

УДК 620.9

Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-1-126-142

**Для цитирования:** Энергетика тангенциального подводящего устройства микротурбины системы терморегулирования перспективного космического аппарата / Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин, А. А. Зуев и др. // Сибирский аэрокосмический журнал. 2024. Т. 25, № 1. С. 126–142. Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-1-126-142.

**For citation:** Shevchenko Yu. N., Kishkin A. A., Zuev A. A. et al. [Power engineering of the tangential supply device of the microturbine of the thermal control system of a promising spacecraft]. *Siberian Aerospace Journal*. 2024, Vol. 25, No. 1, P. 126–142. Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-1-126-142.

## Энергетика тангенциального подводящего устройства микротурбины системы терморегулирования перспективного космического аппарата

Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин\*, А. А. Зуев, А. В. Делков, Д. А. Жуйков

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева  
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31  
\*E-mail: spsp99@mail.ru

*В настоящей работе представлен обзор современной технической проблемы, связанной с двухфазными системами терморегулирования космических аппаратов, и возможные технические приложения рекуперации тепловой энергии в органическом цикле Ренкина как составной части систем обеспечения теплового режима. Конструктивное решение подразумевает собой интегрирование паровой микротурбины за радиатором-испарителем. Микротурбина представляет собой тангенциальное подводящее устройство и радиально центробежное рабочее колесо низкой скорости  $n_{st} < 40$ . В этой области не существует достоверных данных по проектированию и энергетике как подводящего устройства, так и рабочего колеса. Энергетика (потери энthalпии) подводящего устройства определяет в основном транспорт закрученного потока к рабочему колесу и, как следствие, окружную работу на турбине. Разработан и представлен прототип радиальной микротурбины с целью оценки конструктивного исполнения проточной части как подводящего устройства, так и рабочего колеса. В результате анализа выделены основные определяющие гидродинамические участки, необходимые для гидродинамического анализа и математической проработки алгоритма расчета течений с оценкой энергетических потерь: течение закрученного потока радиально-кольцевой щели; осе-кольцевой щели и тангенциального подводящего устройства. Первые два алгоритма предполагают расчетное моделирование. Модель энергетических потерь в тангенциальном подводящем устройстве не поддается аналитическому моделированию, поскольку включает в себя последовательность (или совместность) течения в граничных условиях, определяемых как «местные сопротивления»: внезапное расширение, разворот потока, совместно с участком радиально окружного течения. Взаимовлияние этих граничных условий предполагает только экспериментальную оценку энергетических потерь в тангенциальном подводящем устройстве через коэффициент потерь местного сопротивления в диапазоне изменения геометрических и режимных параметров.*

*В результате экспериментальных исследований предложена база данных по коэффициенту потерь тангенциальных подводящих устройств микротурбины в области практического диапазона существования режимных и конструктивных параметров.*

*Ключевые слова:* турбины реактивные, центробежные, коэффициент потерь полной энергии, тангенциальные подводящие устройства, рабочее колесо, окружная работа на турбине, цикл Ренкина, низкокипящее рабочее тело.

## Power engineering of the tangential supply device of the microturbine of the thermal control system of a promising spacecraft

Yu. N. Shevchenko, A. A. Kishkin<sup>\*</sup>, A. A. Zuev, A. V. Delkov, D. A. Zhuikov

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology  
31, Krasnoyarskii rabochii prospekt, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation  
<sup>\*</sup>E-mail:spsp99@mail.ru

*This paper presents an overview of the current technical problem related to two-phase spacecraft thermal control systems and possible technical applications of thermal energy recovery in the organic Rankine cycle as an integral part of thermal management systems. The design solution involves the integration of a steam microturbine behind an evaporator radiator. The microturbine is a tangential supply device and a radially centripetal impeller of low speed  $n_{st} < 40$ . In this area, there is no reliable data on the design and energy of both the supply device and the impeller. The energy (loss of enthalpy) of the supply device mainly determines the transport of the swirling flow to the impeller and, as a result, the circumferential operation on the turbine. A prototype of a radial microturbine has been developed and presented in order to evaluate the design of the flow part of both the supply device and the impeller. As a result of the analysis, the main determining hydrodynamic areas necessary for hydrodynamic analysis and mathematical elaboration of the flow calculation algorithm with an assessment of energy losses are identified: the flow of a swirling flow of a radial-annular slit; axial-annular slit and tangential supply device. The first two algorithms assume computational modeling, the model of energy losses in a tangential supply device is not amenable to analytical modeling because it includes a sequence (or compatibility) of flows under boundary conditions defined as "local resistances": the sudden expansion, reversal of the flow, together with a section of radially circumferential flow, the mutual influence of these boundary conditions assumes only an experimental assessment of energy losses in a tangential supply device through the loss coefficient of local resistance in the range of changes in geometric and operating parameters.*

*As a result of experimental studies, a database has been proposed on the loss coefficient of tangential microturbine supply devices in the field of the practical range of the existence of operating and design parameters.*

*Keywords: jet turbines, centrifugal turbines, total energy loss coefficient, tangential supply devices, impeller, circumferential turbine operation, Rankine cycle, low-boiling working fluid.*

### Введение

Анализ информации о современных зарубежных разработках в области использования двухфазных контуров (ДФК) на космическом аппарате (КА), имеющих высокое энергопотребление, показывает техническую перспективность использования их в системах терморегулирования. В числе КА с использованием фазового перехода в системах терморегулирования упоминаются «Эврика», «Колумб» NASA, на которых были успешно проведены натурные испытания высокоэффективных двухфазных модулей. На КА COMET (NASA) обеспечение теплового режима индивидуальных теплонапряженных блоков полезной нагрузки осуществляется с помощью систем терморегулирования (СТР) на капиллярных насосах. На КА STENTOR (NASA) в СТР также используются капиллярные насосы в раскрывающейся конструкции излучательно-го радиатора. Проведенные натурные испытания на этих КА показали высокую эффективность СТР на базе двухфазных контуров.

Применение генерации с использованием контуров на низкокипящих рабочих телах на кораблях для дальних космических полетов для их энергообеспечения было предложено в СССР еще в 70-е гг. прошлого века. В качестве источника тепла для силового паротурбинного цикла использовались унифицированные модули радиоизотопного источника (Pu-238) [1]. Результатом исследований стала установка номинальной мощности 1,3 кВт, массы 205 кг и оснащенная

холодильником-излучателем площадью 10,8 м<sup>2</sup>. На стендовых испытаниях массовый расход через контур достигал 0,0107 кг/с. Установка проработала 20 ч. За это время существенных отклонений параметров не было выявлено.

Для решения задач по терморегулированию перспективных крупногабаритных КА и станций с увеличенным энерговооружением при необходимости снижения относительных массы и размеров СТР КА наиболее перспективный путь – это создание базовых элементов интегрированных СТР КА с ДФК, как наиболее эффективной по сравнению с существующими в настоящее время в отечественной и в зарубежной практике средствами терморегулирования. При существующих системах необходимо значительно увеличивать площади наружных радиаторов-излучателей, что приводит к увеличению их массы и габаритов. Совмещение системы терморегулирования с паровой турбиной позволяет отводить часть энергии через паровую турбину в систему энергоснабжения, что уменьшает тепловую нагрузку на радиатор-излучатель. Проблема радиаторов-излучателей возникает при ограниченных возможностях размещения их под обтекателем ракеты-носителя на участке выведения КА на орбиту.

