

УДК 621.43

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ МЕРИДИОНАЛЬНОГО КОНТУРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ГАЗА В РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЕ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

Пассар Андрей Владимирович,

passar_av@mail.ru

Вычислительный центр ДВО РАН,
Россия, 680000, г. Хабаровск, ул. Ким Ю Чена, 65.

Актуальность работы обусловлена необходимостью совершенствования проточной части радиально-осевой турбины нового поколения газотурбинных установок, применяемых в различных отраслях промышленности. Отдельной группой газотурбинных установок малой мощности являются микротурбины (microturbines) электрической мощностью от 15 до 600 кВт, в качестве топлива использующие попутный нефтяной газ.

Цель работы. При помощи модели Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин исследовать влияние меридионального контура рабочего колеса на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины газотурбинной установки.

Методы исследования: метод Я.А. Сироткина для расчета осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин.

Результаты. Изложены проблемы выбора меридионального контура рабочего колеса радиально-осевой турбины. Представлены рабочие колеса: штатной турбины; с эллиптическим меридиональным контуром; с меридиональным контуром, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка. Показано влияние меридионального контура рабочего колеса на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины. В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах приведены распределения меридианных скоростей в зависимости от длины нормали и распределение относительной скорости вдоль линий меридианного обвода рабочих колес. На основе этих распределений определена зона обратных токов. Представлены результаты расчета поверхностей токов. Граница отрывной зоны определена при условии $w_s=0$. Представлено экспериментальное распределение полных и статических давлений на выходе из рабочего колеса штатной турбины. Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента доказывает, что в турбине № 1 при работе на режиме № 2 возникает отрывное течение. Из анализа осредненного по высоте лопатки окружного КПД: турбина с эллиптическим меридиональным контуром эффективнее штатной на 2,1 %; турбина с меридиональным контуром, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка, эффективнее штатной на 2,6 %.

Ключевые слова:

Меридиональный контур, радиально-осевая турбина, коэффициент напора, проточная часть, характеристики турбины, степень реактивности, линия тока, газотурбинная установка.

Введение

Нефть и газ – самые важные виды сырья в мире. Особое место в нефтегазовой промышленности занимает попутный нефтяной газ (ПНГ). Долгое время ПНГ оставался для нефтяных компаний побочным продуктом, поэтому проблему его утилизации решали достаточно просто – сжигали.

В последнее время ситуация с утилизацией ПНГ стала меняться. Нефтяные компании все больше внимания уделяют проблеме рационального использования попутного газа. Активизации этого процесса способствует принятое Правительством Российской Федерации постановление № 7 от 8 января 2009 г., в котором заложено требование по доведению уровня утилизации попутного газа до 95 %.

ПНГ представляет собой смесь паробразных углеводородных составляющих природного происхождения. В связи с этим появляется возможность рационального использования ПНГ в качестве топлива газотурбинных установок.

В настоящее время крупными поставщиками газотурбинного оборудования для нефтегазовой промышленности являются компании Opra Turbines и Dresser-Rand. Первая предлагает промышленные газотурбинные установки OP16, вторая –

KG3 электрической мощностью от 1530 до 2250 кВт. Уникальность конструкции этих установок заключается в одноступенчатой радиальной турбине, в то время как все конкурирующие двигатели в данном диапазоне мощности являются осевыми многоступенчатыми. Радиальная конструкция двигателей обеспечивает надежность, компактность и высокую производительность.

В отдельный класс энергетических установок следует выделить микротурбины (microturbines) электрической мощностью от 15 до 600 кВт, производимые фирмой Capstone Turbine Corporation [1–3]. В силу своей компактности микротурбины могут с успехом работать на нефтяных платформах. Более 7000 микротурбинных установок, эксплуатирующихся по всему миру для генерации энергии, в совокупности наработали миллионы операционных часов.

Известно, что эффективность газотурбиной установки определяется в том числе эффективностью газовой турбины. Выбор геометрических параметров проточной части радиально-осевой турбины, обеспечивающих её эффективную работу в составе газотурбинной установки, является сложнейшей задачей. Эту задачу можно разбить на ряд подэтапов разного уровня сложности.

На первом этапе проектирования производится газодинамический расчет ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении [4, 5]. Это позволяет определить высоты лопаток l_1 и l_2 на входе и выходе потока из рабочего колеса, удовлетворяющие заданному расходу газов через турбину G_T .

На втором этапе проектирования для построения меридионального обвода проточной части рабочего колеса предлагается решать обратную задачу теории турбомашин [6, 7]. Однако, как показала практика, при решении обратных задач возникает проблема – линии меридионального обвода получаются пилообразной формы. Применение релаксационного множителя не позволяет решить проблемы. Поэтому в работе [8] для решения данной проблемы предлагается в процессе машинного счета сглаживать линии тока. В качестве метода сглаживания рекомендуется применять метод кубической сплайн-аппроксимации. Следует отметить, что процесс сглаживания усложняет и без того сложный алгоритм расчета. Поэтому в практике проектирования принято контур меридионального обвода проводить по рекомендованным значениям радиуса [5], а качество структуры потока проверять на основе решения прямой задачи.

В настоящее время существует множество коммерческих CFD-пакетов (Computational Fluid Dynamics), например таких, как ANSYS CFX [9–11], CFX-TASCflow, FlowVision и др., позволяющих производить расчет газодинамического потока в проточной части турбомашин. В предисловии редактора перевода к книге С. Патанкара [12] справедливо отмечено, что эти программные продукты представляют своего рода «черный ящик», поэтому глубокий анализ полученных с их использованием результатов затруднен, а порой даже невоз-

можен. Все это нередко приводит к удручающим последствиям.

Целью настоящей работы является исследование влияния меридионального контура рабочего колеса на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины энергетической газотурбинной установки малой мощности при помощи модели Я.А. Сироткина [13] осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин.

Форма меридионального контура рабочего колеса оказывает существенное влияние на качество структуры потока и пропускную способность турбины.

Исходная геометрическая информация по проточной части

В качестве исходной информации по геометрии проточной части турбины использовались заводские чертежи рабочего колеса турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27 (рис. 1, а), далее её будем называть турбина № 1. Угол выхода потока из соплового аппарата $\alpha_1=18^\circ$. Угол выхода потока из рабочего колеса на среднем радиусе $\beta_2=37,5^\circ$. Угол профиля лопатки β_2 в выходном сечении рабочего колеса изменяется по закону $\text{tg}\beta_2 R_{20}=\text{const}$.

Для сравнения было спроектировано рабочее колесо, внешняя и внутренняя линия меридионального контура которого представляют собой эллиптические кривые, центр которых находится на пересечении входного и выходного сечений рабочего колеса (рис. 1, б), далее её будем называть турбина № 2. А также рабочее колесо с меридиональным контуром, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка [14] (рис. 1, в), внешняя линия меридионального контура которого представляет собой кубическую параболу. Далее её будем называть турбина № 3:

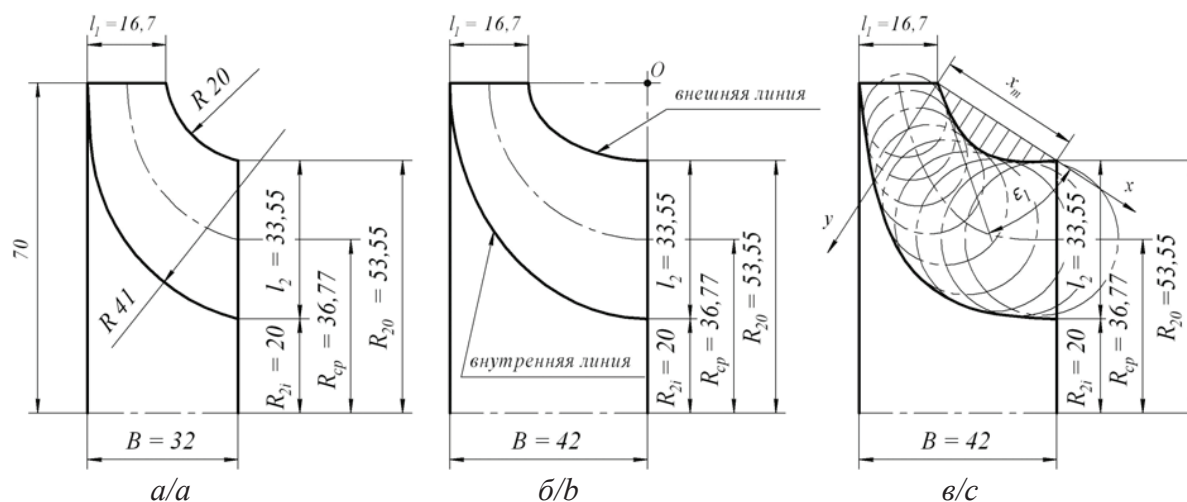


Рис. 1. Рабочие колеса радиально-осевой турбины: а) штатной турбины ТКР-14С-27; б) с меридиональным контуром, спроектированным по форме эллиптической кривой; в) с меридиональным контуром, спроектированным по рекомендациям А.Н. Шерстюка

Fig. 1. Driving wheels of the radially-axial turbine: а) standard turbine TKR-14S-27; б) the turbine with the meridian contour designed under the form of an elliptic curve; в) the turbine with the meridian contour designed under recommendations of A.N. Sherstyuk

$$\bar{y} = \bar{x}(1 - 2\bar{x}^2 + \bar{x}^3) \operatorname{tg} \varepsilon_1,$$

где $\bar{x} = x/x_m$; $\bar{y} = y/y_m$; x, y – координаты верхней линии меридионального контура (рис. 1, в); x_m – максимальное значение координаты x ; ε_1 – угол между касательной к внешней линии меридионального контура и осью x (рис. 1, в). Внутренняя линия спроектирована по линейному закону изменения площади проходного сечения F вдоль средней линии канала:

$$F = F_1 + \frac{s_a}{s_{am}}(F_2 - F_1),$$

где F_1, F_2 – площади проходного сечения канала на входе и выходе из рабочего колеса; s_a – расстояние вдоль внешней линии контура; s_{am} – максимальное значение s_a .

Угол выхода потока из обоих рабочих колес на среднем радиусе $\beta_2 = 37,5^\circ$. Угол профиля лопатки β_2 в выходном сечении для обоих рабочих колес изменяется по закону $\operatorname{tg} \beta_2 R_{20} = \operatorname{const}$.

