комплексов. Установлено, что оптимальная приведенная окружная скорость рабочего колеса и оптимальный коэффициент быстроходности для вихревых РТМ ниже оптимальных окружных скоростей и коэффициентов быстроходности классических расширительных турбомашин.

Наиболее перспективно применение вихревых РТМ для создания тихоходных (с частотой вращения $n \approx 3000$ об/мин) турбогенераторов и турбоприводов относительно небольшой мощности (до 500 кВт):

– в пневмосистемах в качестве пневматического двигателя или пневмостартера;

– в промышленности вихревые РТМ могут успешно применяться в качестве турбоприводов насосов, вентиляторов, компрессоров, в качестве турбогенераторных агрегатов взамен или параллельно с узлами дросселирования паров и газов;

– в теплоэнергетике в многочисленных котельных, где пар часто дросселируется до техноло-

гических параметров, установка турбогенераторных агрегатов позволит преобразовать эти котельные в мини-ТЭЦ и увеличить эффективность использования топлива;

– в газотранспортных системах для производства электроэнергии на газораспределительных станциях, а также в системах редуцирования топливного газа на компрессорных станциях.

Список литературы

- 1 Шерстюк, А. Н. Радиально осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – Москва : Машиностроение, 1976. – 208 с.
- 2 Наталевич, А. С. Воздушные микротурбины : монография / А. С. Наталевич. – Москва : Машиностроение, 1979. – 192 с.
- 3 Vanyeyev, Sergej. Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine / Sergej Vanyeyev, Aleksandr Berezhnoi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 1–8. – ISSN 1877-7058.
- 4 Ванеев, С. М. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision / С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С. К. Королев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 36–43. – ISSN 2078-774X.
- 5 Vanyeyev, Sergej. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares / Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 630. – P. 66–71. – ISSN 1662-7482.
- 6 Сергеев, В. Н. Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Сергеев Владимир Николаевич. – Москва, 1983. – 127 с.
- 7 Ванеев, С. М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Ванеев Сергей Михайлович. – Москва, 1986. – 183 с.
- 8 Староверов, К. В. Совершенствование и исследование вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Староверов Константин Владимирович. – Москва, 1990. – 128 с.
- 9 Ванеев, С. М. Области рационального использования пневмоагрегатов с вихревыми и струйно-реактивными турбинами / С. М. Ванеев, З. Л. Финкельштейн // MOTROL. Lublin. – 2011. – Vol. 13. – P. 128–137. – ISSN 1730-8658.
- 10 Ванеев, С. М. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда / С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко // Журнал инженерных наук. – 2015. – Т. 2, № 2. – С. В1–В12. – ISSN 2312-2498.
- 11 Ванеев, С. М. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно тех-