### Основное техническое предложение

Содержание технического решения определяется в соответствии с источниками [2–4]:

– прямой цикл на низкокипящих телах с выработкой механической энергии. В качестве источника энергии используется внутренний источник тепла КА – тепло, выделяемое работающими приборами и установками. В традиционной схеме это тепло отводится в космос с помощью холодильников-излучателей. Предлагаемый вариант позволяет экономить энергоресурсы и вырабатывать механическую энергию, а также сократить площади холодильников-излучателей;

– прямой цикл на низкокипящих телах с выработкой механической энергии с использованием в качестве источника солнечного тепла, снимаемого с солнечных панелей. В связи со сравнительно низкими равновесными температурами панелей имеет низкую эффективность, однако позволяет использовать солнечное излучение в более широком инфракрасном (тепловом) диапазоне. Установки, изготовленные по этому способу, не подвержены старению и деградации характеристик (по сравнению с солнечными батареями);

– то же, что и в предыдущем пункте, с применением солнечных концентраторов параболического типа. Позволяет получить высокие температуры, а значит и высокую эффективность установки. Однако в этом случае необходимо решить проблему высоких перепадов давления рабочего тела в системе.

### Конструктивная схема микротурбины

В теории турбостроения в основном используется соотношение для расчета и проектирования ступени турбин высокой быстроходности  $n_{st} = 24$  как осевой, так и радиально-центростремительной схемы [2; 5–9]. Этой теме посвящены большая часть литературы, касающейся различных отраслей турбостроения: турбины большой электрогенерации (электростанции), турбины транспортных устройств (летательные аппараты, наземный, железнодорожный транспорт, различные устройства специального назначения и т. п.). Большая часть турбин проектируется как ступени активного типа большой мощности, больше 100 кВт. В области распределенной энергетики и практического использования низкопотенциального бросового тепла используются турбины радиально-центростремительного типа мощностью менее 100 кВт с коэффициентом быстроходности  $n_{st} = 60$  [4; 6; 10]. В основном применяется соотношение газовой динамики на сверхкритических (сверхзвуковых) перепадах давлений и температур. Тема расчетов конструкций и оптимизации параметров изложена достаточно объемно. Для диапазона низкой быстроходности  $n_{st} < 60$  тема недостаточна раскрыта в части инженерных расчетных приложений, что вызывает очевидные трудности при моделировании подобных объектов мощностью меньше 100 кВт. На сегодняшний момент для утилизации энергии газотранспортных

систем и систем добычи углеводородов используются турбины различных специальных конструкций: в том числе вихревые, безлопаточные – центробежные и т. п. [7].

В нашем случае турбины мощностью менее 1 кВт можно идентифицировать (классифицировать) как микротурбины малой быстроходности, размерности и мощности [11]. Вопрос оптимального проектирования и выбора типа турбины остается открытым из-за низкого КПД тихоходных турбомашин, имеющего сходные значения для микротурбин лопаточно-осевого и радиального типа, лабиринтно-вихревых, дисковых турбин, турбин центробежных и центростремительного типа и т. п. Отдать предпочтение какому-то типу на данном этапе невозможно. Стоит отметить, что для турбин как активного, так и реактивного типа важнейшим элементом, формирующим окружное направление потока, обеспечивающего окружную работу рабочего колеса, является сопловой или направляющий аппарат для быстроходных турбин, выполненных в виде сопловых решеток (в лопаточном венце). Для тихоходных и малорасходных машин выполняется одно сопло (сопловой тангенциальный канал) [2]. Диапазон выходной мощности по техническому заданию заказчика составляет от 100 до 1000 Вт на дозвуковом перепаде рабочего тела (пара), при перепаде температур не более 60 °С с ограничением оборотов до 5000 об/мин из-за требований высокого ресурса. При таких данных не стоит ожидать высоких КПД, сравнимых с КПД турбин большой энергетики. Задача оптимального проектирования с целью наивысшего достижения КПД является актуальной. Для постановки задач исследования спроектирован и изготовлен прототип микротурбины с генератором с характерными элементами конструкций на базе центростремительного рабочего колеса детандера (рис. 1).

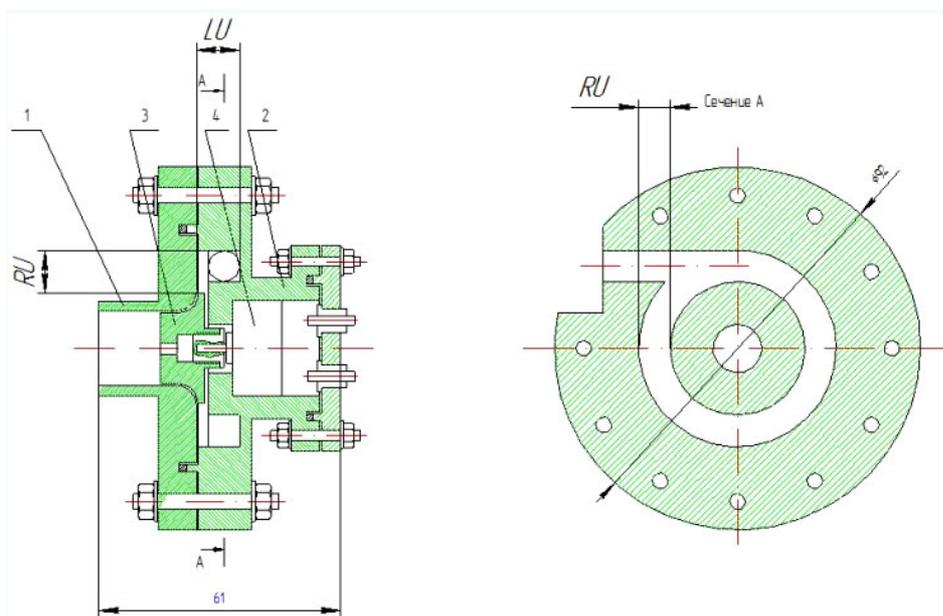


Рис. 1. Прототип микро турбогенератора:  
1 – крышка; 2 – корпус микротурбины с тангенциальным подводящим устройством; 3 – рабочее колесо; 4 – генератор

Fig. 1. Prototype of a microturbo generator:  
1 – cover; 2 – microturbine housing with tangential supply device;  
3 – impeller; 4 – generator

Из конструкции видно, что тангенциальный канал является основным элементом, формирующим окружное течение потока. Конструктивно следует выделить область радиально-окружного потока RU и осе-окружного потока LU. Общий вид турбогенератора показан на рис. 2.