Постановка задачи

Осесимметричный вихревой поток невязкой сжимаемой жидкости в радиально-осевых турбомашине описывается следующей системой уравнений:

- уравнение движения в энергетической форме Крокко

$$\vec{w} \times (\nabla \times \vec{c}) = \nabla h^* - T \nabla S - \vec{F} + T \frac{\vec{w}}{w^2} \frac{dS}{dt}; \quad (1)$$

- уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot (\chi \rho \vec{w}) = 0; \quad (2)$$

- уравнение первого закона термодинамики

$$\frac{dU}{dt} + p \frac{d\rho^{-1}}{dt} = T \frac{dS}{dt}; \quad (3)$$

- уравнение состояния идеального газа

$$p = \rho RT, \quad (4)$$

где

$$dU = c_v dT; \quad h^* = h + \frac{w^2 - u^2}{2};$$

$$h = c_p T = \frac{kR}{k-1} T; \quad \left(k = \frac{c_p}{c_v} \right).$$

В уравнениях приняты следующие обозначения: w и c – относительная и абсолютная скорость

потока, м/с; ∇ – оператор набла $\nabla = \frac{e_i}{H_i} \frac{\partial}{\partial q_i}$, $q_i, e_i,$

H_i – криволинейная координата, ее единичный вектор и коэффициент Ляме; ∇h^* – градиент удельной полной энтальпии в относительном потоке, м/с²; h – удельная энтальпия, Дж/кг; ∇S – градиент удельной энтропии, м²/(К·с²); T – абсолютная температура, К; F – массовая сила, Н; U – удельная внутренняя энергия, Дж/кг; k – показатель

изоэнтропы; c_p и c_v – удельные теплоемкости при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К); p – давление, МПа; ρ – плотность, кг/м³; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); u – окружная скорость вращения ротора, м/с; ω – угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹; χ – коэффициент стеснения; r – расстояние от оси вращения, м.

При этом рассматривается установившийся вихревой поток. Причем завихренность обусловлена наличием лопастей в потоке. Энтропия меняется поперек и вдоль линий тока. Жидкость сжимаемая и идеальная. Основным эффектом вязкости учитывается коэффициентом изоэнтропийности $\sigma = \exp[S_1 - S/R]$, (S_1 – энтропия перед входом в решетку; S – текущая энтропия; R – газовая постоянная), который считается функцией параметров потока и координат. Принята гипотеза осевой симметрии потока [15, 16].

В работе [13] решение рассматриваемой задачи строится на полуфиксированной сетке методом прямых [17]. Изменение коэффициента изоэнтропийности задается квадратичной зависимостью от длины линии тока. Опуская преобразования, приведенные в работе [18], запишем в окончательном виде расчетную систему уравнений. Все производные аппроксимируются центральными разностями [19], и система уравнений (1), (3) и (4) переходит в обыкновенное дифференциальное уравнение, которое заменяется эквивалентным интегральным:

$$\begin{aligned} w_s = w_{s0} + \\ + \int_0^l \left[\frac{1}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta} \left\{ \frac{1}{w_s} \left[\frac{dH^*}{dl} - T \left(\frac{dS}{dl} - \frac{\Delta S}{\Delta s} \sin \xi \right) \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{T}{2} \operatorname{tg} \delta \sin 2\beta \cos \xi \frac{\Delta S}{\Delta s} \right\} - \right. \\ \left. - \frac{w_s}{2r^2} \left[\frac{d(\operatorname{rctg} \beta)^2}{dl} - \frac{\Delta(\operatorname{rctg} \beta)^2}{\Delta s} \sin \xi \right] + \right. \\ \left. + \left[2\omega \operatorname{ctg} \beta \cos \gamma - \frac{\Delta \gamma}{\Delta s} w_s - \frac{\operatorname{tg} \delta}{r} \frac{\Delta(c_u r)}{\Delta s} \right] \cos \xi \right\} + \\ \left. + \frac{\Delta w_s}{\Delta s} \sin \xi \right] dl, \quad (5) \end{aligned}$$

где символом ∇ обозначена конечная разность. Величины β и δ определяются следующими соотношениями:

$$\operatorname{ctg} \beta = (\operatorname{ctg} \beta' + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \delta') \cos \gamma;$$

$$\operatorname{tg} \delta = (\operatorname{tg} \delta' - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \beta') \cos \gamma,$$

где β' и δ' – углы средней поверхности лопатки (рис. 2); γ – угол между вектором скорости w_s и осью z (рис. 2); угол $\xi = \gamma_0 - \gamma$, где γ_0 – угол между вектором скорости w_s и осью z на внешней линии меридионального обвода.

Вместо уравнения неразрывности в дифференциальной форме (2) приведем эквивалентные ему уравнения, записанные в виде интеграла с переменным верхним пределом $l = l(s, l)$ для каждой нормали l (рис. 5):

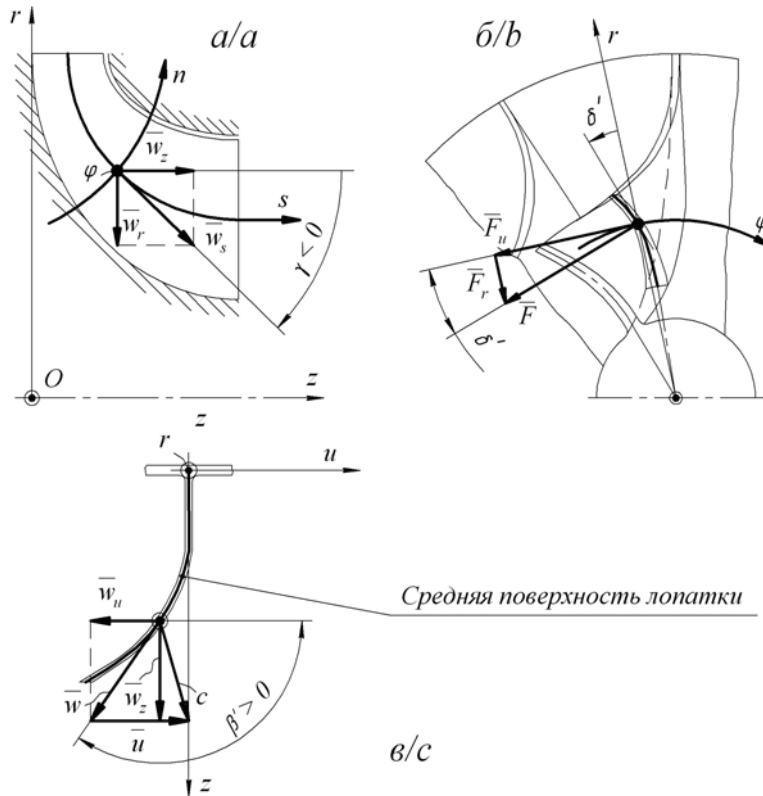


Рис. 2. Основные обозначения геометрических и газодинамических параметров осредненного осесимметричного потока в полужестко зафиксированной сетке: а, б, в – соответственно, проекции на плоскости перпендикулярные осям φ , z и r

Fig. 2. Basic designations of geometrical and gas-dynamic parameters of averaged axial-symmetric flow in a semifixed grid: a, b, c are the plane projections perpendicular to axes φ , z and r , correspondingly

$$G_{\delta}(l) = 2\pi \int_0^{l(s,l_i)} r \chi \rho w_s \cos \xi dl, \quad (6)$$

где $l=l(s,l_i)$ – уравнение подлежащей определению линии тока s (рис. 5); l_i – текущая координата вдоль линии l ; $\chi=1-s'/t$ – коэффициент стеснения (s' – толщина лопасти в окружном направлении, t – шаг решетки).

Алгоритм расчета

Полученная система интегральных уравнений (5), (6) с неизвестным переменным верхним пределом l решается методом последовательных приближений [20, 21]. На рис. 3 представлена блок-схема алгоритма решения системы уравнений (5), (6).

Опишем порядок расчета одного приближения для одного сечения l . Проводим семейство нормалей l к внешней линии меридионального обвода (рис. 5). Прежде всего надо определить все геометрические параметры лопасти $\beta'=\beta'(l)$, $\delta'=\delta'(l)$, $\chi=\chi(l)$ вдоль всех прямых l , т. е. построить соответствующие интерполяционные полиномы. После этого предварительно наносим по принципу равных кольцевых площадей линии тока (рис. 5). Кроме того, во всех узлах расчетной области задаем меридиональную проекцию относительной скорости w_s , например постоянную для каждого сечения l , полученную из уравнения расхода для струйки.

Затем вычисляем все газодинамические величины, входящие в подинтегральное выражение (5), и частные производные по s одновременно во всей расчетной области и приступаем к вычислению интегралов (5) во всех сечениях. В результате чего последние принимают вид:

$$w_{si,j} = w_{s0i} + d v_{i,j}, \quad (7)$$

где $d v_{i,j}$ – заданные числа.

Подставляя выражения (7) в уравнение расхода (6), в котором верхний предел полагаем равным L , определяем w_{s0} для всех сечений, а следовательно, и значение w_s для исходных узлов:

$$w_{s0i} = \frac{G_{\delta} - 2\pi \int_0^L r \rho \chi d v \cos \xi dl}{2\pi \int_0^L r \rho \chi \cos \xi dl}. \quad (8)$$

Таким образом, мы получили для всей области значения w_s в старых узлах. Теперь приступаем к определению второй неизвестной $l_{i,j}$ из уравнения (6). Для этого построим график $G_{\delta}(l)$ на основе исходных узлов (рис. 4, св. точки), при этом G_{δ} определяем по формуле (6).

На этот же график наносим линии расхода через струйки тока $dG_{\delta}=G_{\delta}/j$, где j – количество струек тока. В результате чего находим соответ-

ствующее ему значение $l_{i,j}^{(2)}$, т. е. находим новые узлы (черные точки на графике рис. 5). Находим и величину смещения линий тока в узлах $\delta l_{i,j}^{(2)} = l_{i,j}^{(2)} - l_{i,j}$.

Ту же процедуру определения величины смещения линий тока выполним в программе MATLAB [22]. Функция $l2 = \text{spline}(G_r(1,:), l(1,:), dG_r)$ осуществляет интерполяцию кубическими сплайнами в программе MATLAB. Она интерполирует значение вектора $l(1,:)$ длины прямой, заданного при значениях аргумента, представленных в векторе $G_r(1,:)$ расхода, определенного по формуле (6), и выдает значение интерполирующей функции в виде вектора l_2 длины прямой при значениях аргумента, заданных вектором dG_r расхода через

струйки тока. В результате величина смещения линии тока в программе MATLAB определится как $\delta l(1,:) = l(1,:) - l_2$.

Далее приступаем к вычислению новых координат узлов по формулам:

$$R_{i,j}^1 = r_{i,j} + \delta l_{i,j} \cos \gamma_{i,j}, \quad Z_{i,j}^1 = z_{i,j} + \delta l_{i,j} \sin \gamma_{i,j}.$$

Значение скоростей в новых узлах вычисляются по зависимости

$$w_{si,j}^1 = w_{si,j} + \frac{dw_{si,j}}{dl} \delta l_{i,j},$$

где $\delta l_{i,j}$ – смещения узлов.

