

КОЭФФИЦИЕНТ СКОРОСТИ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО ПОДВОДА ДОЗВУКОВОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

А. А. Кишкин, А. В. Делков, Ю. Н. Шевченко, М. У. Абдуллаев

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

На сегодняшний день в спектре задач, решаемых орбитальными космическими аппаратами, выделяется направление, связанное с увеличением как функциональной, так и тепловой мощности, излучаемой системой терморегулирования в космическое пространство. При тепловых мощностях больше 7 кВт возникает дефицит теплоизлучающих поверхностей. Задачу возмещения по трем направлениям: повышение температуры излучающей поверхности; разворачивание дополнительных поверхностей; утилизация тепловой энергии в органическом цикле Ренкина. Ключевым звеном в реализации цикла является моделирование и проектирование малопотенциальной реактивной микротурбины. При моделировании рабочего процесса такой турбины необходима предварительная оценка потерь энергии при формировании окружного потока на входе в рабочее колесо. Одним из параметров, определяющих часть потерь, является коэффициент скорости φ_u . Данная работа посвящена теоретическому обоснованию и методике экспериментального определения коэффициента в диапазоне изменения геометрических и режимных параметров тангенциального подвода дозвуковой центростремительной турбины.

Ключевые слова: реактивная микротурбина, цикл Ренкина, геометрические и режимные параметры, тангенциальный подвод, дозвуковая центростремительная турбина, энергетика потока.

Введение

На сегодняшний день существует несколько технических реализаций органического цикла Ренкина, отличающегося от пароводяного цикла большой энергетикой органическими (фторхлоруглероды) низкокипящими хладагентами, позволяющими реализовать цикл в температурном диапазоне меньше 200 °С, являющегося бросовым для большой энергетикой. Источником низкопотенциального тепла являются практически все химические производства, производства металлургии, бросовое тепло большой энергетикой, тепло коммунальных сбросов, вентиляции и т.п. Общей характеристикой названных технологий являются относительно большие мощности и температурные диапазоны, что определяет высокий коэффициент быстроходности используемых турбин. Для рассматриваемых типов микротурбин мощность не превышает 1 кВт, а температурный перепад меньше 50 °С (область теплоэнергетического фона орбитального космического аппарата (КА)), что определяет коэффициент быстроходности $n_s < 40$ и предполагает снижение энергетикой, требует экспериментально теоретической доводки.

Одним из основных элементов, обеспечивающих энергетикой потока перед рабочим колесом, является тангенциальное подводящее устройство (иными словами: направляющий или сопловой аппарат) [1–7].

Постановка задачи

Для разработки математической модели и алгоритма расчета центростремительной микротурбины [8–10], применяющейся для утилизации тепловой мощности космических аппаратов, необходимо

оценивать окружную составляющую абсолютной скорости на радиусе входа в рабочее колесо (РК) турбины. Теоретический анализ суммарных потерь потока как суперпозиция внезапного расширения с последующим вихревым течением до рабочего колеса представляет теоретически неопределенную задачу. Для предварительной оценки и формирования базы данных потерь на этом участке необходимо использовать данные экспериментальных продувок с регистрацией энергетических и скоростных параметров потока на участке: 0 — параметры во входном канале устройства [11, 12]; 1 — параметры на входном диаметре во входном канале устройства. Для обработки экспериментальных данных помимо коэффициента потерь энергии ζ_{01} удобно воспользоваться коэффициентом окружной составляющей скорости φ_u .

Теория

В теории турбомашин, как отмечено в части постановки задачи, вполне возможна кинетическая суперпозиция вихревых и расходных течений, поскольку каждое потенциально и достаточно описывается линейными уравнениями типа Пуассона (Эйлера). Для области установившихся течений это правомерно. Для области перехода тангенциального канала (чисто расходное течение) на концентрическую цилиндрическую границу, со сменой направления расходного течения на центростремительное суперпозиция как решение — неоднозначно, следовательно, невозможно. Решение возможно в сформировавшейся переходной области с реализацией диссипирующих вихревых зон и окружной неравномерности кинематических параметров: это взаимовлияние последовательных сопротив-