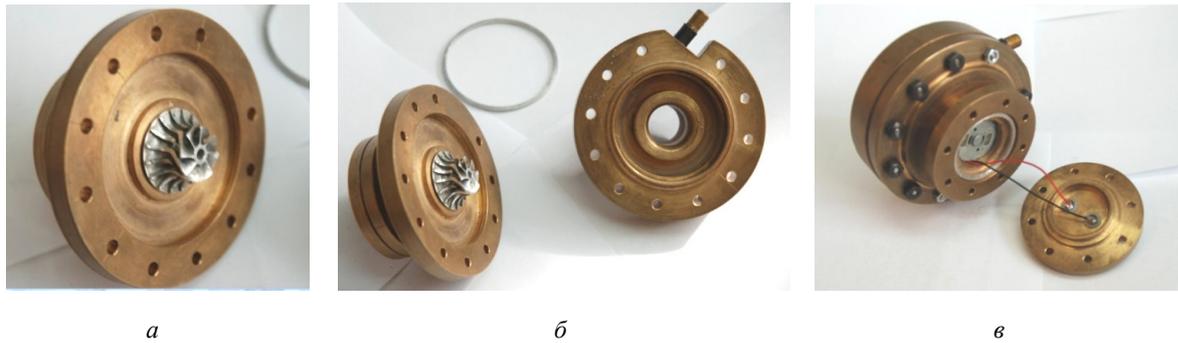


Рис. 2. Вид на рабочее колесо со стороны крышки (а); крышка и корпус генератора (б); вид со стороны крышки генератора (в)

Fig. 2. View of the impeller from the cover side (a); cover and housing of the generator (b); view from the side of the generator cover (c)

### Цель и постановка задачи исследования

Существующие на сегодняшний день конструкции СТР автономных КА с длительным сроком активного существования (до 15 лет) используют практически весь спектр известных конструкторских решений: естественную теплопроводность от источника до радиатора-излучателя в черный космос; сложную конструкцию системы транспортных тепловых труб; жидкостно-контурную передачу тепла с южной на северную панель, ДФК с динамической (насосной) системой подачи в контуре до контурной тепловой трубы. Указанный перечень в последовательности обеспечивает рост массоэнергетической характеристики системы СТР [12]. Следует отметить, что габариты северной и южной панелей определяются площадью испарителя и конденсатора СТР, интегрированных в сотопанели, и определяют, в основном, габариты и силовую схему КА в целом. Следующий логический шаг – рекуперация электрической энергии в системе двухфазной СТР на основе органического цикла Ренкина с целью снижения тепловой нагрузки на конденсатор-излучатель. Самым важным узлом такой системы является турбопривод, состоящий из подводящего устройства, обеспечивающего поле скоростей и давлений на входе в последующее рабочее колесо турбины. Для турбин малой быстроходности с малорасходным парциальным подводом характерна значительная несимметричность полей термодинамических параметров, приводящая к значительным отклонениям в результатах расчета по методикам полноразмерных агрегатов. В соответствии с изложенным, следуя поставленной цели повышения массоэнергетических характеристик двухфазных СТР за счет применения турбогенератора в цикле Ренкина, необходимо решить следующие задачи:

- разработать и изготовить комплект типоразмеров подводящих устройств с целью получения энергетических характеристик в диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров;
- провести экспериментальные исследования энергетических характеристик подводящих устройств с оформлением базы данных по основным конструктивным и режимным параметрам.

### Методика проведения энергетических и частичных балансовых испытаний микротурбин

Энергетические испытания проводятся с элементами балансовых испытаний, возможных на материальной части физического макета с дополнительной установкой измерительных (станций) постов:  $p^*$  – полного давления;  $p$  – статического;  $T_{\text{изм}}$  – измеренной равновесной температуры.

Расположение постов (измерительных станций), с целью коррекции расчетного алгоритма, полностью совпадает с принятой расчетной схемой (рис. 3).

Последовательности постов измерений соответствует:

– пост измерений перед входом в канальном подводе  $p_2^*$ ,  $p_{вх}^*$ ,  $T_{вх}^* = T_{вх}$ ;

– в канале подводящего устройства  $p_0$ ,  $p_0^*$ ,  $T_{0изм}$ ;

– на выходе из канального подводящего устройства, на входе в рабочее колесо  $p_1$ ,  $p_{1u}^*$ ,  $T_{1изм}$ ,  
где  $p_{1u}^*$  – измеряется в окружном направлении;

– на выходе из рабочего колеса на радиусе  $R_2$ ,  $p_2$ ,  $p_{2u}^*$ ,  $T_{1изм}$ .

Поскольку технически сложно разместить приемник полного давления на радиусе  $R_1$ , продувка канальных подводящих устройств проводится в специальном приспособлении, без рабочего колеса, на радиусе входа в рабочее колесо. При необходимости эти испытания согласуются по  $p_1$  – статическому давлению при энергетических испытаниях.

Методика обработки результатов на участке /вх – о/.

Измеряемое  $p_{вх}^*$ ,  $T_{вх}^*$ ,  $p_0$ ,  $p_0^*$ ,  $T_{0изм}$ ,  $M_0$ ,  $T_0$ ,  $\tau_{f0}$ ,  $C_0$ .

Дополнительно рассчитывает массовый расход двумя способами для исключения промаха.

$$\square \quad m = \rho_0 \cdot C_0 \cdot F_0 = \rho_0 \cdot F_0 \cdot m \cdot q_{f0}, \quad (1)$$

где

$$m = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{1}{R}}, \quad (2)$$

$$q_{f0} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \frac{M_0}{\left( 1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_0 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}. \quad (3)$$

$F_0 = h_0 \cdot b_0$  – площадь проходного сечения канала подводящего устройств.

Коэффициент потерь  $\zeta_{вх}$  рассчитывается:

$$\frac{2}{C_0} \cdot \frac{k}{(k-1)} \left( \frac{p_{вх}^*}{\rho_{вх}} - \frac{p_0^*}{\rho_0} \right) = \zeta_{вх}. \quad (4)$$

Методика обработки результатов на участке /0 – 1/.

Измеренные:  $p_{1u}^*$ ,  $p_1$ ,  $T_{1изм}$ .

Известны:  $p_0$ ,  $p_0^*$ ,  $T_{0изм}$ .

Рассчитываются по выражениям для окружной составляющей  $C_{1u}$ :

$$M_{1u}, T_{1u}, \tau_{f1}, C_{1u}, p_u, T_{1u}^*. \quad (5)$$

Параметры рассчитаны по окружной составляющей  $C_{1u}$ , необходима коррекция:

$$C_1 = \sqrt{C_{1u}^2 + C_{1R}^2}. \quad (6)$$

где  $C_{1R}$  – радиальная составляющая абсолютной скорости на входе – определяется в первом приближении  $p_1 = p_{1u}$  и

$$C_{1R} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot F_2} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot 2\pi R_1 \cdot b_1}, \quad (7)$$

где  $\dot{m}$  (1).

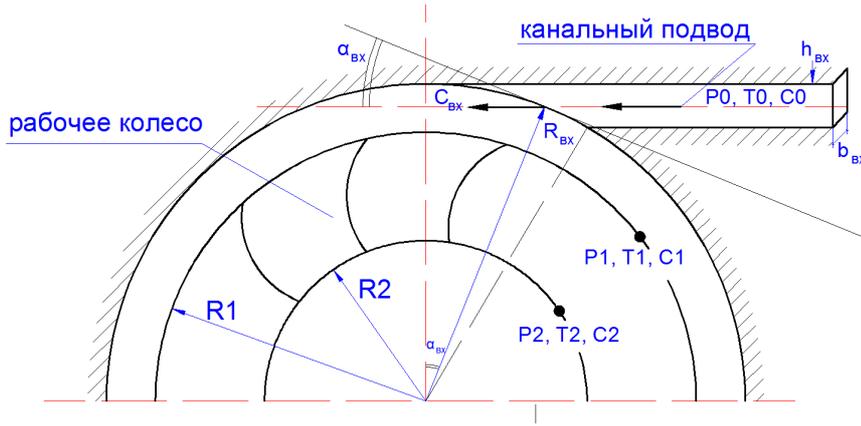


Рис. 3. Расчетная схема радиальной ступени

Fig. 3. Design scheme of the radial stage

Корректируется полное давление:

$$p_1^* = p_1 + \frac{C_1^2}{2} \cdot \frac{k-1}{k}. \quad (8)$$

И совершается прогон пока:

$$\frac{C_{1i+1} - C_{1i}}{C_{1i+1}} \leq 0,01.$$

При известных  $C_1, C_{1u}, C_{1R}$  рассчитывается угол абсолютной скорости:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1R}}{C_{1u}}. \quad (9)$$

Угол относительной скорости:

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1R}}{C_{1u} - U_1} = \arctg \frac{C_{1R}}{(C_{1u} - \omega_1 \cdot R_1)}, \quad (10)$$

$$W_1 = \frac{|C_{1u} - U_1|}{\cos \beta_{1л}}$$

Угол атаки:

$$i = \beta_{1л} - \beta_1, \quad (11)$$

где  $\beta_{1л}$  – конструктивный параметр.