Затем приступаем к расчету следующего приближения. Расчет продолжают до тех пор, пока

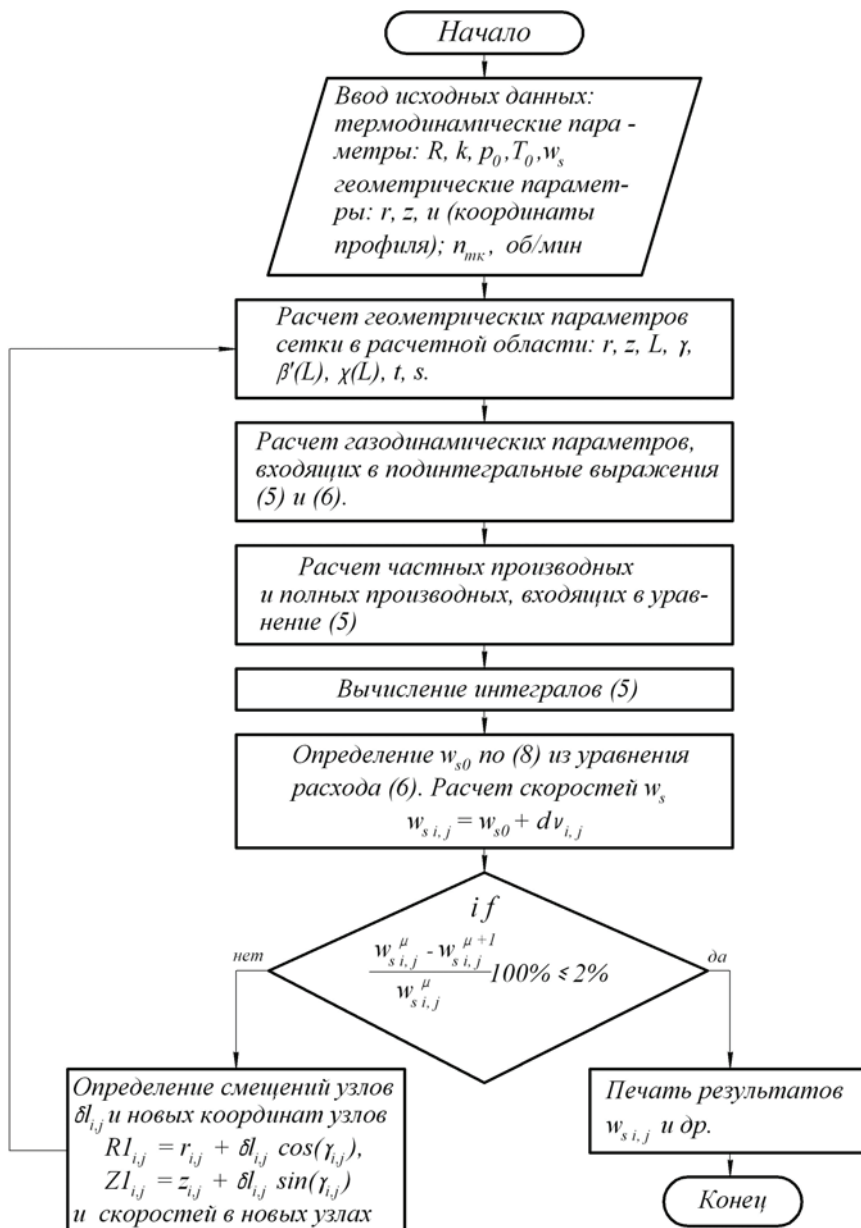


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета

Fig. 3. Block diagram of the calculation algorithm

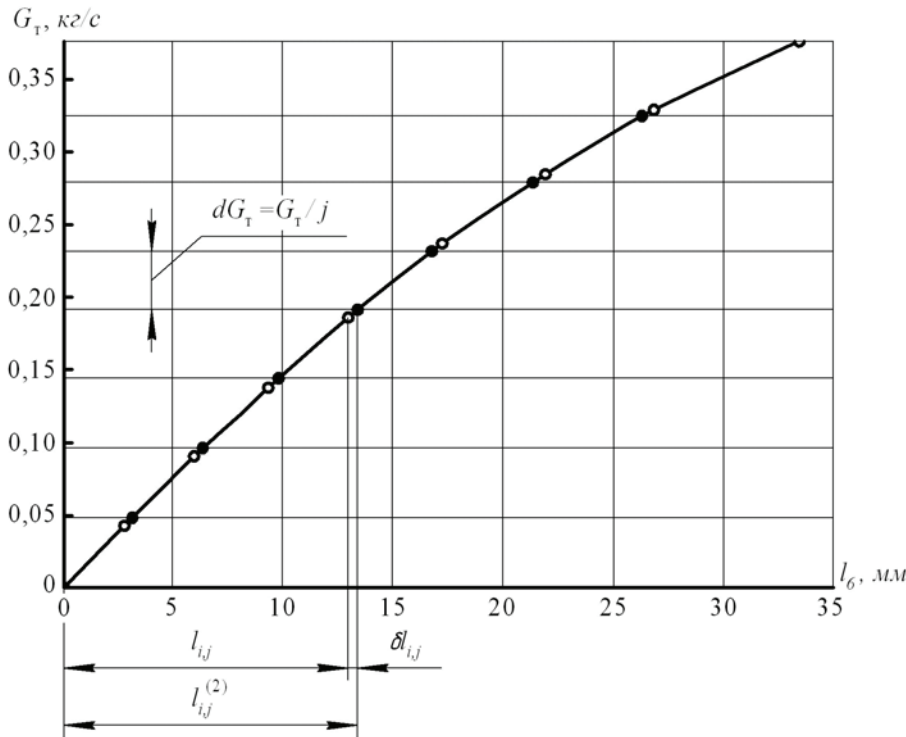


Рис. 4. Определение величины смещения линий тока

Fig. 4. Definition of size of displacement of lines of a current

$w_s^{(\mu)} \approx w_s^{(\mu+1)}$ не совпадут с заданной точностью во всех узлах (μ – номер приближения). Необходимая точность расчетов определяется выполнением условия: максимум абсолютной величины меньше заданной точности

$$\max \left(\text{abs} \left(\frac{w_s^{\mu} - w_s^{\mu+1}}{w_s^{\mu}} \right) \cdot 100 \% \right) < 1 \dots 3 \%$$

Формирование расчетных режимов

В расчетах по модели осесимметричного вихревого течения задавались следующие исходные данные, соответствующие расчетному режиму, определенные в результате расчета ступени по модели на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении.

Для штатной турбины № 1. Режим № 1 – коэффициент напора $\bar{H}_T = 2,5$, где $\bar{H}_T = \frac{2H_T}{u_1^2}$, H_T – мгновенное значение изоэнтропийного теплоперепада

от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной; u_1 – окружная скорость на входе в рабочее колесо; расход газов $G_T = 0,396$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^* = 0,1575$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1 = 0,1279$ МПа; степень понижения давления газа в ступени $\pi_T = p_0^*/p_2 = 1,485$; температура торможения на входе в ступень $T_0^* = 750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1 = 717$ К; степень реактивности $\rho = 0,461$; коэффициент скоро-

сти в рабочем колесе $\psi = 0,93$; частота вращения $n_{\text{тк}} = 35000$ мин⁻¹.

Режим № 2 – точка малого теплоперепада; коэффициент напора $\bar{H}_T = 1,62$; расход газов $G_T = 0,253$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^* = 0,1363$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1 = 0,1238$ МПа; степень понижения давления газа $\pi_T = 1,285$; температура торможения на входе в ступень $T_0^* = 750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1 = 735$ К; степень реактивности $\rho = 0,611$; коэффициент скорости в рабочем колесе $\psi = 0,75$; частота вращения $n_{\text{тк}} = 35000$ мин⁻¹.

Для опытных турбин № 2 и 3. Режим № 1' – коэффициент напора $\bar{H}_T = 2,5$; расход газов $G_T = 0,395$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^* = 0,1575$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1 = 0,1278$ МПа; степень понижения давления газа $\pi_T = 1,485$; температура торможения на входе в ступень $T_0^* = 750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1 = 717$ К; степень реактивности $\rho = 0,464$; коэффициент скорости в рабочем колесе $\psi = 0,93$; частота вращения $n_{\text{тк}} = 35000$ мин⁻¹.

Режим № 2' – точка малого теплоперепада; коэффициент напора $\bar{H}_T = 1,38$; расход газов $G_T = 0,2$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^* = 0,1363$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1 = 0,1234$ МПа; степень понижения давления газа $\pi_T = 1,238$; температура торможения на входе в ступень $T_0^* = 750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1 = 740$ К; степень реактивности $\rho = 0,705$; коэффициент скорости в рабочем колесе $\psi = 0,53$; частота вращения $n_{\text{тк}} = 35000$ мин⁻¹.

Результаты расчетов

Для расчета потока в проточной части радиально-осевой турбины была составлена программа, при этом использовался пакет прикладных программ МАТЛАВ.

Рассмотрим некоторые результаты численных расчетов газовой динамики осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости, проведенных в рабочих колесах радиально-осевых турбин. В расчетах задавались исходные данные, определенные в результате расчета ступени по модели на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении. На рис. 5–7 тонкими линиями показаны линии предваритель-

ного разбиения канала по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями – линии тока, определенные в результате последовательных приближений. Из этого видно, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях погрешность по скоростям w_s составила менее 1 %. Среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, и количество итераций приведены в таблице. Коэффициент релаксации при этом равен $\alpha=0,5$. Расчеты проводились на персональном компьютере с процессором AMD A8-6600K частотой ядра 3,9 ГГц, объем оперативной памяти 4096 Мб.