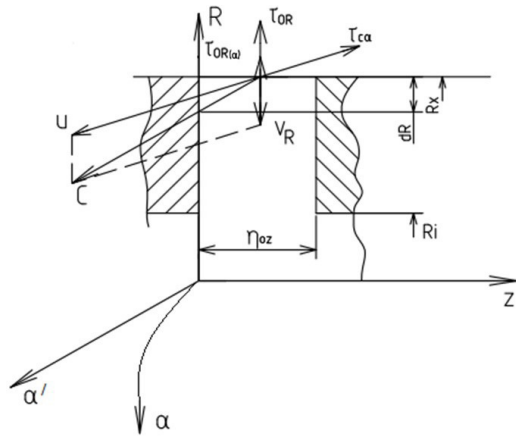


Рис. 1. Расчетная схема радиально-кольцевой полости
Fig. 1. Design scheme of a radial annular cavity

лений в гидравлике [13] носит название интерференции сопротивлений и изучено, даже для установившихся практических случаев сопротивлений, недостаточно.

Для нашего случая тангенциального канального подвода необходимо рассмотреть последовательно потери Карно – Борда (внезапное расширение) [13] и динамику осесимметричного центростремительного окружного потока с последующей корреляцией с данными эксперимента.

Рассмотрим кинематику радиально-окружного кольцевого потока на осесимметричных (или осредненных) граничных условиях на входе рис. 1.

Осесимметричные окружные потоки, как признак, имеют осесимметричную цилиндрическую поверхность течения с окружной u и расходной $v_p = \dot{V}/F_{np}$ (\dot{V} — объемный расход; F_{np} — площадь проходного сечения), составляющей абсолютной скорости — c , причем v_p может принимать значения v_R — для радиального окружного потока либо v_z — для осе-окружного потока. Осесимметричные окружные потоки можно разделить на условно «статические» с неподвижными стенками граничных условий и «динамические» с одной или обеими вращающимися стенками, входные и выходные граничные условия — абсолютно неподвижные поверхности. Динамические потоки формируются между ротором и статором (неподвижной стенкой корпуса) турбомашин, «статические», далее просто, «расходно-окружные потоки», формируются в основном в подводящих и отводящих устройствах [14]. Для расчетно-теоретического анализа удобно использовать как исходные уравнения, изменения количества движения в форме уравнения Навье – Стокса [15] с измененной формой вязкостного члена, на основе сравнительного анализа малых величин членов уравнений оставлена только производная проекции напряжения трения по нормали \bar{n} к поверхности трения. Уравнение записано в общем виде в цилиндрических координатах:

$$\begin{aligned} v_R \frac{\partial v_R}{\partial R} - \frac{u}{R} \frac{\partial v_R}{\partial \alpha} + V_R \frac{\partial v_R}{\partial z} - \frac{u^2}{R} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial R} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_R}{\partial n}; \\ v_R \frac{\partial u}{\partial R} + \frac{u}{R} \frac{\partial u}{\partial \alpha} + V_z \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{V_R u}{R} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{R \partial \alpha} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \alpha}{\partial n}; \\ v_R \frac{\partial v_z}{\partial R} + \frac{u}{R} \frac{\partial v_z}{\partial \alpha} + V_z \frac{\partial v_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_z}{\partial n}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для радиально-окружного течения нормалью определяется координата z , для осе-окружного — координата R .

Воспользуемся записью уравнений движения (1) с допущениями:

$$v_z = 0, \quad \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial}{\partial \alpha} = 0.$$

$\rho = \text{const}$ на шаге интегрирования, система записана в цилиндрических координатах:

$$\begin{aligned} v_R \frac{\partial v_R}{\partial R} - \frac{u^2}{R} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial R} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_R}{\partial z}; \\ v_R \frac{\partial u}{\partial R} + \frac{v_R u}{R} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_\alpha}{\partial z}; \\ v_R \frac{\partial u}{\partial R} + \frac{v_R u}{R} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_\alpha}{\partial z}; \\ \frac{\partial v_R}{\partial R} + \frac{v_R}{R} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Поскольку целью является соотношение для интегрирования по координате R , проинтегрируем (2) по координате z в пределах от $z=0$ до $z=n_{oz}$, где n_{oz} — осевой зазор радиально-окружного канала. Процедура интегрирования определяет интегральный поток окружной и радиальной (расходной) составляющей скорости в сечении $2\pi R n_{oz}$; поле градиента давления $\frac{\partial p}{\partial R}$; окружные и радиальные силы