- нический и производственный журнал. – 2015. – № 4(42). – С. 9–14 – ISSN 2413-4554.
- 12 **Балье, О. Е.** Изучение конструктивных параметров для выбора турбомашин / **О. Е. Балье** // *Trans. ASME. Серия А (Русский перевод)*. – 1962. – Т. 84, № 1.
 - 13 **Линхарт, Г.** Расчет активных осевых турбин с частичным впуском / **Г. Линхарт, Д. Сильвери** // *Русский перевод журнала ARS Journ. «Ракетная техника»*. – 1961. – № 3.
 - 14 **Емин, О. Н.** Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами : монография / **О.Н. Емин, С. Н. Зарицкий**. – Москва : Машиностроение, 1975. – 216 с.
 - 15 Пат. 2338885 Российская Федерация, МПК F01D1/04 Малорасходная турбина / **Рассохин В.А., Оленников С.Ю., Гринман М.И., Пушкин С.В., Кузнецов А.И., Бельский К.В.** ; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Комтек-Энергосервис" (ООО "Комтек-Энергосервис"). – 2007114012/06; заявл. 05.04.2007; опубл. 20.11.2008. – Бюл. № 32.
 - 16 **Фокин, Г. А.** Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 / **Фокин Георгий Анатольевич**. – 2015. – 456 с.
 - 17 **Епифанова, В. И.** Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учебник для вузов / **В. И. Епифанова**. – Москва : Машиностроение, 1974. – 448 с.
 - 18 **Епифанова, В. И.** Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа : учебник для вузов / **В. И. Епифанова**. – Москва : Изд-во МВТУ им. Н.И. Баумана, 1998. – 623 с.
 - 19 **Быков, Н. Н.** Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / **Н. Н. Быков, О. Н. Емин**. – Москва : Машиностроение, 1972. – 228 с.
 - 6 **Sergeev, V. N.** (1983), "*Razrabotka pnevmoprivoda vihrevogo tipa s vnutrennim periferiynim kanalom i issledovanie vliyaniya gazodinamicheskikh i geometricheskikh parametrov na ego effektivnost [Development of a vortex-type pneumatic drive with an internal peripheral channel and research of the influence of gas dynamic and geometric parameters on its efficiency]*", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
 - 7 **Vaneev, S. M.** (1986), "*Razrabotka i issledovanie vihrevogo pnevmoprivoda s vneshnim periferiynim kanalom i soplovyim apparatom [Development and research of a pneumatic drive with an external peripheral channel and nozzle device]*", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
 - 8 **Staroverov, K. V.** (1990), "*Sovershenstvovanie i issledovanie vihrevoy mashiny s periferiynim kanalom v rezhime pnevmoprivoda [Improvement and research of vortex machine with a peripheral channel in pneumatic drive mode]*", Abstract of Ph.D. dissertation, Moscow, SSSR.
 - 9 **Vaneev, S. M. and Finkelshteyn, Z. L.** (2011), "Oblasti ratsionalnogo ispolzovaniya pnevmoagregatov s vihrevyimi i struyno-reaktivnyimi turbinami [Areas of pneumatic units with vortex and jet-reactive turbines rational use]", *MOTROL, Lublin*, Vol. 13, pp. 128–137, ISSN 1730-8658.
 - 10 **Vaneev, S. M. and Miroshnichenko, D. V.** (2015), "Issledovanie vihrevoy rasshiritelnoy mashiny s vneshnim periferiynim kanalom s pomoschyu virtualnogo stenda [Research vortex expansion machine with external peripheral channel using virtual test rig]", *Zhurnal inzhenernykh nauk*, Vol. 2, No. 2, pp. 1–12, ISSN 2312-2498.
 - 11 **Vaneev, S. M. and Miroshnichenko, D. V.** (2015), "Issledovanie i optimizatsiya konstruktсии protochnoy chasti vihrevoy rasshiritelnoy mashiny s vneshnim periferiynim kanalom [Research and optimization of the design flowing part of the vortex expansion machine with an external peripheral channel]", *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie: nauchno tehnikeskii i proizvodstvennyi zhurnal*, No. 4(42), pp. 9–14, ISSN 2413-4554.
 - 12 **Bale, O. E.** (1962), "Izuchenie konstruktivnykh parametrov dlya vyibora turbomashin [Study of design parameters for selection of turbomachines]", *Trans. ASME, Seriya A*, Vol. 84, No. 1.
 - 13 **Linhart, G. and Silveri, D.** (1961), "Raschet aktivnykh oseyvikh turbin s partsialnyim vpuskom [Calculation of active axial turbines with partial inlet]", *Trans. ARS Journ. "Raketnaya tekhnika"*, No. 3.
 - 14 **Emin, O. N. and Zaritskiy, S. N.** (1975), "*Vozdushnyie i gazovyie turbiny s odinokhnyimi soplami [Air and gas turbines with single nozzles]*", *Mashinostroenie, Moscow, SSSR*.
 - 15 **Rassohin V.A., Olennikov, S. Yu., Grinman, M. I., Pushkin, S. V., Kuznetsov, A. I. and Belskiy, K. V.**, *Obschestvo s ogranichennoy otvetstvennostyu "Komtek-Energoservis"* (2008), "*Malorashodnaya turbine*" [Low-flow turbine], Moscow, Russian, Pat. 2338885.
 - 16 **Fokin, G. A.** (2015), "*Metodologiya sozdaniya avtonomnykh turbinnykh istochnikov elektricheskoy energii, ispolzuyuschih energiyu szhatogo prirodnogo gaza dlya sobstvennykh nuzhd gazotransportnoy sistemyi Rossii [Methodology for creating autonomous turbine sources of electrical energy using compressed natural gas for*