Коэффициент потерь сопла (подводящего аппарата):

$$\zeta_{C_0} = \left( \frac{p_0^*}{\rho_0} - \frac{p_1^*}{\rho_1} \right) \cdot \frac{2}{C_0^2} \cdot \frac{k}{(k-1)}. \quad (12)$$

### Описание и конструктивные особенности исследуемых канальных подводящих устройств

Экспериментальная продувка канальных подводящих устройств производилась в специальном приспособлении, имитирующем энергетическую установку и позволяющем производить измерения по шести измерительным постам, согласно схеме (рис. 4).

Измерительный пост на входе  $p_{вх}, T_{вх}$ , измерительный пост в канале подводящего устройства  $p_0 T_0$  и четырех измерительных постах на радиусе рабочего колеса  $p_1 T_1, p_2 T_2, p_3 T_3, p_4 T_4$ . На посту  $p_2 T_2$  измерения не производились, пост резервный. На каждом посту измерялись полное давлe-

ние ( $p^*$ ) приемником полного давления и статическое давление ( $p_{ст}$ ) приемником статического давления, равновесная измеренная температура ( $t$ ) – термопарой.

Экспериментальная установка с размещенными приемниками полного и статического давления показана на рис. 5.

Для геометрических параметров используются следующие определения и расчетные соотношения:

–  $l_{вх}$  – плечо момента количества движения, где:

$$l_{вх} = R_{вх} - h / 2;$$

–  $d_{г.эКВ}$  – диаметр горла эквивалентный, где

$$d_{г.эКВ} = \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot h}{\pi}};$$

–  $\varepsilon$  – степень парциальности, где

$$\varepsilon = \frac{\alpha_{вх}}{2\pi}, \quad \alpha_{вх} = \arccos \frac{R_{вх} - h}{R_{вх}};$$

$Re_0$  – число Рейнольдса по скорости  $C_0$ , где

$$Re_0 = \frac{C_0 \cdot d_{г.эКВ}}{\nu};$$

$Re_{\omega}$  – число Рейнольдса по окружной скорости, где

$$Re_{\omega} = \frac{C_0 l_{вх}}{\nu} = \frac{\omega \cdot l_{вх}^2}{\nu};$$

–  $l_{вх}/R_{1k}$  – относительное плечо момента количества движения, где  $R_{1k} = 24$  мм – радиус входа в рабочее колесо микротурбины.

Спиральное подводящее устройство формируется совмещением двух радиусов профилирования  $R_1$  и  $R_2$  со смещением центров профилирования на величину  $\Delta$ .

Обмеряемые параметры спирального подводящего устройства микротурбин:

$b = 3,5$  мм – ширина канала;

$D$  – внешний максимальный диаметр;

$\delta$  – расстояние от  $D$  до верхней (ближней от  $D$ ) поверхности канала  $h$ ;

$L_1$  – максимальной расстояние по линии диаметра  $D$ ;

$h$  – ширина входного канала;

$R_1$  – больший радиус профилирования;

$R_2$  – меньший радиус профилирования;

$\Delta$  – смещение центров профилирования;

$\varepsilon$  – степень парциальности;

$l_{вх}$  – плечо входного канала по средней линии;

$h/R_{1k}$  – относительная ширина входного канала;

$l_{вх}/R_{1k}$  – относительное плечо входа.

$$d_{г.эКВ} = \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot h}{\pi}}.$$

Выражения для обсчета спирального подводящего устройства по результатам обмера:

$$L_1 = R_1 + R_2 + 2\Delta;$$

$$\Delta = 0,5h + \delta + 0,5L_1 \cdot 0,5D,$$

$$R_1 = D - 2\delta - 0,5h - 0,5L_1,$$

$$R_2 = 0,5(L_1 - h),$$

$$l_{\text{вх}} = 0,5D - \delta - 0,5h,$$

$$\alpha_{\text{вх}} = \arccos \frac{l_{\text{вх}} - 0,5h}{l_{\text{вх}} + 0,5h},$$

$$\varepsilon = \frac{\alpha_{\text{вх}}}{2\pi}.$$

Выражения для обьсчета кольцевого поводящего устройства:

$$R_1 = \frac{L_1}{2},$$

$$l_{\text{вх}} = 0,5L_1 - 0,5h,$$

или

$$l_{\text{вх}} = R_1 - \frac{h}{2}.$$

Приняты следующие обозначения для сборников *C* – спиральный, первая цифра в обозначении: высота *h* в мм. Вторая цифра в обозначении: *l<sub>вх</sub>* плечо момента количества движения в мм (округлено). Например: *C6–39* – спиральный *h* = 6 мм, *l<sub>вх</sub>* ≈ 39 мм; *K6–32* – кольцевой *h* = 6 мм, *l<sub>вх</sub>* ≈ 32 мм.

Согласно обозначениям, количественные значения параметров 19 спиральных и 13 кольцевых подводящих устройств представлены в табл. 1.

Таблица 1

Диапазон конструктивных параметров спиральных и кольцевых подводящих устройств

Обозначение	<i>h</i> (мм)	<i>l<sub>вх</sub></i> (мм)	<i>d<sub>гквб</sub></i> (мм)	<i>l<sub>вх</sub></i> / <i>R<sub>1к</sub></i>	<i>h</i> / <i>R<sub>1к</sub></i>
<i>C2...6–28...39</i>	2–6	28–38,9	3–5,2	1,16–1,62	0,083–0,25
<i>K2...6–25...32</i>	2–6	25–32	3–5,2	1,04–1,33	0,083–0,25

Диапазон изменения геометрических параметров в безразмерном (относительном) виде (22 конструктивные сборки):

$Re_0 = 10000–60000 = 1 - 6 \cdot 10^4$  – число Рейнольдса по скорости *C<sub>0</sub>*;

$l_{\text{вх}}/R_{1к} = 0,97–1,62$  – относительное плечо входа;

$h/R_{1к} = 0,083–0,25$  – относительная ширина входного канала;

*b* = 3,5 мм – ширина канала;

*R<sub>1к</sub>* = 24 мм – радиус входа в рабочее колесо микротурбины.