трения на шаге интегрирования $\partial R - \tau_{0\alpha} 2\pi R_i \partial R$; $\tau_{0R} 2\pi R_i \partial R$. При интегрировании учитывается влияние пограничного слоя на формирование динамики скорости в ядре потока через толщину вытеснения: $n_{oz} - 2\delta_z$, где δ_z — толщина вытеснения пограничного слоя.

Необходимо обратить внимание на интеграл:

$$\int_0^\delta \frac{\partial \tau}{\partial z} dz = \tau \Big|_0^\delta = \tau_\delta - \tau_0 = -\tau_0. \quad (3)$$

Поскольку напряжение трения на δ равно нулю, тогда напряжение трения на неподвижной стенке $\tau = -\tau_0$.

Обозначения скоростей меняются на прописные обозначения, поскольку в ядре потока они не меняются при интегрировании в направлении z . Знаки дифференцирования меняются на полные дифференциалы, поскольку уравнения движения независимы и полностью определяются граничными условиями на входе и могут интегрироваться независимо.

Проинтегрируем (2) по z , учтем, что поверхностей трения две, уравнение неразрывности в (2) интегрируется отдельно по R рис. 1.

$$\begin{aligned} \left(V_R \frac{dV_R}{dR} - \frac{U^2}{R} \right) (n_{oz} - 2\delta_z) &= -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} (n_{oz} - 2\delta_z) - \frac{2\tau_{0R}}{\rho}; \\ \left(V_R \frac{dU}{dR} + \frac{V_R U}{R} \right) (n_{oz} - 2\delta_z) &= -\frac{2\tau_{0\alpha}}{\rho}. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение неразрывности:

$$\int \frac{dV_R}{V_R} = -\int \frac{dR}{R}$$

$$\ln V_R = -\ln R$$

$$RV_R = 1 = \text{const} = C_R;$$

учтем:

$$V_R = \frac{\dot{V}}{2\pi R(n_{0z} - 2\delta'_z)}; \quad (5)$$

$$V_R = \frac{C_R}{R}.$$

$$C_R = \frac{\dot{V}}{2\pi(n_{0z} - 2\delta'_z)};$$

$$\frac{dV_R}{dR} = -\frac{C_R}{R^2} = -\frac{V_R}{R}. \quad (6)$$

Следует отметить, что C_R при течении от периферии к оси вращения потока имеет знак (-), характерный случай для подводящего устройства в радиальном направлении. Подставим (5) в (4):

$$\left(\frac{-C_R^2}{R^3} - \frac{U^2}{R}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} (n_{0z} - 2\delta'_z) - \frac{2\tau_{0R}}{\rho};$$

$$\left(\frac{-C_R}{R} \frac{dU}{dR} - \frac{C_R}{R} \frac{U}{R}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) = -\frac{2\tau_{0\alpha}}{\rho}; \quad (7)$$

учтем (5)

$$\frac{1}{R} (V_R^2 + U^2)(n_{0z} - 2\delta'_z) = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} (n_{0z} - 2\delta'_z) + \frac{2\tau_{0R}}{\rho};$$

$$\frac{C_R}{R} \left(\frac{dU}{dR} + \frac{U}{R}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) = \frac{2\tau_{0R}}{\rho}. \quad (8)$$

Выразим производную по окружной скорости:

$$\frac{dU}{dR} = \frac{-2\tau_{0\alpha}R}{\rho C_R(n_{0z} - 2\delta'_z)} - \frac{U}{R}; \quad (9)$$

или, с учетом (6),

$$\frac{dU}{dR} = \frac{4\pi R \tau_{0\alpha}}{\dot{m}} - \frac{U}{R}. \quad (10)$$

Производная по давлению определяется выражением:

$$\frac{dp}{dR} = \frac{\rho}{R} (V_R^2 + U^2) - \frac{2\tau_{0R}}{(n_{0z} - 2\delta'_z)}. \quad (11)$$