Bibliography (transliterated)

- 1 **Sherstyuk, A. N. and Zaryankin, A. E.** (1976), "*Radialno osevyie turbiny maloy moschnosti [Low-power radially axial turbines]*", *Mashinostroenie, Moscow, SSSR*.
- 2 **Natalevich, A. S.** (1979), "*Vozdushnyie mikroturbiny [Air microturbines]*", *Mashinostroenie, Moscow, SSSR*.
- 3 **Sergej Vanyuev and Aleksandr Berezhnoi** (2012), "Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine", *Procedia Engineering*, Vol. 39, pp. 1–8, ISSN: 1877-7058.
- 4 **Vaneev, S. M., Getalo, V. V. and Korolev, S. K.** (2013), "Issledovanie harakteristiki struyno-reaktivnoy turbiny s pomoschyu programmnoy kompleksa Flow-Vision [Research of Jet-Reactive turbine characteristics using FlowVision software package]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 12(986), pp. 36–43, ISSN 2078-774X.
- 5 **Vaneev, S. M. and Getalo, V. V.** (2014), "Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 630, pp. 66–71, ISSN 1662-7482.

- the needs of the Russian gas transmission system]", Ph.D. dissertation, Moscow, Russian.
- 17 **Епифанова, В. І.** (1974), *Nizkotemperaturnye radialnyye turbodetanderyi [Low-temperature radial expansion turbines]*, Mashinostroenie, Moscow, SSSR.
- 18 **Епифанова, В. І.** (1998), *Kompressornyye i rasshiritelnyye turbomashiny radialnogo tipa [Radial compressor and expansion turbomachines]*, Izd-vo MVTU im. N. I. Baumana, Moscow, Russian.
- 19 **Выиков, Н. Н. and Emin, О. Н.** (1972), *Vyibor parametrov i raschet malomosch-nyih turbin dlya privoda agregatov [Selection of parameters and calculation of low-power turbines for driving aggregates]*, Mashinostroenie, Moscow, SSSR.

Сведения об авторах (About authors)

Ванеев Сергей Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua.

Sergej Vanyuev – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Engineering Thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; e-mail: s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua.

Мирошниченко Дмитрий Валерьевич – аспирант, кафедра технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: miroshnichenko116@mail.ru.

Dmytro Miroschnychenko – Postgraduate student, Department of Engineering Thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; e-mail: miroshnichenko116@mail.ru.

Пожадуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ванеев, С. М. Определение области рационального применения вихревых расширительных турбомашин с использованием критериальных комплексов / **С. М. Ванеев, Д. В. Мирошниченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

Please cite this article as:

Vanyuev, S. and Miroschnychenko, D. (2017), "Defining the Fields for the Rational Application of Eddy Expansion Turbomachines by Using Criterion Systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 66–74, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ванеев, С. М. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критериальних комплексів / **С. М. Ванеев, Д. В. Мірошниченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

АНОТАЦІЯ Визначено критериальні комплекси для порівняльного аналізу характеристик маловитратних розширювальних турбомашин (РТМ) різних типів. Для визначення області раціонального використання порівняно нових вихрових розширювальних турбомашин використовувався аналіз і узагальнення експериментальних даних досліджень проточних частин вихрових РТМ із зовнішнім периферійним каналом. Отримано залежності між критериальними комплексами для вихрових РТМ і визначені області їх раціонального використання: створення малопотужних (до 500 кВт), маловитратних, тихохідних турбогенераторів і турбоприводів в промисловості, комунальному та сільському господарстві.

Ключові слова: енергозбереження, вихрова розширительная турбомашини, турбодетандер, характеристики, критериальний комплекс, випробувальний стенд.

Поступила (received) 08.02.2017