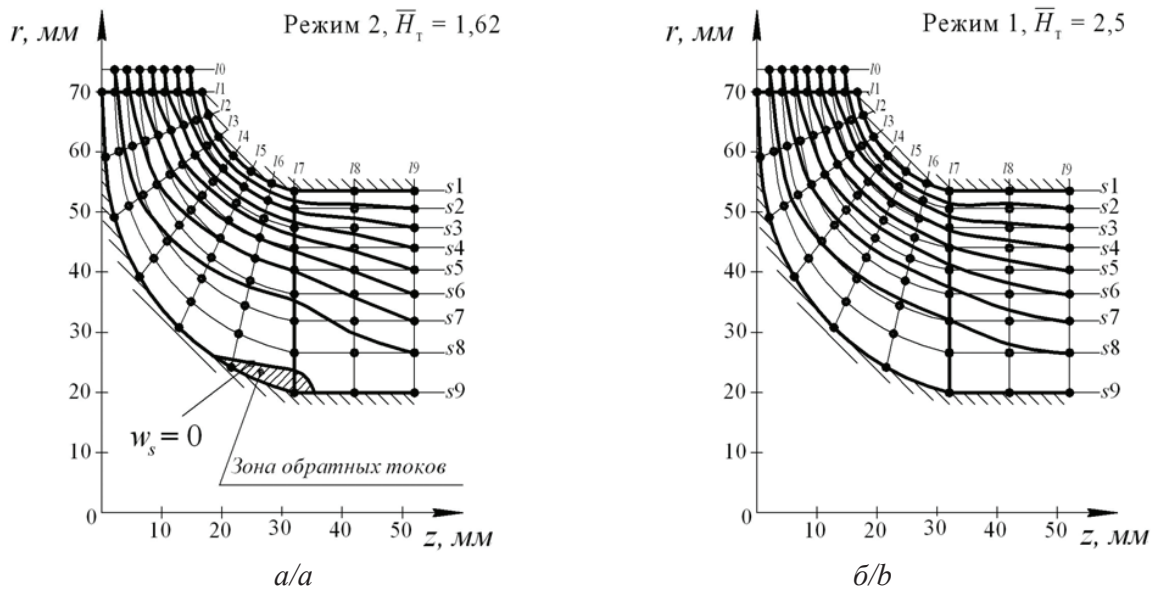


Рис. 5. Результаты расчета поверхностей тока в турбине № 1: а) режим 2, $\bar{H}_T=1,62$; б) режим 1, $\bar{H}_T=2,5$

Fig. 5. Calculation results of current surfaces in the turbine № 1: a) mode 2; b) mode 1

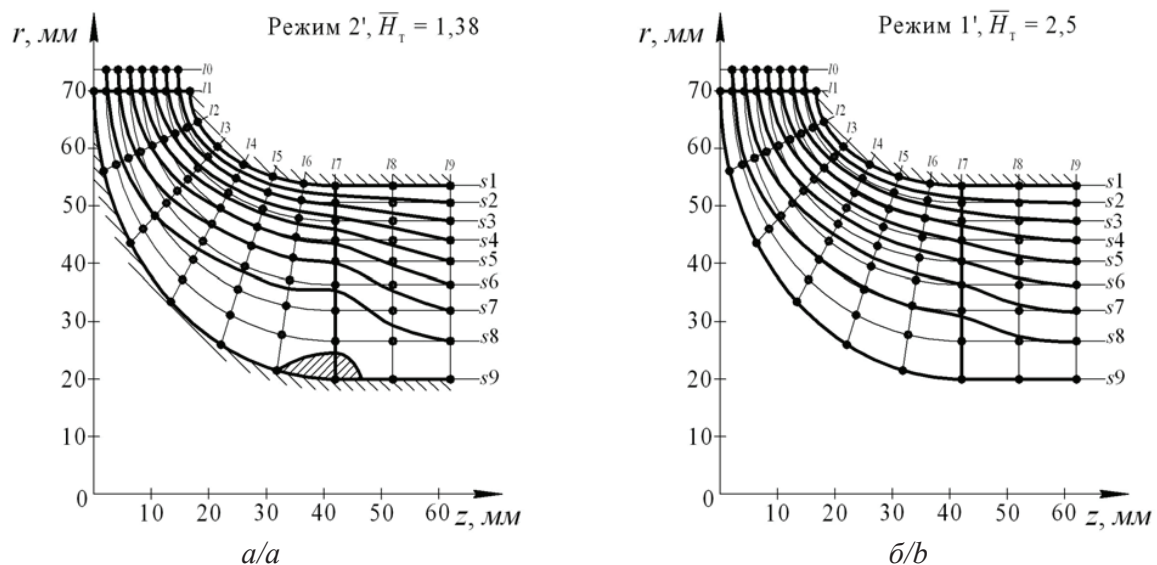


Рис. 6. Результаты расчета поверхностей тока в турбине № 2: а) режим 2', $\bar{H}_T=1,38$; б) режим 1', $\bar{H}_T=2,5$

Fig. 6. Calculation results of current surfaces in the turbine № 2: a) mode 2'; b) mode 1'

Таблица. Среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, и количество итераций

Table. Average time spent for one iteration by the processor and quantity of iterations

№ турбины Turbine no.	Время на одну итерацию, с Time for one iteration, s		Количество итераций Quantity of iterations	
	Режим/Mode			
	1 and 1'	2 and 2'	1 and 1'	2 and 2'
1	0,01–0,012	0,01–0,016	14	14
2	0,0097–0,013	0,0098–0,011	13	20
3	0,0098–0,068	0,0098–0,067	12	15

В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах были получены меридиональные проекции скорости w_s во всех узлах сеток расчетных областей. На рис. 8–10 показаны распределения меридиональных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей \bar{l} : где $\bar{l} = l_{i,тек} / l_{i,полн}$, $l_{i,тек}$, $l_{i,полн}$ – текущая и полная длина нормали соответственно; i – номер нормали.

Как видно, для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала величина скорости в поперечных сечениях растет от внутреннего $\bar{l}=1$ к внешнему $\bar{l}=0$ обводу профиля.

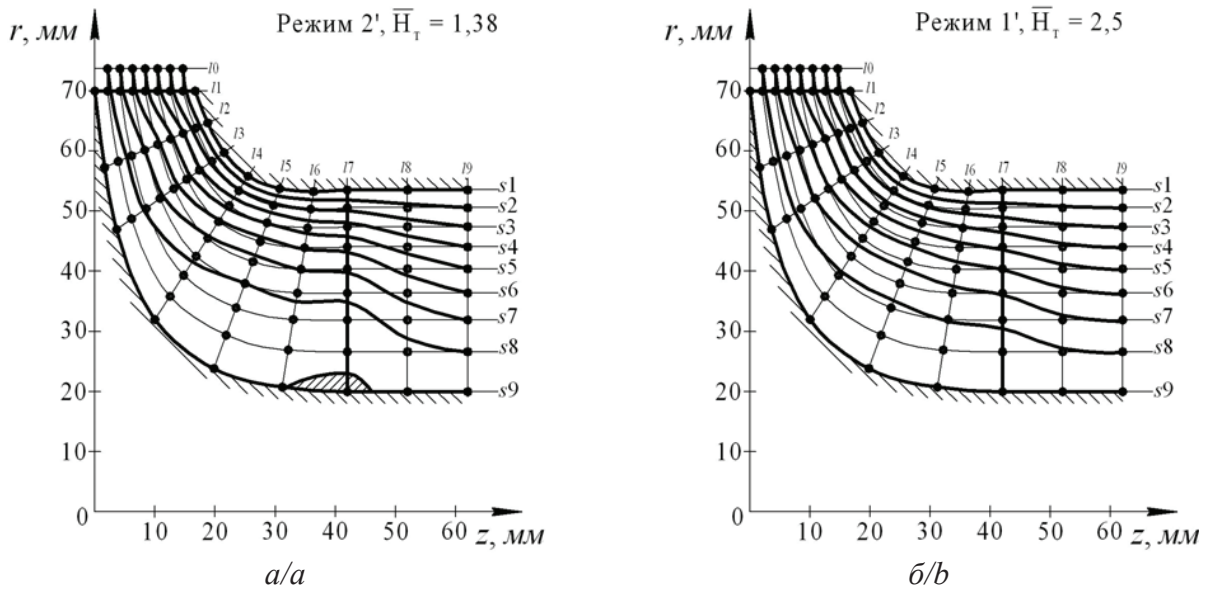


Рис. 7. Результаты расчета поверхностей тока в турбине № 3: а) режим 2', $\bar{H}_T=1,38$; б) режим 1', $\bar{H}_T=2,5$

Fig. 7. Calculation results of current surfaces in the turbine № 3: a) mode 2'; b) mode 1'

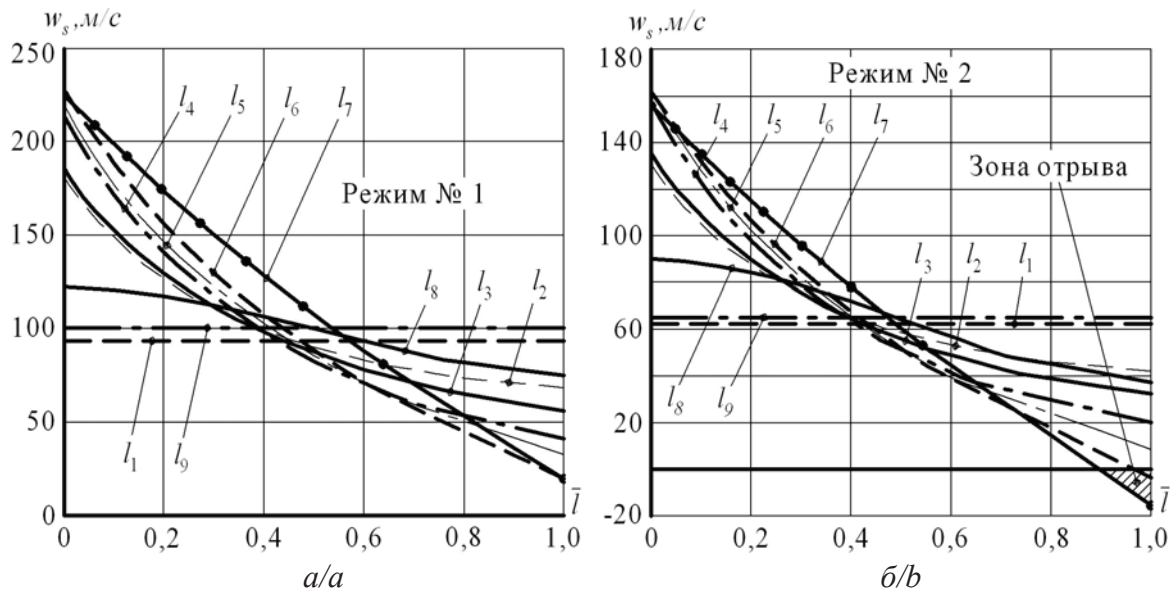


Рис. 8. Распределение меридиональных скоростей w_s в зависимости от относительной длины нормалей \bar{l} для расчетной области штатной турбины № 1: а) режим 1; б) режим 2

Fig. 8. Distribution of meridian speeds w_s depending on relative length of normals \bar{l} for design area of the standard turbine № 1: a) mode 1; b) mode 2