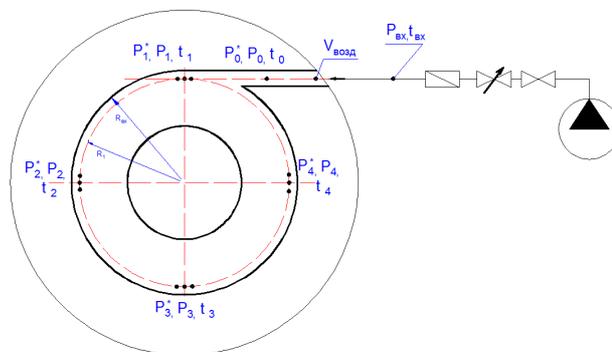


Рис. 4. Схема расположения датчиков в испытательной системе

Fig. 4. The layout of the sensors in the test system

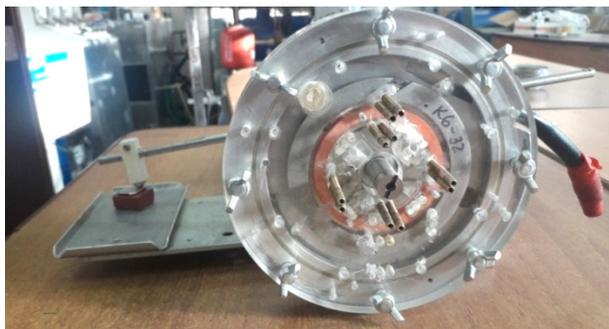


Рис. 5. Экспериментальная установка с приемниками полного и статического давления

Fig. 5. Experimental installation with full and static pressure receivers

### Методика обработки экспериментальных испытаний тангенциального подвода дозвуковой центростремительной турбины

Для разработки математической модели и алгоритма расчета центростремительной микро-турбины, применяющейся для утилизации тепловой мощности КА, 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; 1 – параметры на входном диаметре во входном канале устройства. Для обработки экспериментальных данных помимо коэффициента потерь энергии  $\zeta_{01}$  удобно воспользоваться коэффициентом окружной составляющей скорости  $\varphi_u$  [13–15].

Обоснуем некоторые соображения, определяющие содержание коэффициента окружной составляющей скорости.

Определим массовый расход в подводящем канале:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = C_0 \cdot h_0 \cdot b_0, \quad (13)$$

где  $\rho$  – 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 сечением запишется как интеграл:

$$M_0 = \int_{l_1}^{l_2} \rho \cdot C_0^2 \cdot l \cdot b_0 \cdot dl = \rho \cdot C_0 \cdot h_0 \cdot b_0 \cdot C_0 \frac{l^2}{2} \Big|_{l_1}^{l_2}. \quad (14)$$

Подставим пределы интегрирования  $l_2 R_0$ ;  $l_1 = R_0 - h_0$  и учтем (13):

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

$$M_0 = \frac{1}{2} \dot{m} \cdot C_0 (2R_0 h_0 - h_0^2) = \dot{m} \cdot C_0 h_0 \left( R_0 - \frac{h_0}{2} \right). \quad (15)$$

Теоретический момент количества движения на текущем радиусе  $R$ :

$$M_T = \dot{m} \cdot U_T \cdot R, \quad (16)$$

где  $\dot{m}$  – массовый расход определяется выражением:

$$\dot{m} = 2\pi R \cdot b \cdot C_R \cdot \rho. \quad (17)$$

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

$$M_0 = M_T,$$

Подставив выражения для моментов (16), получаем:

$$\dot{m} \cdot C_0 \cdot h_0 \left( R_0 - \frac{h_0}{2} \right) = \dot{m} \cdot U_T \cdot R, \quad (18)$$

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

$$U_T = \frac{C_0 h_0}{R} \left( R_0 - \frac{1}{2} h_0 \right), \quad (19)$$

или с учетом

$$R_0 = l_{\text{вх}} + \frac{h_0}{2},$$

$$U_T = \frac{C_0 h_0}{R} \cdot l_{\text{вх}}, \quad (20)$$

Для радиуса входа в рабочее колесо  $R_1$  при отсутствии потерь

$$U_{1T} = \frac{C_0 h_0}{R_1} \cdot l_{\text{вх}}, \quad (21)$$

Коэффициент окружной составляющей скорости определяется

$$\varphi_u = \frac{U_{1\partial}}{U_{1T}}, \quad (22)$$

где  $U_{1\partial}$  – действительное (измеренное) значение;  $U_{1T}$  – 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 4 точках окружности  $R_1$  (рис. 4).

Общий вид сборки представлен на рис. 6, где показана подводка к термисторам, приемники давления не подключены к измерительным трубкам датчиков давлений.

Для предварительной оценки окружной скорости на входе в РК микротурбины необходимо использовать уравнения энергии по периферии РК:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{C_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{C_1^2}{2} + \zeta_c \cdot \frac{C_0^2}{2}, \quad (23)$$

где  $\zeta_c$  – коэффициент потерь полного напора в сопле; абсолютная скорость на входе в РК:

$$C_1^2 = U_1^2 + C_{R1}^2, \quad (24)$$

расходная составляющая определяется только расчетно:

$$C_{R1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 F_1}, \quad (25)$$

где  $\dot{m}$  – массовый расход рабочего тела;  $\rho_1$  – плотность на входе в РК;  $F_1$  – площадь проходного сечения в РК.

Коэффициент скорости представляет собой параметр, рассчитанный непосредственно по результатам измерений без дополнительных допущений. По результатам эксперимента в диапазоне изменений геометрических и режимных параметров подводящего устройства микротурбины ( $h_0$  – высота канала;  $l_{\text{вх}}$  – среднее плечо момента количества движения;  $R_1$  – радиус входа в рабо-

чее колесо;  $Re$  – число Рейнольдса на входе) реализуется возможность формирования базы данных для  $\varphi_u$  с целью использования при математическом моделировании и проектировании микротурбины.

Использование баз данных по коэффициенту окружной составляющей скорости  $\varphi_u$  (22) и коэффициенту потерь полного давления  $\zeta_c$  (23) 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.

Алгоритм обработки экспериментальных данных испытаний тангенциальных, спиральных и кольцевых подводов реализован в виде программного алгоритма, позволяющего по замерам в 0 (канальном подводе) и 1 сечении (по периферии рабочего колеса), значений давлений, температур и расчетных скоростей определять энергетические параметры подводящего устройства:  $\zeta_c$  – коэффициент потерь (12) и  $\varphi_u$  – коэффициент скорости (21).

Согласно конструктивным схемам материальной части по спиральным и кольцевым подводящим устройствам, проведены экспериментальные замеры коэффициента потерь  $\zeta_{c0}$  и  $\varphi_u$  в диапазоне изменения геометрии подводящих устройств (табл. 1, 2) и режимного параметра  $Re_0$ , рассчитанного по значению скорости  $C_0$  ( $U_0$ ) в тангенциальном подводе. Данные представлены в виде базы данных в табл. 2, 3. В общем случае база данных представляет собой табличную функцию коэффициента потерь  $\zeta_{c0} = (L_{вх} / R_{1k}, h / R_{1k}, Re_0)$ ; коэффициента скорости  $\varphi_u = (L_{вх} / R_{1k}, h / R_{1k}, Re_0)$ ; от трех переменных:

$L_{вх}/R_{1k}$  – относительное плечо входа;

$h/R_{1k}$  – относительная ширина входного канала;

$Re_0$  – число Рейнольдса по скорости  $C_0(U_0)$  в тангенциальном канале.