С учетом того, что $C_u = UR$ константа на шаге интегрирования, по R выражения (8) могут быть представлены в ином виде:

$$\left(V_R \frac{dV_R}{dR} - \frac{C_u^2}{R^3}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) =$$

$$= -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} (n_{0z} - 2\delta'_z) - \frac{2\tau_{0R}}{\rho}. \quad (12)$$

Обратим внимание, что (12) интегрируется при $n_{0z} = \text{const}$ и $\delta'_z = \text{const}$ — установившееся течение при постоянной ширине радиально-кольцевого канала. Используя выражение (6), продолжим преобразование:

$$\left(-\frac{V_R^2}{R} - \left(\frac{C_u}{R}\right)^2 \frac{1}{R}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) =$$

$$= -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dR} (n_{0z} - 2\delta'_z) - \frac{2\tau_{0R}}{\rho};$$

$$V_R \left(\frac{1}{R} \frac{dC_u}{dR} - \frac{C_u}{R^2} + \frac{C_u}{R^2}\right)(n_{0z} - 2\delta'_z) = \frac{2\tau_{0\alpha}}{\rho};$$

выразим производные и окончательно имеем производные на участке установившегося течения $\delta'_z = \text{const}$

$$\frac{dp}{dR} = \frac{\rho}{R} \left(V_R^2 + \left(\frac{C_u}{R}\right)^2\right) - \frac{2\tau_{0R}}{(n_{0z} - 2\delta'_z)};$$

$$\frac{dC_u}{dR} = -\frac{2\tau_{0\alpha}R}{V_R \cdot \rho(n_{0z} - 2\delta'_z)}; \quad (13)$$

где

$$\frac{C_u}{R} = U;$$

$$C^2 = V_R^2 + U^2;$$

тогда:

$$\frac{dp}{dR} = \frac{\rho C^2}{R} - \frac{2\tau_{0R}}{(n_{0z} - 2\delta'_z)}. \quad (14)$$

Обоснуем некоторые соображения, определяющие содержание коэффициента окружной составляющей скорости φ_u на основе сохранения момента количества движения, другими словами, φ_u учитывает косвенное влияние работы трения центростремительного окружного потока до радиуса R_1 (см. рис. 2).

Расчетная экспериментальная схема представлена на рис. 2.

Определим массовый расход в подводящем канале:

$$m = \rho V = \rho \cdot C_0 \cdot h_0 \cdot b_0, \quad (15)$$

где ρ — плотность; C_0 — расходная скорость в канале; h_0 — высота канала; b_0 — ширина.

Допустим, что $C_0 = \text{const}$ по высоте h_0 , плечо момента количества движения по h_0 изменяется от l_1 до l_2 , тогда момент количества движения во входном сечении запишется как интеграл:

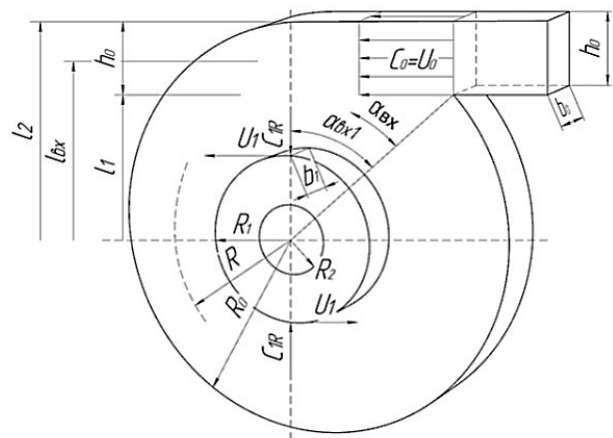


Рис. 2. Расчетная схема момента количества движения
Fig. 2. Calculation scheme of the moment of the amount of motion