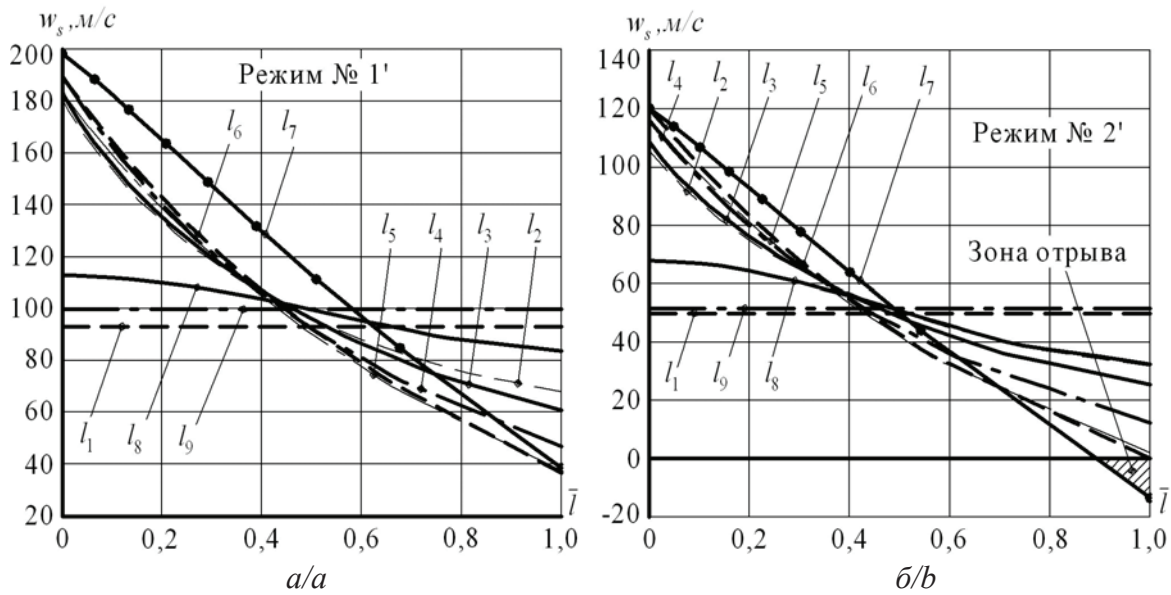


Рис. 9. Распределение меридиональных скоростей w_s в зависимости от относительной длины нормалей \bar{l} для расчетной области рабочего колеса турбины № 2: а) режим 1'; б) режим 2'

Fig. 9. Distribution of meridian speeds w_s depending on relative length of normals \bar{l} for design area of the driving wheel of the turbine 2: a) mode 1'; b) mode 2'

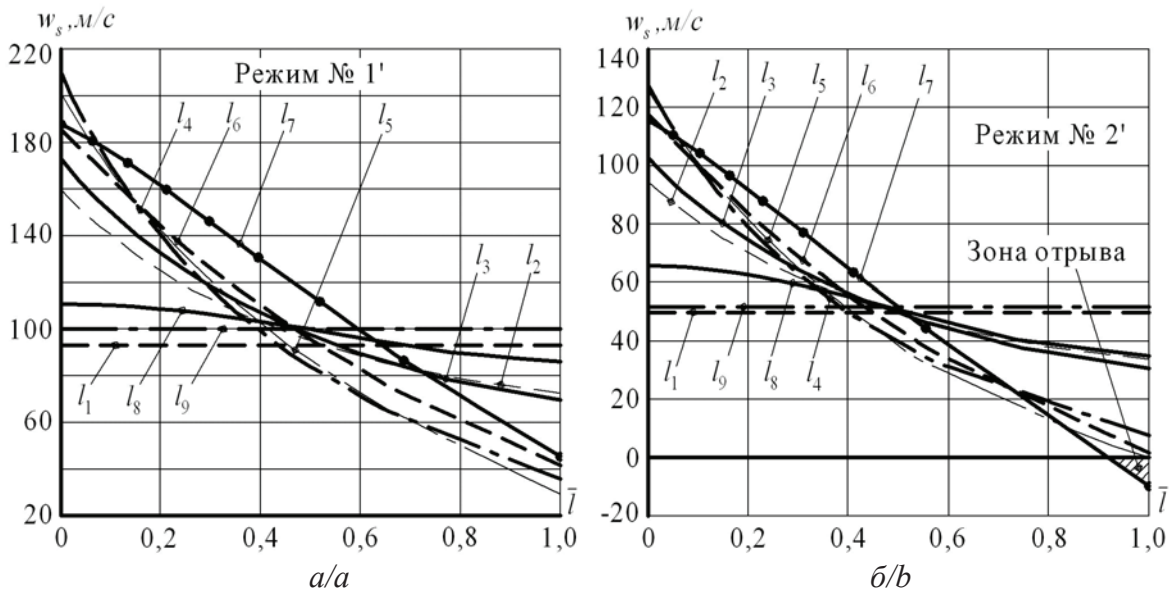


Рис. 10. Распределение меридиональных скоростей w_s в зависимости от относительной длины нормалей \bar{l} для расчетной области рабочего колеса турбины № 3: а) режим 1'; б) режим 2'

Fig. 10. Distribution of meridian speeds w_s depending on relative length of normals \bar{l} for design area of the driving wheel of the turbine 3: a) mode 1'; b) mode 2'

В расчетной области штатной турбины № 1 перепад скоростей $\Delta w_s = w_{сн} - w_{св}$ ($w_{сн}$ и $w_{св}$ – скорости потока на внешнем и внутреннем обводе профиля, соответственно) нарастает: для расчетного режима № 1 ($H_r = 2,5$; $\pi_r = 1,485$) вплоть до сечения l_6 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 207,5$ м/с (рис. 8, а); для расчетного режима № 2 ($H_r = 1,62$; $\pi_r = 1,285$) вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 171,3$ м/с (рис. 8, б).

Возрастание перепада скоростей Δw_s в расчетной области турбины № 2, с меридиональными обводами, построенными по форме эллиптической кривой, происходит: для расчетного режима № 1' ($H_r = 2,5$; $\pi_r = 1,485$) вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 158,6$ м/с (рис. 9, а); для расчетного режима № 2' ($H_r = 1,38$; $\pi_r = 1,238$) вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 133,6$ м/с (рис. 9, б).

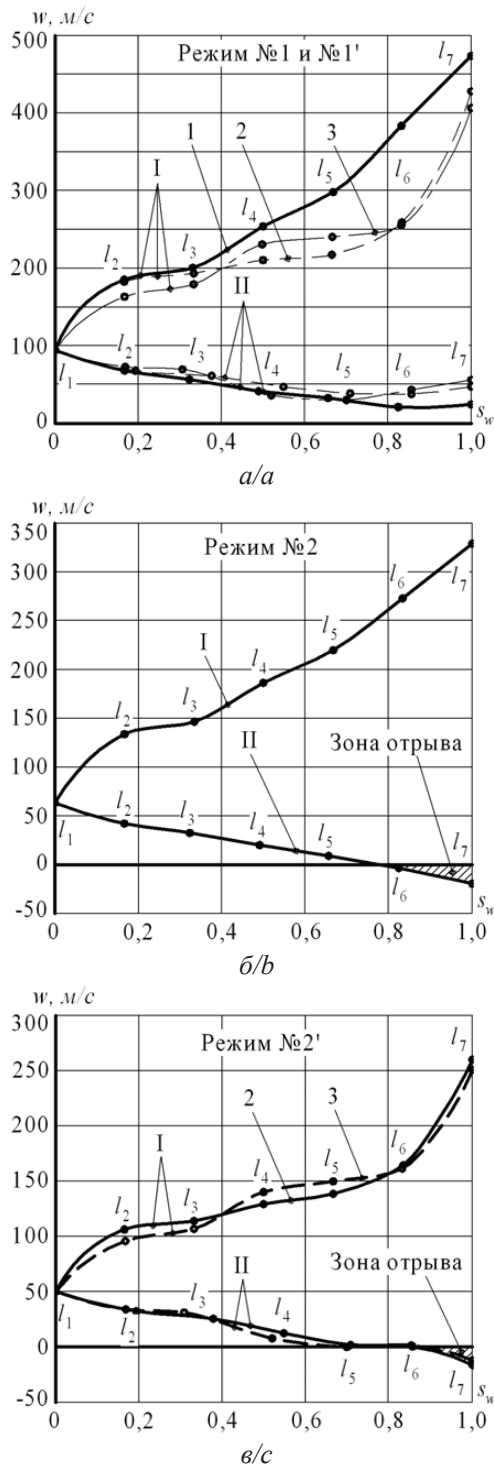


Рис. 11. Распределение относительной скорости по обводам меридианного профиля: а) в турбинах № 1, 2 и 3 для режимов 1 и 1'; б) в турбине № 1 для режима № 2; в) в опытных турбинах № 2 и 3 для режима № 2'; 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 2; 3 – турбина № 3; I – внешний контур; II – внутренний контур

Fig. 11. Distribution of relative speed w along the bypasses of a meridian structure: а) in turbines 1, 2 and 3 for modes 1 and 1'; б) in the turbine 1 for the mode 2; в) in tested turbines 2 and 3 for the mode 2'; 1 is the turbine 1; 2 is the turbine 2; 3 is the turbine 3; I is the external contour; II is the internal contour

В расчетной области турбины № 3, с меридиональными обводами, построенными по рекомендациям А.Н. Шерстюка, перепад скоростей Δw_s нарастает: для расчетного режима № 1' ($H_t=2,5$; $\pi_t=1,485$) вплоть до сечения l_4 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s=175,5$ м/с (рис. 10, а); для расчетного режима № 2' ($H_t=1,38$; $\pi_t=1,238$) вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s=125,7$ м/с (рис. 10, б).

Таким образом, с уменьшением степени понижения давления газа π_t в ступени происходит уменьшение перепада скорости Δw_s .

В безлопаточном пространстве за рабочим колесом, линии l_8 и l_9 , поток выравнивается, и скорость практически не изменяется по длине l (рис. 8–10). Для всех расчетных областей и для всех режимов, несмотря на сложный характер течения, распределение меридиональных скоростей вдоль линии выходного сечения l_7 близко к линейному.

Как видно из рис. 5–7, с увеличением кривизны канала линии тока «поджимаются» к корпусу турбины. Особенно сильно это выражено: в турбине № 1 для расчетного режима № 2 в области линий l_6 и l_7 ; в турбине № 2 для расчетного режима № 2' в области линии l_7 ; в турбине № 3 для расчетного режима № 2' в области линии l_7 . В этих сечениях, как показали результаты расчетов, получаются отрицательные значения меридиональных скоростей w_s : для штатной турбины № 1 $w_s=-3$ м/с для сечения l_6 и $w_s=-15$ м/с для сечения l_7 (рис. 8, б); для турбины № 2, с меридиональным контуром, построенным по форме эллиптической кривой, $w_s=-13,5$ м/с для сечения l_7 (рис. 9, б); для турбины № 3, с меридиональным контуром, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка, $w_s=-10$ м/с для сечения l_7 (рис. 10, б). Это обстоятельство дает основание предполагать, что в проточной части возникает отрыв потока (обратный ток в идеальной жидкости). На рис. 5, а, 6, а и 7, а зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии $w_s=0$. С увеличением степени понижения давления газа π_t в ступени поверхности тока несколько выравниваются. Так, например, в случае расчетных режимов № 1 и 1' линии тока плавней, чем в случае режимов № 2 и 2'. С уменьшением степени понижения давления газа в ступени предположительно возникает отрывная зона. Для штатной турбины № 1 отрывная зона возникает при степени понижения давления газа в ступени $\pi_t=1,285$ (рис. 5, а), а для опытных турбин № 2 и 3 отрывная зона возникает при степени понижения давления газа в ступени $\pi_t=1,238$ (рис. 6, а и 7, а).