По табличным данным визуализация поверхности уровня функция достаточно монотонна, не имеет резких экстремумов и достаточно легко аппроксимируется даже линейными сплайнами (рис. 7). Значение функции в 2–3 раза превышает коэффициент потерь на внезапное расширение. Очевидно, в структуре энергетических потерь должен присутствовать дополнительный элемент. В качестве такого элемента следует рассмотреть потери энергии потока при течении потока от радиуса  $R_0$  до радиуса  $R_{1k}$ , что следует из конструктивной геометрии подводящего устройства. Для оценки коэффициента потерь на радиально окружном участке течения воспользуемся численной оценкой по данным испытания кольцевого подводящего устройства К2-25. В качестве исходных данных для расчета используем значения  $R_0 = l_{вх} + h / 2 = 0,026$  м;  $\Delta R = R_0 - R_k = 0,002$  м;  $\delta_{\alpha}^{**} = 0,00017$  м;  $C_{u0} = U_0 \cdot R_0 = 2,314$  [м<sup>2</sup>/с]. Коэффициенты потерь рассчитываются по выражению, полученному из уравнения энергии:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{U_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{U_1^2}{2} + \zeta_{\text{рад.уч.}} \cdot \frac{U_0^2}{2},$$

откуда  $\zeta_{\text{рад.уч.}}$ :

$$\zeta_{\text{рад.уч.}} = \frac{2}{U_0^2} \left( \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{\rho} (p_0 - p_k) + \frac{U_0^2 - U_k^2}{2} \right). \quad (26)$$

Следует отметить, что коэффициент потерь на участке радиального течения формируется за счет падения статического давления и окружной составляющей скорости. В одномерном потенциальном течении изменение полного и статического давлений совпадает, скорость

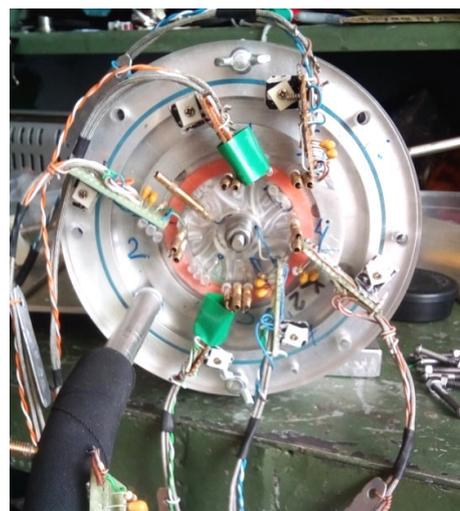


Рис. 6. Общий вид сборки

Fig. 6. General view of the assembly

не изменяется. Результаты расчетов представлены в табл. 4 [16–17]. Из результатов видно, что коэффициент потерь при изменении Рейнольдса изменяется практически в два раза и близок к единице. Коэффициент потерь формируется из двух приблизительно одинаковых членов: потерь статического давления, потерь окружной скорости.

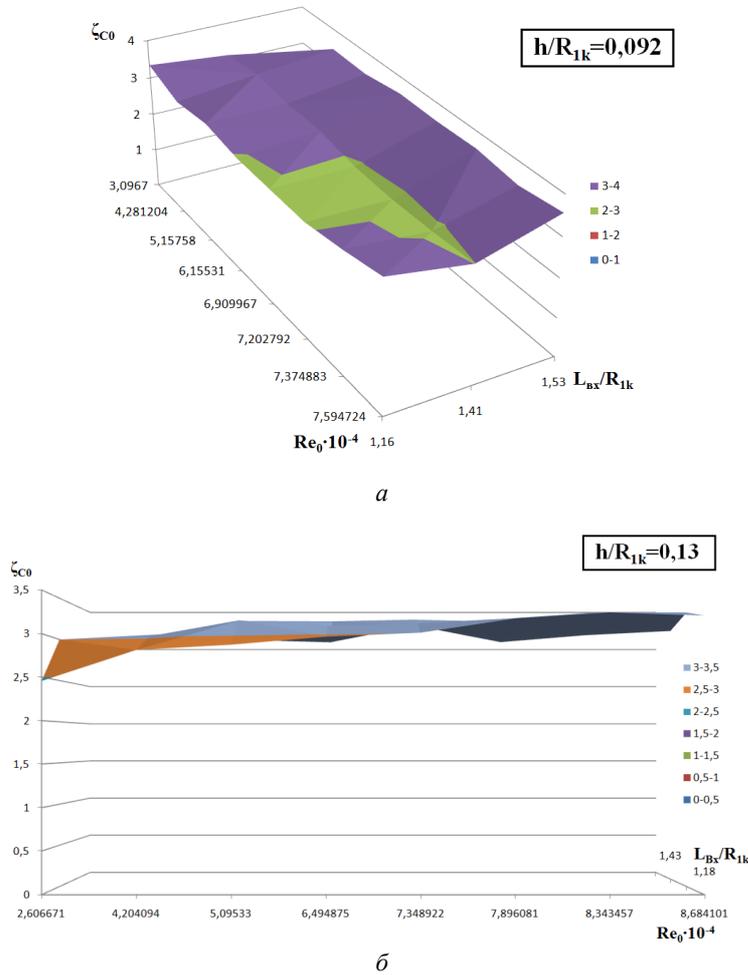


Рис. 7. Поверхности уровней функции (базы данных)  $\zeta_{c0} = (L_{\text{BX}} / R_{1k}, h / R_{1k}, Re_0)$  :  
 а – относительная ширина входного канала  $h / R_{1k} = 0,092$  ; б –  $h / R_{1k} = 0,013$

Fig. 7. Surfaces of function levels (databases)  $\zeta_{c0} = (L_{\text{BX}} / R_{1k}, h / R_{1k}, Re_0)$  :  
 а – relative width of the input channel  $h / R_{1k} = 0,092$  ; б –  $h / R_{1k} = 0,013$

С учетом данных коэффициента на внезапное расширение и коэффициента потерь, на радиальном участке остается приблизительно 1/3 от общего коэффициента потерь, т. е. величина приблизительно равная единице. В качестве гипотезы предлагается эту величину оценить коэффициентом потерь на разворот потока на 90° по формуле Вейсбаха [14]:

$$\zeta_{\text{M}} = 0,95 \sin^2 \left( \frac{\delta}{2} \right) + 2,05 \sin^4 \left( \frac{\delta}{2} \right) = 0,986,$$

где  $\delta = 90^\circ$  – угол разворота, с учетом поправки коэффициент потерь на разворот  $\zeta_{\text{пов}} = C_1 \cdot A \cdot \zeta_{\text{M}}$  ;  $C_1 = 1$  для симметричного течения;  $A = 0,95 + 33,5 / \delta = 1,32$  ; тогда коэффициент разворота на  $\zeta_{90^\circ} = 1,3$  . Следует обратить внимание, что предложенная энергетическая балансировка потерь на внезапное расширение, радиальный участок и разворот потока на 90° дает величину, размещенную в базе данных по коэффициенту потерь  $\zeta_{c0}$  в подводящем устройстве (табл. 2, 3).