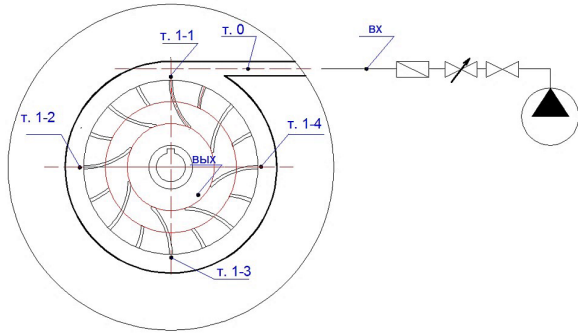


Рис. 3. Расположение контрольных точек
Fig. 3. Location of control points

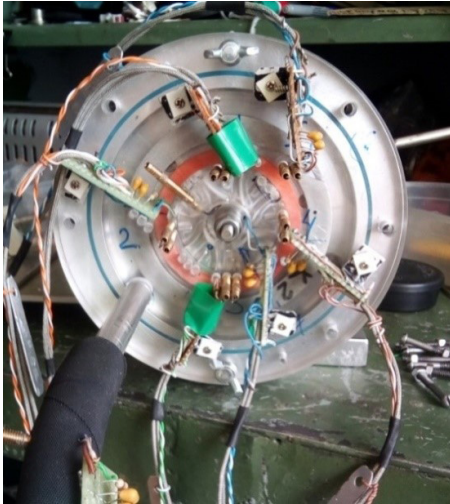


Рис. 4. Общий вид сборки
Fig. 4. General view of the assembly

$$M_0 = \int_{l_1}^{l_2} \rho \cdot C_0^2 \cdot l \cdot b_0 \cdot dl = \rho \cdot C_0 \cdot h_0 \cdot b_0 \cdot C_0 \frac{l^2}{2} \Big|_{l_1}^{l_2}. \quad (16)$$

Подставим пределы интегрирования $l_1 = R_1$; $l_2 = R_1 - h_0$ и учтем (1):

$$M_0 = m \cdot C_0 \cdot \frac{1}{2} (l_2^2 - l_1^2).$$

$$M_0 = \frac{1}{2} m \cdot C_0 (2R_1 - h_0) = m \cdot C_0 \left(R_1 - \frac{h_0}{2} \right). \quad (17)$$

Момент количества движения на текущем радиусе R :

$$M = \dot{m} \cdot U \cdot R,$$

где \dot{m} — массовый расход определяется выражением:

$$\dot{m} = 2\pi R \cdot b \cdot C_R \cdot \rho. \quad (18)$$

Для идеального случая, когда нет момента сил трения, моменты M_0 и M равны:

$$M_0 = M.$$

Подставив выражения для моментов (4), получаем:

$$\frac{1}{2} m \cdot C_0 \cdot h_0 (2R_0 - h_0) = m \cdot C_u \cdot R. \quad (19)$$

Продолжим преобразование, выразим значения окружной составляющей на текущем радиусе через параметры во входном канале:

$$C_{uT} = \frac{C_0 h_0}{R} \left(R_0 - \frac{1}{2} h_0 \right). \quad (20)$$

Или, с учетом:

$$R_0 = l_{вх} + \frac{h_0}{2};$$

$$C_{uT} = \frac{C_0 h_0}{R} \cdot l_{вх}. \quad (21)$$

Для радиуса входа в рабочее колесо R_1 при отсутствии потерь:

$$C_{u1T} = \frac{U_0 h_0}{R_1} \cdot l_{вх}. \quad (22)$$

Коэффициент окружной составляющей скорости определяется:

$$\varphi_u = \frac{C_{u1e}}{C_{u1T}}, \quad (23)$$

где C_{u1e} — действительное (измеренное) значение, C_{u1T} — максимально теоретически возможное.

Действительное значение окружной скорости рассчитывается как среднее по результатам измерений полного и статического давлений и температуры по периферии рабочего колеса микротурбины в четырех точках окружности R_1 (см. рис. 3).

Общий вид сборки представлен на рис. 4.

На рис. 4 показана подводка к термисторам, приемники давления не подключены к измерительным трубкам датчиков давлений.