Таким образом, за счет увеличенной ширины колеса на 10 мм в опытных турбинах удалось сдвинуть отрывную зону в сторону меньших степеней понижения давления газа в ступени.

По данным, приведенным на рис. 8–10, были получены распределения полных (относительных) скоростей w по обводам профиля (рис. 11). По оси абсцисс отложено безразмерное расстояние

$s_w = s_n / s_{\Sigma n}$, $s_w = s_b / s_{\Sigma b}$ – длина наружного и внутреннего обвода, отнесенная к общей длине наружного и внутреннего обвода. По оси ординат отложена полная скорость $w = w_z / \sin \beta$. Точками на кривых помечены концы линий l .

Во всех расчетных областях и для всех расчетных режимов скорость w по внешнему обводу меридионального профиля при увеличении безразмерного расстояния s_w возрастает. В расчетных областях опытных турбин № 2 и 3 для режимов № 1' и 2', на участке от линии l_6 до линии l_7 возрастание скорости w происходит более интенсивно, чем на остальных участках (рис. 11, а, в).

Вдоль внутренней линии меридионального обвода падение скорости распространяется:

- в штатной турбине № 1 для режима № 1 на участок от линии l_1 до линии l_6 (рис. 11, а), для расчетного режима № 2 на участок от линии l_1 до линии l_7 (рис. 11, б);
- в опытной турбине № 2 для расчетного режима № 1' на участок от линии l_1 до линии l_6 (рис. 11, а), для расчетного режима № 2' на участок от первой l до седьмой линии l (рис. 11, в);
- в опытной турбине № 3 для расчетного режима № 1' на участок от линии l_1 до линии l_5 (рис. 11, а), для расчетного режима № 2' на участок от первой l до седьмой линии l (рис. 11, в).

Для турбины № 2 с обводом, построенным по форме эллиптической кривой, изменение относительной скорости w вдоль внешней и внутренней линий меридионального контура происходит плав-

ней, чем для турбины № 3 с обводом, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка (рис. 11, а, в).

Критерий качества проточной части

На основе расчета осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости можно решать задачу о выборе оптимальной формы проточной части. В качестве целевой функции при решении этой задачи предлагается изменение её окружного КПД по высоте лопатки на выходе из рабочего колеса

$$\eta_u(\zeta) = \frac{h_u(\zeta)}{h_0(\zeta)}, \quad (9)$$

где $h_0(\zeta)$ – располагаемый теплоперепад на линии тока ζ , рассчитываемый по параметрам торможения на входе в ступень и статическому давлению на выходе; $h_u(\zeta)$ – используемый теплоперепад на линии тока ζ .

$$h_u(\zeta) = h_0(\zeta) - \Delta h_{ca}(\zeta) - \Delta h_{pk}(\zeta) - \Delta h_b(\zeta),$$

где $\Delta h_{ca}(\zeta)$ – потери энергии в сопловом аппарате на линии тока ζ , определяются по формуле

$$\Delta h_{ca}(\zeta) = c_1^2(\zeta) [(1 - \varphi(\zeta)^2) / 2\varphi(\zeta)^2];$$

$\Delta h_{pk}(\zeta)$ – потери энергии в рабочем колесе на линии тока ζ , определяются по формуле

$$\Delta h_{pk}(\zeta) = w_2^2(\zeta) [(1 - \psi(\zeta)^2) / 2\psi(\zeta)^2]; \quad (10)$$

$\Delta h_b(\zeta)$ – выходные потери энергии

$$\Delta h_b(\zeta) = c_2^2(\zeta) / 2; \quad (11)$$

$c_1(\zeta)$ и $c_2(\zeta)$ – абсолютные скорости на входе и выходе из рабочего колеса на линии тока ζ ; $w_2(\zeta)$ – относи-

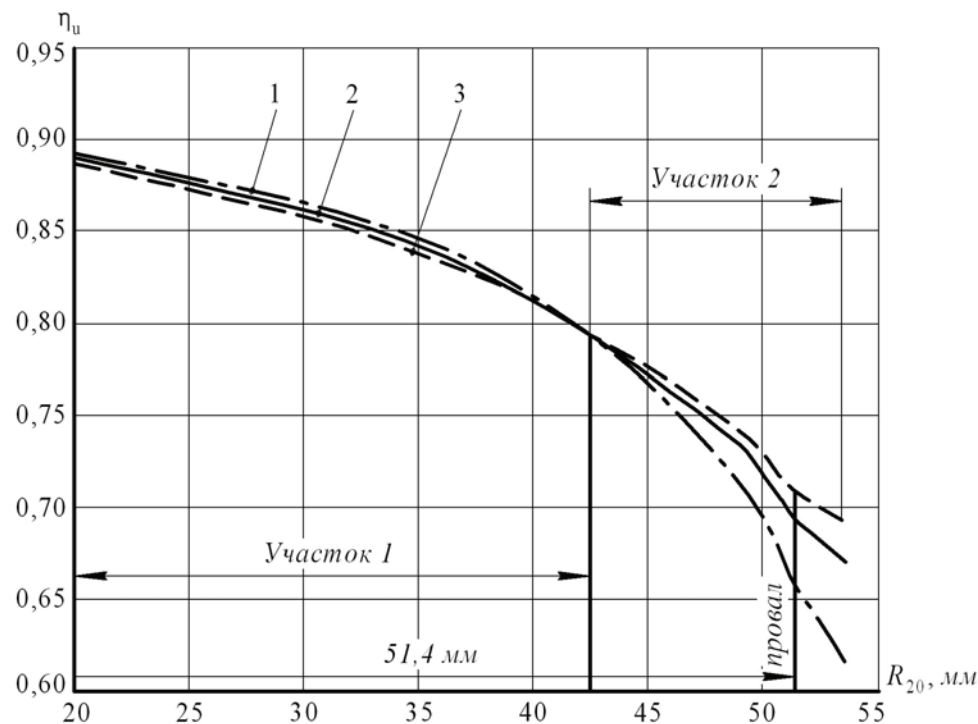


Рис. 12. Распределение окружного КПД турбины вдоль выходного сечения рабочего колеса для режимов № 1 и 1' $\bar{H}_r=2,5$: 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 2; 3 – турбина № 3

Fig. 12. Distribution of the turbine peripheral efficiency along the output section of the driving wheel for modes 1 and 1' $\bar{H}_r=2,5$: 1 is the turbine № 1; 2 is the turbine № 2; 3 is the turbine № 3

тельная скорость на выходе из рабочего колеса на линии тока ζ ; $\varphi(\zeta)$, $\psi(\zeta)$ – коэффициенты скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе на линии тока ζ .

Изменение окружного КПД по высоте лопатки на выходе из рабочего колеса для режимов № 1 и 1' ($\bar{H}_1=2,5$; $\pi_1=1,485$), подсчитанное по формуле (9), представлено на рис. 12.

На рис. 12 можно выделить два характерных участка. Участок 1, на котором высота лопатки на выходе из рабочего колеса изменяется от $R_{20}=20$ до $R_{20}=42,5$ мм. Этот участок характерен тем, что на нем все три турбины развивают практически одинаковый окружной КПД. Участок 2, на котором высота лопатки на выходе из рабочего колеса изменяется от $R_{20}=42,5$ до $R_{20}=53,5$ мм. Этот участок характерен тем, что разница в определении окружного КПД начинает возрастать от нуля при высоте лопатки $R_{20}=42,5$ мм. Достигая высоты лопатки $R_{20}=53,5$ мм, окружной КПД турбины № 2 превышает КПД турбины № 1 на 5,42 %, окружной КПД турбины № 3 превышает КПД турбины № 1 на 7,58 %. Это можно объяснить следующим образом. Ширина рабочего колеса штатной турбины равна $B=32$ мм, ширина рабочих колес турбин № 2 и № 3 на 10 мм больше. От величины B зависит условие перехода от радиального к осевому направлению. Естественно, что при малой ширине такой переход представляет значительные трудности.

На участке 1 общие потери в рабочем колесе, определенные по формуле (10), практически одинаковые для всех трех турбин. На участке 2 общие потери в рабочем колесе для турбины № 1 начинают значительно превышать потери для турбин № 2 и 3.

Потери с выходной скоростью, определенные по формуле (11), на участке 1 одинаковые для всех трех турбин. На участке 2 потери с выходной скоростью для турбины № 1 значительно превышают потери для турбин № 2 и 3.

Осредненный по высоте лопатки окружной КПД: для турбины № 1 $\bar{\eta}_u=0,76$; для турбины № 2 $\bar{\eta}_u=0,781$; для турбины № 3 $\bar{\eta}_u=0,786$. Вот к такому повышению окружного КПД привело увеличение ширины колеса для турбин № 2 и 3.

Провал окружного КПД в области выходного сечения $R_{20}=51,4$ мм (кривые 1, 2 и 3 на рис. 12) обусловлен порождением вторичных вихрей в периферийных струйках тока и их воздействием на основной поток.

Проверка адекватности модели

Для проверки адекватности предложенной математической модели осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины выполнен цикл экспериментальных исследований серии турбокомпрессоров типа ТКР-14. Для этой цели создан стенд для продувки турбин турбокомпрессоров типа ТКР-14. Стенд включает в себя: две воздуходувки ТВ-42 (производительность 60 м³/мин, мощность 55 кВт), соединенные последовательно для

получения необходимого напора перед турбиной; систему смазки подшипников вала ротора; трубопроводы с регулировочными задвижками, позволяющими устанавливать необходимый режим работы турбокомпрессора; измерительные приборы для измерения давления, температуры и частоты вращения ротора турбокомпрессора.

Параметры потока за ступенью турбины измерялись следующим образом. Непосредственно за рабочим колесом на расстоянии приблизительно шага между рабочими лопатками (в сечениях l_8 и l_9 , рис. 5) был установлен тарированный пятиточечный шаровой зонд с координатным устройством. Он позволял измерять параметры потока в трех измерениях. Зонд представляет собой шарик диаметром 5 мм с пятью отверстиями диаметром 0,8 мм. Одно отверстие центральное, четыре других расположены попарно в вертикальной и горизонтальной плоскостях под углом 45° к центральной оси. На координатном устройстве был предусмотрен нониус, поэтому кроме замера полного давления p_2^* за рабочим колесом замерялся угол выхода потока в абсолютном движении α_2 . В диапазоне изменения чисел Маха $M=0,2...1$ точность измерения углов выхода потока составляет $\pm 1...2^\circ$. Скорость потока определяется с погрешностью $\pm 3\%$.