Таблица 2

Коэффициенты потерь  $\zeta_{c0}$  и скорости  $\varphi_u$  для кольцевого подводящего устройства

K2-25					K6-32				
$\zeta_{c0}$	$L_{вх}/R_{1k}$	$h/R_{1k}$	$Re_0$	$\varphi_u$	$\zeta_{c0}$	$L_{вх}/R_{1k}$	$h/R_{1k}$	$Re_0$	$\varphi_u$
3,0209067	1,04	0,083	17520,65	0,2889737	2,6914906	1,33	0,25	28199,46	0,350395
2,81332385	1,04	0,083	21327,45	0,4220766	1,3009716	1,33	0,25	24833,99	0,5772179
2,7729739	1,04	0,083	26275,56	0,4445341	1,2320646	1,33	0,25	31322,3	0,5997001
3,1156121	1,04	0,083	29045,19	0,3552896	1,732688	1,33	0,25	39639,36	0,5403541
2,8642894	1,04	0,083	30264,05	0,4435942	2,0409651	1,33	0,25	44025,96	0,5012578
2,880883	1,04	0,083	32048,86	0,4319966	1,7411898	1,33	0,25	47618,09	0,5481886
2,7712986	1,04	0,083	32068,46	0,4661496	1,8086491	1,33	0,25	50644,91	0,541099
2,8155358	1,04	0,083	30754,69	0,4596947	1,7884947	1,33	0,25	50892,56	0,5436699

Таблица 3

Коэффициенты потерь  $\zeta_{c0}$  и скорости  $\varphi_u$  для спирального подводящего устройства

C2-28					C6-39				
$\zeta_{c0}$	$L_{вх}/R_{1k}$	$h/R_{1k}$	$Re_0$	$\varphi_u$	$\zeta_{c0}$	$L_{вх}/R_{1k}$	$h/R_{1k}$	$Re_0$	$\varphi_u$
3,3439123	1,16	0,083	30933,17	0,2453211	1,7325754	1,62	0,25	19870,44	0,4304552
3,01471724	1,16	0,083	38247,2	0,3147172	2,6571707	1,62	0,25	30967,94	0,3141631
3,1387546	1,16	0,083	45548,23	0,3981814	1,9631256	1,62	0,25	32378,77	0,4201886
2,98048791	1,16	0,083	55432,55	0,3672183	2,1385318	1,62	0,25	40561,44	0,4038012
2,9605327	1,16	0,083	60051,83	0,3609476	2,0742571	1,62	0,25	44835,47	0,4082927
2,9455596	1,16	0,083	64664,08	0,3731699	1,8497709	1,62	0,25	52284,86	0,4391877
3,12578929	1,16	0,083	67022,12	0,3387341	1,801266	1,62	0,25	54236,36	0,445411
3,3556589	1,16	0,083	69246,83	0,2580974	1,6874583	1,62	0,25	58712,84	0,4565281

Таблица 4

## Результаты расчетов коэффициентов потерь на радиальном участке течения

№	$C_{0}(U_0)$ [м/с]	$p_0^*$ [Па]	$p_0$ [Па ]	$\tau_{0a}$ [Н/м <sup>2</sup> ]	$dC_u/dR$ [м/с]	$C_{u0}$ [м <sup>2</sup> /с]	$\Delta C_{u0}$ [м <sup>2</sup> /с]	$C_{uk}$ [м <sup>2</sup> /с]	$U_k$ [м/с]	$\Delta p$ [Па]	$p_k$ [Па]	$\frac{2k}{(k-1)\rho} \cdot \frac{p_0 - p_k}{U_0^2}$	$\left(1 - \frac{U_k}{U_0}\right)^2$	$\zeta_{\text{рад.уч.}}$	$Re_0$
1	89	103750	98955	31,4	408,2	2,314	0,816	1,5	62,4	662	98923	0,487	0,508	0,995	17500
2	107	111260	103710	43,32	458,4	2,782	0,916	1,87	77,8	961	102749	0,518	0,471	0,983	21300
3	133	123277	110844	63,4	544,3	3,458	1,09	2,37	98,7	1493	109351	0,492	0,449	0,941	26286
4	147	139803	122733	75,5	582,2	3,828	1,16	2,662	111	1828	120905	0,493	0,43	0,923	29045
5	153	157831	13700	81,0	594,4	3,98	1,19	2,8	116	1982	135018	0,4936	0,425	0,919	30264
6	162	174356	148890	89,23	610,5	4,2	1,221	2,98	124	2216	146674	0,494	0,412	0,906	32048
7	162	193866	165535	89,4	598,2	4,21	1,196	2,014	125,6	2223	163312	0,4944	0,398	0,8924	32068

## Заключение

По результатам исследований видно, что подводящее тангенциальное устройство радиальной микротурбины топологически представляет собой граничные условия течения, сочетающие в себе последовательно гидравлические потери местных сопротивлений: внезапное расширение, разворот потока на  $90^\circ$ , поток на радиально-закрученном участке перед рабочим колесом. Формально гидравлически местные потери суммируются через гидравлические прямолинейные участки. В нашем случае потери на местное сопротивление объединены и взаимно влияют друг на друга, что исключает их суммирование в общем случае [14]. Поэтому с точки зрения адекватности результатов предпочтительно пользоваться базой данных по коэффициенту потерь в подводящем устройстве. Сложение потерь возможно только как приближенная оценка.

1. Экспериментальные результаты по коэффициенту потерь  $\zeta_{c0} = (L_{вх} / R_{1k}, h / R_{1k}, Re_0)$  и для кольцевого и спирального тангенциальных подводящих устройств представлены в виде базы данных. В общем случае база данных представляет собой табличную функцию от трех переменных:

$L_{вх}/R_{1k}$  – относительное плечо входа;

$h/R_{1k}$  – относительная ширина входного канала;

$Re_0$  – число Рейнольдса по скорости  $C_0(U_0)$  в тангенциальном канале.

2. Функция коэффициента потерь достаточно монотонна и не имеет ярких экстремумов, значение функции приблизительно в три раза превышает значение при внезапном расширении потока, что предполагает ее аддитивную структуру.

3. По результатам сравнительного энергетического анализа в первом приближении предложена следующая структура энергетических потерь в тангенциальном подводящем устройстве микротурбины, практически согласующаяся с величиной экспериментальных потерь:  $\zeta_{c0} = \zeta_{вн.расш.} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{рад.уч.}$ , где  $\zeta_{вн.расш.}$  – потери на внезапное расширение;  $\zeta_{90^\circ}$  – потери на разворот потока на  $90^\circ$ ;  $\zeta_{рад.уч.}$  – потери на трение на радиальном участке канала.

4. Аналогичная база данных получена для коэффициента скорости  $\varphi_u$ .

## Библиографические ссылки

1. Органический цикл Ренкина в автономной теплоэнергетической системе : монография / А. А. Кишкин, О. В. Шилкин, А. В. Делков и др. ; СибГУ им. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2019. 234 с.
2. Разработка установок-утилизаторов низкопотенциального тепла на основе органического цикла Ренкина / А. А. Кишкин, Д. В. Черненко, А. А. Ходенков и др. // Альтернативная энергетика и экология. 2014. № 3 (4). С. 35–36.
3. Расчет и анализ тепловых технических систем, работающих по замкнутому циклу / А. А. Кишкин, Е. В. Черненко, Д. В. Черненко и др. // Materiály VIII mezinárodní vědecko – praktická conference “Dny vědy – 2012”. Díl 91. Technické vědy: Praha. Publishing House Education and Science s.r.o, 2012.
4. Боровский Б. И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. М. : Машиностроение, 1989. 184 с.
5. Теория пространственного пограничного слоя в гидродинамике турбомашин : монография / А. А. Кишкин, В. П. Назаров, Д. А. Жуйков, Д. В. Черненко ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2013. 250 с.
6. Кишкин А. А., Зуев А. А., Делков А. В. Трехмерный температурный пограничный слой в теории конвективного теплообмена : монография / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2015. 282 с.
7. Смирнов М. В. Безлопаточные центробежные ступени для турбодетандоров малой мощности : дис. ... канд. техн. наук. СПб. 2019. 154 с.
8. Теплосиловые системы: Оптимизационные исследования / А. М. Клер, Н. П. Деканова, Э. А. Тюрина и др. Новосибирск : Наука, 2005. 236 с.

9. Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М. : Машиностроение, 1985. 128 с.
10. Краев М. В., Кишкин А. А., Сизых Д. Н. Гидродинамика малорасходных насосных агрегатов. Красноярск : САА, 1988. 157 с.
11. Прототипирование микротурбогенератора и постановка задачи исследования / Ю. Н. Шевченко, О. В. Шилкин, А. А. Кишкин и др. // Испытания, диагностика, надежность. Теория и практика : сб. тр. Всеросс. науч.-практ. конф. Красноярск, 2023. С. 17–21.
12. Моделирование и конструирование двухфазных систем термо- регулирования космических аппаратов : монография / О. В. Шилкин, А. А. Кишкин, А. В. Делков, и др. ; СибГУ им. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2022. 192 с.
13. Коэффициент скорости тангенциального подвода дозвуковой центростремительной турбины / Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин, А. В. Делков, М. У. Абдуллаев // Омский науч. вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 78–84.
14. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. М. : Машиностроение, 1992. 672 с.
15. Kishkin A. A. , Shevchenko Yu. N., Delkov A. V. Analysis of the key design features of low-power turbines for electricity generation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 919. DOI: 10.1088/1757-899X/919/6/062030.
16. Energy equations for the temperature three-dimensional boundary layer for the flow within boundary conditions of turbo machinery / A. A. Zuev, A. A. Kishkin, D. A. Zhuikov et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 537. P. 22008. Doi:10.1088/1757-899X/537/2/022008.
17. Tn. Karman. Uber laminare und turbulente Reibung // ZAAM. 1921. No. 1. P. 233–252.

## References

1. Kishkin A. A., Shilkin O. V., Delkov A. V. et al. *Organicheskiy tsikl Renkina v avtonomnoy teploenergeticheskoy sisteme*. [The organic Rankine cycle in an autonomous thermal power system]. Krasnoyarsk, 2019, 234 p.
2. Kishkin A. A., Chernenko D. V., Khodenkov A. A. et al. [Development of low-potential heat recovery plants based on the organic Rankine cycle]. *Alternativnaya energetika i ekologiya*. 2014, No. 3 (4), P. 35–36 (In Russ.).
3. Kishkin A. A. Chernenko E. V., Chernenko D. V. et al. Calculation and analysis of thermal engineering systems operating in a closed cycle. *Materiály VIII mezinárodní vědecko – praktická conference Dny vědy – 2012. Díl 91. Technické vědy: Praha. Publishing House Education and Science s.r.o, 2012*.
4. Borovsky B. I. *Energeticheskie parometry i kharakteristiki vysokooborotnykh lopastnykh nasosov*. [Energy parameters and characteristics of high-speed vane pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989, 184 p.
5. Kishkin A. A., Nazarov V. P., Zhuykov D. A., Chernenko D. V. *Teoriya prostranstvennogo pogranchnogo sloya v gidrodinamike turbomashin* [The theory of the spatial boundary layer in the hydrodynamics of turbomachines]. Krasnoyarsk, 2013, 250 p.
6. Kishkin A. A., Zuev A. A., Delkov A. V. *Trekhmernyy temperaturnyy pogranchnyy sloy v teorii konvektivnogo teploobmena* [Temperature boundary layer in the theory of convective heat transfer]. Krasnoyarsk, 2015, 282 p.
7. Smirnov M. V. *Bezlopatochnye tsentrobezhnye stupeni dlya turbodetandorov maloy moshchnosti. Dis. kand.* [Bladeless centrifugal stages for low-power turbodetandors. Dis. Cand.]. St. Peterburg. 2019, 154 p.
8. Kler A. M., Dekanova N. P., Tyurina E. A. et al. *Teplosilovye sistemy: Optimizatsionnye issledovaniya* [Thermal power systems: Optimization studies]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2005, 236 p.
9. Kraev M. V., Lukin V. A., Ovsyannikov B. V. *Maloraskhodnye nasosy aviatsionnykh i kosmicheskikh sistem*. [Low-flow pumps for aviation and space systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 128 p.
10. Kraev M. V., Kishkin A. A., Sizykh D. N. *Gidro oodinamika maloraskhodnykh nasosnykh agregatov* [Hydrodynamics of low-flow pumping units]. Krasnoyarsk, 198, 157 p.

11. Shevchenko Yu. N., Shilkin O. V., Kishkin A. A. et al. [Prototyping of a microturbogenerator and setting the research task]. *V sbornike: materialov Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Ispytaniya, diagnostika, nadezhnost'. Teoriya i praktika"* [In the collection: materials of the All-Russian scientific and practical conference "Tests, Diagnostics, reliability. Theory and practice"]. Krasnoyarsk, 2023, P. 17–21 (In Russ.).
12. Shilkin O. V., Kishkin A. A., Delkov A. V. et al. *Modelirovanie i konstruirovaniye dvukhfaznykh sistem termo- regulirovaniya kosmicheskikh apparatov* [Modeling and design of two-phase thermal control systems for spacecraft]. Krasnoyarsk, 2022, 192 p.
13. Shevchenko Yu. N., Kishkin A. A., Delkov A. V., Abdullaev M. U. [The speed coefficient of the tangential supply of a subsonic centripetal turbine]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie*. 2022, Vol. 6, No. 2, P. 78–84 (In Russ.).
14. Idel'chik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of Hydraulic Resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992, 672 p.
15. Kishkin A. A., Shevchenko Yu. N., Delkov A. V. Analysis of the key design features of low-power turbines for electricity generation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, Vol. 919, P. 062030. Doi: 10.1088/1757-899X/919/6/062030.
16. Zuev A. A., Kishkin, A. A., Zhuikov D. A. et al. Energy equations for the temperature three-dimensional boundary layer for the flow within boundary conditions of turbo machinery. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019, vol. 537, P. 22008. Doi: 10.1088/1757-899X/537/2/022008.
17. Karman Tn. Uber laminare und turbulente Reibung. *ZAAM*. 1921, No. 1, P. 233–252.

© Шевченко Ю. Н., Кишкин А. А., Зуев А. А., Делков А. В., Жуйков Д. А., 2024

---

**Шевченко Юлия Николаевна** – аспирант; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: gift\_23j@mail.ru.

**Кишкин Александр Анатольевич** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой холодильной, криогенной техники и кондиционирования; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: ssp99@mail.ru.

**Зуев Александр Александрович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей летательных аппаратов; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: dla2011@inbox.ru.

**Делков Александр Викторович** – кандидат технических наук, доцент кафедры холодильной, криогенной техники и кондиционирования; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: delkov-mx01@mail.ru.

**Жуйков Дмитрий Александрович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры двигателей летательных аппаратов; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: dimitri\_z@inbox.ru.

**Shevchenko Yulia Nikolaevna** – post-graduate student; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: gift\_23j@mail.ru.

**Kishkin Alexander Anatolyevich** – Dr. Sc., Professor, Head of the Department of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: ssp99@mail.ru.

**Zuev Alexander Alexandrovich** – Dr. Sc., Professor, Head of the Department Aircraft Engines; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: dla2011@inbox.ru.

**Delkov Alexander Viktorovich** – Cand. Sc., Associate Professor of the Department of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: delkov-mx01@mail.ru.

**Zhuikov Dmitry Alexandrovich** – Cand. Sc., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Aircraft Engines; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: dimitri\_z@inbox.ru.

---