Предварительная оценка окружной скорости на входе в РК микротурбины необходима для возможности использовать уравнения энергии по периферии РК [1]:

$$\frac{k}{k-1} \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{C_1^2}{2} + \xi_c \frac{C_0^2}{2}, \quad (24)$$

где ξ_c — коэффициент потерь полного напора в сопле; абсолютная скорость на входе в РК:

$$C_1^2 = C_{u1}^2 + C_{R1}^2, \quad (25)$$

расходная составляющая определяется только расчетно:

$$C_{R1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 F_1}, \quad (26)$$

где \dot{m} — массовый расход рабочего тела, ρ_1 — плотность на входе в РК, F_1 — площадь проходного сечения в РК.

Обсуждение результатов

Коэффициент скорости представляет собой параметр, рассчитанный непосредственно по резуль-

татам измерений без дополнительных допущений. По результатам эксперимента в диапазоне изменений геометрических и режимных параметров подводящего устройства микротурбины: h_0 — высота канала; $I_{вх}$ — среднее плечо момента количества движения; R_1 — радиус входа в рабочее колесо; Re — число Рейнольдса на входе, реализуется возможность формирования базы данных для φ_u с целью использования при математическом моделировании и проектировании микротурбины. Кроме того, если предположить, что коэффициент φ_u отражает потери окружной составляющей скорости в радиально-кольцевом подводе (10, 11), остаток энергетических потерь должен коррелироваться с потерями на внезапное расширение.

Выводы и заключение

Использование баз данных по коэффициенту окружной составляющей скорости φ_u (10) и коэффициенту потерь полного давления (11) позволяет однозначно определить полное давление на входе в РК микротурбины при математическом моделировании и проектировании, а также проводить оптимизацию в диапазоне изменений режимных и геометрических параметров микротурбины.

Список литературы

1. Русанов А. В. Математическое моделирование и исследование физических процессов в проточных частях гидротурбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. Т. 4, № 7 (64). С. 42–48.
2. Ибрагимов Д. И., Мороз И. В., Приходько Н. Т. Выбор метода исследования КПД осевых парциальных микротурбин // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2021. № 1 (46). С. 81–86. DOI: 10.24866/2227-6858/2021-1-8.
3. Соломахин Ю. В., Акуленко В. М., Яценко А. А. Характеристики парциальных микротурбин с малым углом выхода сопел // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2017. № 4. С. 100–107. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-4-100-107.
4. Barsi D., Lengani D., Simoni D. [et al.]. Analysis of the Loss Production Mechanism Due to Cavity-Main Flow Interaction in a Low-Pressure Turbine Stage // Journal of Turbomachinery. 2022. Vol. 144, № 91. DOI: 10.1115/1.4053745.
5. Morani M., Simao M., Gazur I. [et al.]. Pressure Drop and Energy Recovery with a New Centrifugal Micro-Turbine: Fundamentals and Application in a Real WDN // Energies. 2022. № 15 (4). 1528. DOI: 10.3390/en15041528.
6. Kosowski K., Piwowski M., Stepien R. [et al.]. Design and Investigations of a Micro-Turbine Flow Part // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference & Exposition. 2012. DOI: 10.1115/GT2012-69222.
7. Ascanio-Villabona J.G., Del Portillo-Valdes L.A., Lengerke-Perez O. [et al.]. Analysis of the Energy Potential of a Tangential Microturbine for Application in a Passivhaus Environment // Recent Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy. 2021. P. 181–195. DOI: 10.1007/978-3-030-72212-8_14.
8. Фершалов М. Ю., Фершалов А. Ю., Ибрагимов Д. И. [и др.]. Влияние угла атаки на эффективность рабочих колес сверхзвуковых микротурбин // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2018. № 2 (35). С. 43–48. DOI: 10.5281/zenodo.1286015.
9. Юртаев А. А. Экспериментальный стенд для исследования проточных частей микротурбин // Евразийский союз ученых. 2014. № 6-3. С. 146–149.