При траверсировании поля на выходе из штатной турбины № 1 была обнаружена зона отрыва потока. Начало зоны отрыва по радиусу располагается примерно в том месте, где начинается втулка рабочего колеса. Зона отрыва определялась следующим образом: на ее границе полное давление, измеряемое шаровым зондом, сравнивалось с измеряемым статическим давлением, а угол выхода потока был близок к 0 или 180°. По изложенной методике нельзя точно измерить расположение зоны отрыва потока. Особую трудность при этом составляло определение угла потока, поскольку вблизи зоны отрыва поворот зонда по углу в пределах $\pm 10^\circ$ не приводил к заметному изменению показаний зонда, по которым он устанавливался под заданный угол потока. Поэтому окончательное суждение о появлении зоны отрыва регистрировалось тогда, когда сравнивались полные и статические давления. Вблизи зоны отрыва, когда производились отмеченные выше повороты зонда в пределах $\pm 10^\circ$, измеряемое полное и статическое давления практически не изменялись.

Распределение полных и статических давлений в зависимости от радиуса выходного сечения рабочего колеса в турбине № 1 для режима № 2 ($p_0^*/p_2=1,285$, $n_{\text{рек}}=35000$ мин⁻¹) представлены на рис. 13. Из рис. 13 видно, что у втулочного сечения возникает отрывное течение. Граница зоны отрыва определялась по равенству полных и статических давлений.

Таким образом, сравнивая результаты расчета осесимметричного течения в турбине № 1 на режиме № 2 (рис. 5) с результатами эксперимента (рис. 13), приходим к выводу: наше предположение, основанное на результатах расчета, о том, что

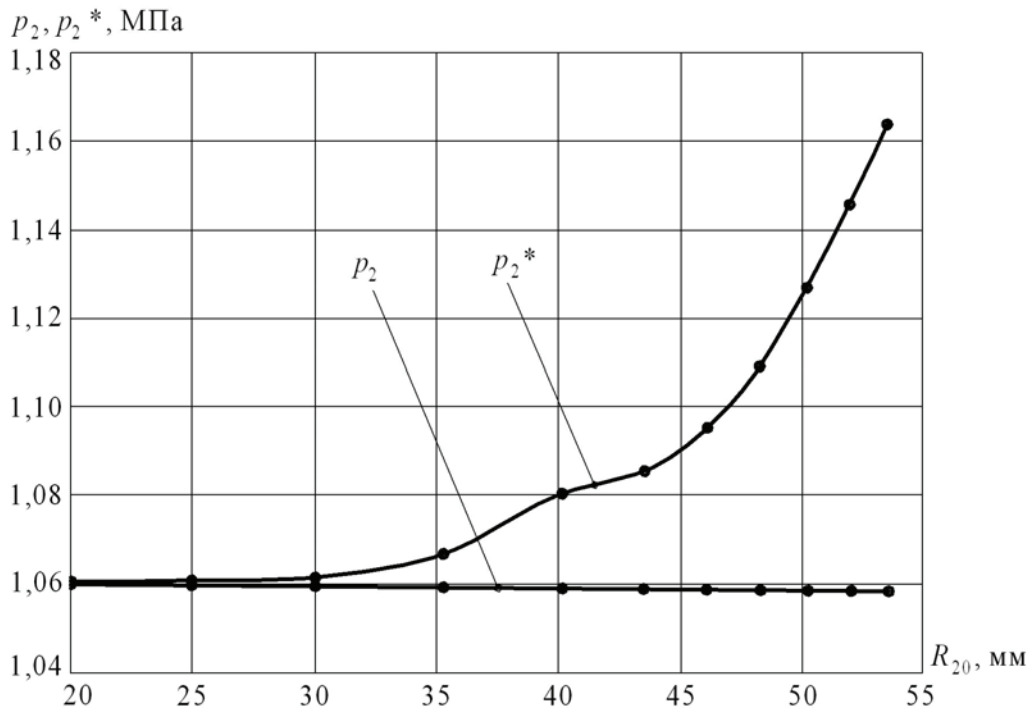


Рис. 13. Распределение полных и статических давлений на выходе из рабочего колеса турбины № 1 для режима № 2 ($p_0/p_2=1,285$, $n_k=35000$ мин⁻¹)

Fig. 13. Distribution of full and static pressure at the output from the driving wheel of the turbine № 1 for the mode № 2 ($p_0/p_2=1,285$, $n_k=35000$ мин⁻¹)

в турбине № 1 при работе на режиме № 2 возникает отрывное течение, нашло экспериментальное подтверждение.

Выводы

Результаты расчетных данных свидетельствуют о следующем:

1. С уменьшением степени понижения давления газа в ступени π_r происходит уменьшение перепада скорости Δw_s . Так, например, для турбины № 1 при переходе с расчетного режима № 1 ($\pi_r=1,485$) на расчетный режим № 2 ($\pi_r=1,285$) перепад скорости Δw_s уменьшился с $\Delta w_s=207,5$ до $\Delta w_s=171,3$ м/с.
2. С уменьшением степени понижения давления газа в ступени π_r может возникнуть отрывная зона. Так, например, для турбины № 1 при переходе с расчетного режима № 1 ($\pi_r=1,485$) на расчетный режим № 2 ($\pi_r=1,285$), предположительно, возникает отрывная зона. Граница отрывной зоны определена при условии $w_s=0$.
3. Сравнение результатов расчета осесимметричного течения с результатами эксперимента доказывает, что в турбине № 1 при работе на режиме № 2 ($\pi_r=1,285$) возникает отрывное течение.
4. Из анализа кривых изменения окружного КПД по высоте лопатки на выходе из рабочего колеса следует, что на графике можно выделить два характерных участка. Участок 1, на котором высота лопатки на выходе из рабочего колеса изменяется от $R_{20}=20$ до $R_{20}=42,5$ мм. Этот уча-

сток характерен тем, что на нем все три турбины развивают практически одинаковый окружной КПД. Участок 2, на котором высота лопатки на выходе из рабочего колеса изменяется от $R_{20}=42,5$ до $R_{20}=53,5$ мм. Этот участок характерен тем, что разница в определении окружного КПД начинает возрастать от нуля при высоте лопатки $R_{20}=42,5$ мм. Достигая высоты лопатки $R_{20}=53,5$ мм, окружной КПД турбины № 2 превышает КПД турбины № 1 на 5,42 %, окружной КПД турбины № 3 превышает КПД турбины № 1 на 7,58 %. Это можно объяснить следующим образом.

- На участке 1 общие потери в рабочем колесе практически одинаковые для всех трех турбин. На участке 2 общие потери в рабочем колесе для турбины № 1 начинают значительно превышать потери для турбин № 2 и 3.
 - Потери с выходной скоростью на участке 1 одинаковые для всех трех турбин. На участке 2 потери с выходной скоростью для турбины № 1 значительно превышают потери для турбин № 2 и 3.
- Осредненный по высоте лопатки окружной КПД: для турбины № 1 $\bar{\eta}_u=0,76$; для турбины № 2 $\bar{\eta}_u=0,781$; для турбины № 3 $\bar{\eta}_u=0,786$. Вот к такому повышению окружного КПД привело увеличение ширины колеса для турбин № 2 и 3.
5. Для штатной турбины № 1 отрывная зона возникает при степени понижения давления газа в ступени $\pi_r=1,285$, а для опытных турбин № 2 и 3

отрывная зона возникает при степени понижения давления газа в ступени $\pi_r=1,238$. Таким образом, за счет увеличенной ширины колеса B на 10 мм в опытных турбинах удалось сдвинуть отрывную зону в сторону меньших степеней понижения давления газа в ступени.

6. Судя по изменению окружного КПД вдоль выходного сечения рабочего колеса, рабочие колеса с меридиональными профилями, построенные по форме эллиптической кривой и по рекомендациям А.Н. Шерстюка, можно считать равноправными. Однако для турбины с обво-

дом, построенным по форме эллиптической кривой, изменение относительной скорости w вдоль внешней и внутренней линий меридионального обвода происходит плавней, чем для турбины с обводом, построенным по рекомендациям А.Н. Шерстюка. Геометрическое построение меридиональных обводов по эллиптической кривой – процесс гораздо менее трудоемкий, чем построение обводов по рекомендациям А.Н. Шерстюка. По этим причинам эллиптический обвод является наиболее приемлемым и его следует рекомендовать к применению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Feng Z.P., Deng Q.H., Li J. Aerothermodynamic design and numerical simulation of radial inflow turbine impeller for a 100 kW microturbine // Turbo Expo 2005: Power for land, sea, and air. – Nevada, 2005. – V. 1. – P. 873–880.
2. Experimental validation of an integrated optimization design of radial turbine for micro gas turbines / L. Fu, Z.P. Feng, G.J. Li, Q.H. Deng, Y. Shi, T.Y. Gao // Journal of Zhejiang university science. – March 2015. – V. 16. – Iss. 3. – P. 241–249.
3. Three-dimensional flow field measurements using LDV in the exit region of a radial inflow turbine / D.M. Murugan, W. Tabakoff, A. Hamed // Experiments in fluids. – May 1996. – V. 21. – Iss. 1. – P. 1–10.
4. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор методов расчета турбины на среднем радиусе // Справочник. Инженерный журнал. – 2013. – № S9. – С. 2–12.
5. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.
6. Шабаров А.Б., Тарасов В.В. К вопросу профилирования рабочего колеса центробежной турбины // Известия вузов. Машиностроение. – 1982. – № 1. – С. 101–105.
7. Шабаров А.Б., Тарасов В.В. Оптимальное проектирование проточной части радиально-осевой турбины // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 11. – С. 67–71.
8. Дорфман Л.А. Численные методы в газодинамике турбомашин. – Л.: Изд-во Энергия, 1974. – 272 с.
9. Основы работы в Ansys 17 / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.
10. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя / под ред. К.А. Басова. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 640 с.
11. Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. Engineering analysis with ANSYS software. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2010. – 480 p.
12. Патанкар С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 312 с.
13. Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах // Известия академии наук СССР, Отделение технических наук, Механика и машиностроение. – 1963. – № 3. – С. 16–28.
14. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор пространственных методов расчета турбины // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – № S9. – С. 13–24.
15. Пассар А.В. Исследование влияния степени радиальности на структуру потока в радиально-осевой турбине турбокомпрессора ТКР-18 // Машиностроение и инженерное образование. – 2016. – Т. 1. – № 1 (46). – С. 50–59.
16. Лашко В.А., Пассар А.В. Модель Я.А. Сироткина как инструмент для анализа геометрических параметров радиально-осевой турбины комбинированного двигателя // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2008. – № 2. – С. 43–62.
17. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
18. Wu Chung-Hua. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types // Trans. ASME. – 1952. – V. 74. – № 8. – P. 1363–1380.
19. Hawthorne W., Novak R. The aerodynamics of turbo-machinery // Annual review of fluid mechanics. – 1969. – V. 1. – № 4. – P. 341–366.
20. Binder F.S., Gulati P.S. A method for predicting the performance of centripetal turbines in non-steady flow // Turbocharg and turbochargers: Int. Conference. – London, 1978. – P. 233–240.
21. Киреев В.И., Пантелеев А.В. Численные методы в примерах и задачах. – СПб.: Изд-во «Лань», 2015. – 448 с.
22. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Исследование влияния степени радиальности на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины газотурбинной установки // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2017. – Т. 328. – № 5. – С. 24–38.
23. Beam R.M., Warming R.F. An implicit factored scheme for the compressible Navier-Stokes equations // AIAA Journal. – 1978. – V. 16. – № 4. – P. 393–402.
24. Steger J.L. Implicit finite-difference simulation of flow about arbitrary two-dimensional geometries // AIAA Journal. – 1978. – V. 16. – № 7. – P. 679–686.
25. Pulliam T.H., Steger J.L. Implicit finite-difference simulation of three-dimensional compressible flow // AIAA Journal. – 1980. – V. 18. – № 2. – P. 159–167.
26. Chakravarthy S.R. Euler equation – implicit schemes and boundary conditions // AIAA Journal. – 1983. – V. 21. – № 5. – P. 699–706.
27. Зализняк В.Е. Численные методы. Основы научных вычислений. – М.: Изд-во «Юрайт», 2016. – 356 с.
28. Численные методы / У.Г. Пирумов, В.Ю. Гидаспов, И.Э. Иванов, Д.Л. Ревизников, В.Ю. Стрельцов, В.Ф. Формалев. – М.: Изд-во «Юрайт», 2016. – 422 с.
29. Betounes D. Partial differential equations for computational science analysis. – Hattiesburg: Springer-Verlag, 1998. – 530 p.
30. Hahn V.H., Valentine D.T. Essential MATLAB for engineers and scientists. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2013. – 424 p.
31. Ревинская О.Г. Основы программирования в MATLAB. – СПб.: Изд-во «БХВ-Петербург», 2016. – 208 с.