10. Пугачук А. С., Мюллер Д. В., Чернышев А. В. Проектирование лопаточных колес микротурбинных установок на основе прототипов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 3. С. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-40-46.
11. Fershalov Yu. Ya., Fershalov M. Yu., Fershalov A. Yu. Energy Efficiency of Nozzles for Axial Microturbines // Procedia Engineering. International Conference on Industrial Engineering ICIE. 2017. № 206. P. 499–504. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.507.
12. Pasche S., Gallaire F., Avellan F. Origin of the synchronous pressure fluctuations in the draft tube of Francis turbines operating at part load conditions // Journal of Fluids and Structures. 2019. № 86. P. 13–33. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2019.01.013.
13. Куропатенко В. Ф. Модели механики сплошных сред: моногр. Челябинск: Изд-во Челябинского гос. ун-та, 2007. 303 с.
14. Saha A., Chowdhury S., Chowdhury S. [et al.]. Modeling and Performance Analysis of Microturbine as Distributed Energy Resource // IEEE Transactions on Energy Conversion. № 24. 2009. DOI: 10.1109/TEC.2009.2016123.
15. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / пер. Г. А. Вольперта. Москва: Наука, 1969. 744 с.

КИШКИН Александр Анатольевич, доктор технических наук, профессор (ВАК), заведующий кафедрой «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева (СибГУ им. М. Ф. Решетнева), г. Красноярск.

SPIN-код: 9919-8708

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

Адрес для переписки: 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 (SCOPUS): 6506922319

Адрес для переписки: delkov-mx01@mail.ru

ШЕВЧЕНКО Юлия Николаевна, аспирант кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

Адрес для переписки: gift_23j@mail.ru

АБДУЛЛАЕВ Мухадамин Уктамович, аспирант кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

Для цитирования

Кишкин А. А., Делков А. В., Шевченко Ю. Н., Абдуллаев М. У. Коэффициент скорости тангенциального подвода дозвуковой центробежной турбины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 78–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-78-84.

Статья поступила в редакцию 14.04.2022 г.

© А. А. Кишкин, А. В. Делков, Ю. Н. Шевченко, М. У. Абдуллаев

VELOCITY COEFFICIENT OF TANGENTIAL SUPPLY OF SUBSONIC CENTRIPETAL TURBINE

A. A. Kishkin, A. V. Delkov, Yu. N. Shevchenko, M. U. Abdullaev

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Russia, Krasnoyarsk, Krasnoyarsky Rabochy Av., 31, 660037

Today, in the spectrum of tasks solved by orbital spacecraft, there is a direction associated with an increase in both functional and thermal power radiated by the thermal control system into outer space. At thermal power more than 7 kW, there is a shortage of heat-radiating surfaces. The problem can be solved in three directions: increasing the temperature of the radiating surface; unfolding additional surfaces; utilization of thermal energy in the organic Rankine cycle. The key link in the implementation of the cycle is the modeling and design of a low-potential jet microturbine. When modeling the working process of such a turbine, a preliminary assessment of energy losses during the formation of a circumferential flow at the impeller inlet is necessary. One of the parameters determining part of the losses is the velocity coefficient φ_v . This work is devoted to the theoretical substantiation and method of experimental determination of the coefficient in the range of geometric and regime parameters of the tangential supply of a subsonic centripetal turbine.

Keywords: jet microturbine, Rankine cycle, geometric and operating parameters, tangential approach, subsonic centripetal turbine, flow energy.