Поступила 18.08.2017 г.

Информация об авторах

Пассар А.В., кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра ДВО РАН.

UDC 621.43

INFLUENCE OF A MERIDIAN CONTOUR FORM IN A DRIVING WHEEL ON GAS FLOW PARAMETERS IN A RADIALY-AXIAL TURBINE OF A GAS-TURBINE PLANT

Andrey V. Passar,
passar_av@mail.ru

Computer center of Far East branch of the Russian Academy of Science,
Russia, 680000, Khabarovsk, street Kim U Chena 65.

The relevance of the research is caused by the necessity to improve a flowing part of a radial-axial turbine of new generation of gas turbine units, used in various industries. Microturbines (microturbines) with electrical power from 15 to 600 kW, using associated gas as the fuel, is a separate group of gas turbines of low power.

The aim of the research is to study the influence of a meridional contour of the impeller on gas flow structure in a flow path of the radial-axial turbine of a gas turbine installation. using the Ya.A. Sirotkin model for calculating axisymmetric vortex flow of inviscid compressible fluid in the flow path of the radial-axial turbomachines.

Research methods: the Ya.A. Sirotkin method to calculate axisymmetric vortex flow of inviscid compressible fluid in the flow path of the radial-axial turbomachines.

Results. The paper states the problems of selecting the meridional contour of the impeller radial-axial turbine and introduces impellers: standard turbine impellers with an elliptical meridional contour; impellers with meridional contour, built on the recommendations of A.N. Sherstyuk. The influence of the meridional contour of the impeller on gas flow structure in the flow path of the radial-axial turbine was shown. Based on the results of calculation of axisymmetric flow in impellers, the author has introduced the distributions of meridional velocities depending on a normal length and distribution of relative velocity along the meridional lines of the impeller perimeter. On the basis of these distributions the author defined the reverse current area. The paper introduces the results of calculation of surface currents. The boundary of the separated zone is defined under condition $w_5=0$. The paper introduces the experimental distribution of total and static pressures at the impeller exit of the standard turbine. The comparison of the calculation results of axisymmetric flow by the method of Ya.A. Sirotkin with the experimental results proves that in the turbine no. 1, when working in the mode no. 2, separated flow occurs. Based on the analysis of the circuit efficiency, averaged over the height of the blade, the turbine with an elliptical longitudinal contour is effective than a standard one by 2,1 %; the turbine with meridian contour, built on the recommendations of A.N. Sherstyuk, is more efficient than the standard one by 2,6 %.

Key words:

Meridian contour, radially-axial turbine, pump head coefficient, flow range, characteristics of a turbine, reactance degree, current line, gas-turbine plant.

REFERENCES

- Feng Z.P., Deng Q.H., Li J. Aerothermodynamic design and numerical simulation of radial inflow turbine impeller for a 100 kW microturbine. *Turbo Expo 2005: Power for land, sea, and air*. Nevada, 2005. Vol. 1, pp. 873–880.
- Fu L., Feng Z.P., Li G.J., Deng Q.H., Shi Y., Gao T.Y. Experimental validation of an integrated optimization design of radial turbine for micro gas turbines. *Journal of Zhejiang university science*, March 2015, Vol. 16, Iss. 3, pp. 241–249.
- Murugan D.M., Tabakoff W., Hamed A. Three-dimensional flow field measurements using LDV in the exit region of a radial inflow turbine. *Experiments in fluids*, May 1996, Vol. 21, Iss. 1, pp. 1–10.
- Passar A.V., Lashko V.A. Analytical review of methods for calculating turbine at the average radius. *Spravochnik. Inzhenerny zhurnal*, 2013, no. S 9, pp. 2–12. In Rus.
- Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitelnoy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [The choice of parameters and calculation of centripetal turbines in stationary and transient modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p.
- Shabarov A.B., Tarasov V.V. K voprosu profilirovaniya raboche-go koleasa tsentrostremitelnoy turbiny [On the issue of grading the impeller centripetal turbine]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1982, no. 1, pp. 101–105.
- Shabarov A.B., Tarasov V.V. Optimalnoe proektirovanie protochnoy chasti radialno-osevoy turbiny [Optimal design of flowing parts of the radial-axial turbine]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 11, pp. 67–71.
- Dorfman L.A. *Chislennyye metody v gazodinamike turbomashin* [Numerical methods in gas dynamics of turbomachinery]. Leningrad, Energiya Publ., 1974. 272 p.
- Fedorova N.N., Valger S.A., Danilov M.N., Zakharova Yu.V. *Osnovy raboty v Ansys 17* [Basics in Ansys 17]. Moscow, DMK Press, 2017. 210 p.
- Basov K.A. *ANSYS. Spravochnik polzovatelya* [ANSYS. User manual]. Ed. by K.A. Basov. Moscow, DMK Press, 2014. 640 p.
- Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. *Engineering analysis with ANSYS software*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2010. 480 p.
- Patankar S.V. *Chislennoe reshenie zadach teploprovodnosti i konvektivnogo teplotobmena pri techenii v kanalakakh* [Numerical solution of problems of thermal conductivity and convective heat transfer in the flow channels] Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2003. 312 p.
- Sirotkin Ya.A. Raschet osesimmetrichnogo vikhrevogo techeniya nevyazkoy szhimaemoy zhidkosti v radialnykh turbomashinakh [Calculation of axisymmetric vortex flow of inviscid compressible fluid in radial turbomachines]. *Izvestiya akademii nauk SSSR, Otdelenie tekhnicheskikh nauk, Mekhanika i mashinostroenie*, 1963, no. 3, pp. 16–28.
- Passar A.V., Lashko V.A. Analytic review of spatial methods for calculating a turbine. *Spravochnik. Inzhenerny zhurnal s prilozheniem*, 2013, no. S9, pp. 13–24. In Rus.
- Passar A.V. Study the influence of radiality degree on flow structure in radial-axial turbine of gas generator TKR-18. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*, 2016, vol. 1, no. 1 (46), pp. 50–59. In Rus.

16. Lashko V.A., Passar A.V. Ya.A. Sirotkin model as a tool for analyzing geometric parameters of radial-axial turbine in the compound engine. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie*, 2008, no. 2, pp. 43–62. In Rus.
17. Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radialno-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Radial-axial turbines of small capacity]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
18. Wu Chung-Hua. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. *Trans. ASME*, 1952, vol. 74, no. 8, pp. 1363–1380.
19. Hawthorne W., Novak R. The aerodynamics of turbo-machinery. *Annual review of fluid mechanics*, 1969, vol. 1, no. 4, pp. 341–366.
20. Binder F.S., Gulati P.S. A method for predicting the performance of centripetal turbines in non-steady flow. *Turbocharg and turbochargers: Int. Conference*. London, 1978. pp. 233–240.
21. Passar A.V., Timoshenko D.V. Research of radiality degree effect on stream structure in a flow range of radial-axial turbine in a gas-turbine plant. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2017, vol. 328, no. 5, pp. 24–38. In Rus.
22. Kireev V.I., Panteleev A.V. *Chislennyye metody v primerakh i zadachakh* [Numerical methods in examples and problems]. St-Petersburg, Lan Publ., 2015. 448 p.
23. Beam R.M., Warming R.F. An implicit factored scheme for the compressible Navier–Stokes equations. *AIAA Journal*, 1978, vol. 16, no. 4, pp. 393–402.
24. Steger J.L. Implicit finite-difference simulation of flow about arbitrary two-dimensional geometries. *AIAA Journal*, 1978, vol. 16, no. 7, pp. 679–686.
25. Pulliam T.H., Steger J.L. Implicit finite-difference simulation of three-dimensional compressible flow. *AIAA Journal*, 1980, vol. 18, no. 2, pp. 159–167.
26. Chakravarthy S.R. Euler equation – implicit schemes and boundary conditions. *AIAA Journal*, 1983, vol. 21, no. 5, pp. 699–706.
27. Zaliznyak V.E. *Chislennyye metody. Osnovy nauchnykh vychislennykh* [Numerical methods. Fundamentals of scientific computing]. Moscow, Yurayt Publ., 2016. 356 p.
28. Pirumov U.G., Gidasov V.Yu., Ivanov I.E., Reviznikov D.L., Streltsov V.Yu., Formalev V.F. *Chislennyye metody* [Numerical methods]. Moscow, Yurayt Publ., 2016. 422 p.
29. Betounes D. *Partial differential equations for computational science analysis*. Hattiesburg, Springer-Verlag, 1998. 530 p.
30. Hahn B.H., Valentine D.T. *Essential MATLAB for engineers and scientists*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2013. 424 p.
31. Revinskaya O.G. *Osnovy programirovaniya v MATLAB* [The basics of programming in MATLAB]. St-Petersburg, BHV-Peterburg Publ., 2016. 208 p.

Received: 18 August 2017.

Information about the authors

Andrey V. Passar, Cand. Sc., senior researcher, Computer center of Far East branch of the Russian Academy of Science.