References

1. Rusanov A. V. Matematicheskoye modelirovaniye i issledovaniye fizicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh gidroturbin [Mathematical modeling and studying of physical processes in hydraulic turbine settings] // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013. Vol. 4, no. 7 (64). P. 42–48. (In Russ.).
2. Ibragimov D. I., Moroz I. V., Prikhod'ko N. T. Vybora metoda issledovaniya KPD osevykh partsial'nykh mikroturbin [Selection of a method for studying the efficiency of axial partial microturbines] // Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta. *FEFU: School of Engineering Bulletin*. 2021. No. 1 (46). P. 81–86. DOI: 10.24866/2227-6858/2021-1-8. (In Russ.).
3. Solomakhin Yu. V., Akulenko V. M., Yatsenko A. A. Kharakteristiki partsial'nykh mikroturbin s malym uglom vykhoda sopel [Characteristics of partial microturbines with nozzles having small outlet angle] // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2017. No. 4. P. 100–107. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-4-100-107. (In Russ.).
4. Barsi D., Lengani D., Simoni D. [et al.]. Analysis of the Loss Production Mechanism Due to Cavity-Main Flow Interaction in a Low-Pressure Turbine Stage // *Journal of Turbomachinery*. 2022. Vol. 144, no. 91. DOI: 10.1115/1.4053745. (In Engl.).
5. Morani M., Simao M., Gazur I. [et al.]. Pressure Drop and Energy Recovery with a New Centrifugal Micro-Turbine: Fundamentals and Application in a Real WDN // *Energies*. 2022. No. 15 (4). 1528. DOI: 10.3390/en15041528. (In Engl.).
6. Kosowski K., Piwowarski M., Stepien R. [et al.]. Design and Investigations of a Micro-Turbine Flow Part // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference & Exposition*. 2012. DOI: 10.1115/GT2012-69222. (In Engl.).
7. Ascanio-Villabona J. G., Del Portillo-Valdes L. A., Lengerke-Perez O. [et al.]. Analysis of the Energy Potential of a Tangential Microturbine for Application in a Passivhaus Environment // *Recent Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*. 2021. P. 181–195. DOI: 10.1007/978-3-030-72212-8_14. (In Engl.).
8. Fershalov M. Yu., Fershalov A. Yu., Ibragimov D. I. [et al.]. Vliyaniye ugla ataki na effektivnost' rabochikh koles sverkhzvukovykh mikroturbin [The influence of the angle of attack on the efficiency of supersonic microturbines rotors] // *Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta. FEFU: School of Engineering Bulletin*. 2018. No. 2 (35). P. 43–48. DOI: 10.5281/zenodo.1286015. (In Russ.).
9. Yurtayev A. A. Eksperimental'nyy stand dlya issledovaniya protochnykh chastey mikroturbin [Experimental stand for the study off low parts of microturbines] // *Evraziyskiy soyuz uchenykh. Eurasian Union of Scientists*. 2014. No. 6-3. P. 146–149. (In Russ.).
10. Pugachuk A. S., Muller D. V., Chernyshev A. V. Proyektirovaniye lopatochnykh koles mikroturbinnykh ustanovok na osnove prototipov [Designing blade wheels for microturbine plants based on prototypes] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 3. P. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-40-46. (In Russ.).
11. Fershalov Yu. Ya., Fershalov M. Yu., Fershalov A. Yu. Energy Efficiency of Nozzles for Axial Microturbines // *Procedia Engineering. International Conference on Industrial Engineering ICIE*. 2017. No. 206. P. 499–504. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.507. (In Engl.).
12. Pasche S., Gallaire F., Avellan F. Origin of the synchronous pressure fluctuations in the draft tube of Francis turbines operating at part load conditions // *Journal of Fluids and Structures*. 2019. No. 86. P. 13–33. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2019.01.013. (In Engl.).
13. Kuropatenko V. F. Modeli mekhaniki sploshnykh sred [Models of continuum mechanics]. Chelyabinsk, 2007. 303 p. (In Russ.).
14. Saha A., Chowdhury S., Chowdhury, S. [et al.]. Modeling and Performance Analysis of Microturbine as Distributed Energy

Resource // IEEE Transactions on Energy Conversion. No. 24. 2009. DOI: 10.1109/TEC.2009.2016123. (In Engl.).

15. Shlikhting G. Teoriya pogrannichnogo sloya [Boundary-layer theory] / trans. G. A. Volperta. Moscow, 1969. 744 p. (In Russ.).

KISHKIN Aleksandr Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Dean of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technologies, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-8708

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

Correspondence address: spsp99@mail.ru

DELKOV Aleksandr Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technologies, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 4278-2740

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

Correspondence address: delkov-mx01@mail.ru

SHEVCHENKO Yulia Nikolaevna, Graduate Student of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technologies, Krasnoyarsk.

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

Correspondence address: gift_23j@mail.ru

ABDULLAEV Mukhadamin Uktamovich, Graduate Student of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technologies, Krasnoyarsk.

For citations

Kishkin A. A., Delkov A. V., Shevchenko Yu. N., Abdullaev M. U. Velocity coefficient of tangential supply of subsonic centripetal turbine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 78–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-78-84.

Received April 14, 2022.

© A. A. Kishkin, A. V. Delkov, Yu. N. Shevchenko,
M. U. Abdullaev