

УДК 621.431.71

Численное исследование влияния регулируемого сопла на рабочие характеристики комбинированной турбины

Б. Мезири^{1,2}, М. Хамел², О. Хиречи^{1,2}, К. Хамиду²

¹*Национальная политехническая школа Орана, Эль М'Науэр, Оран, Алжир*

²*Университет науки и техники, Оран, Эль М'Науэр, Оран, Алжир*

E-mail: bmeziri@yahoo.fr

Существуют различные способы стыковки работы турбокомпрессора с двигателем, и турбина с измеряемой геометрией является наиболее привлекательным методом, позволяющим спроектировать турбину экономичной, с высокой эффективностью и мощностью в широком диапазоне условий работы. Эти проектные ограничения накладываются для того, чтобы снизить тепловую нагрузку и улучшить тепловой КПД двигателя. В статье представлен оригинальный метод проектирования лопаток с регулируемым соплом для комбинированных турбин, разработанных в результате предыдущих экспериментальных и численных исследований. Оценка нового устройства проведена с помощью численного моделирования в широком диапазоне скоростей вращения, отношений давлений и разных углах наклона лопаток. Расчет сжимаемого турбулентного стационарного течения осуществлен с использованием пакета программ ANSYS CFX. Численные данные хорошо согласуются с экспериментальными для бессопловой конфигурации. Результаты показывают, что в случае регулируемых сопел рабочие характеристики турбины существенно улучшаются при низких оборотах.

Ключевые слова: регулируемое сопло, проектирование, комбинированная турбина, турбокомпрессор.

Введение

Увеличение КПД и снижение выбросов парниковых газов являются основными проблемами для промышленности автомобильных двигателей, в этой области существует сильная конкуренция. Большое значение отношения воздух/топливо, требуемое для снижения потребления топлива и выхлопных газов, может быть достигнуто с помощью турбокомпрессора, который может извлекать энергию, используя турбину, чтобы приводить в действие компрессор при высоких давлениях наддува [1]. Однако чтобы избежать излишнего загромождения двигателя, его размер и вес ограничены. Турбокомпрессор должен быть легким, с простым дизайном и обладать высоким КПД, что влечет за собой снижение тепловой нагрузки на двигатель. Высокий КПД турбины дает возможность минимизировать ее размер, что создает благоприятное условие для снижения цены и объема двигателя. Неудовлетворенная адаптация турбины к различным режимам является наиболее заметным недостатком, ухудшающим эффективность двигателя, особенно в случае обычной турбины. Турбокомпрессор не может быстро реагировать на изменения нагрузок на двигатель. Было предложено несколько решений, таких как использование

вспомогательного электродвигателя в период ускорения [2, 3], турбины с двумя входами в турбокомпрессор [4] или турбины с регулируемым соплом. Последнее доказало свою эффективность и нашло применение в энергетических секторах, таких как газовая турбина, турбодетандеры, осевые или центробежные компрессоры. Однако метод проектирования таких турбин остается основной трудностью для инженера-проектировщика.

Для улучшения рабочих характеристик турбины когда двигатель находится в фазе ускорения, лопатки статора должны быть закреплены на осях. Угол сопла турбины должен изменяться, чтобы увеличивать окружную скорость. Следовательно, наличие лопаток имеет первостепенную важность для достижения максимального КПД турбины при низких отношениях скоростей (U/C). Некоторыми исследователями предлагался подход к подбору размеров геометрических параметров, основывающийся на термодинамическом, структурном и механическом методах конструирования [5], другие проводили экспериментальные и численные исследования для изучения поведения рабочих характеристик турбины с регулируемыми соплами (см., например, [6]).

Цель настоящей работы состоит в создании метода проектирования, основанного на анализе одномерного течения, применительно к изоэнтропическому течению совершенного газа с использованием экспериментальных параметров. Проводится анализ с помощью методов вычислительной гидродинамики с целью изучения их влияния на рабочие характеристики турбины. Основная идея заключается в проектировании лопатки статора и улитки корпуса турбины таким образом, чтобы обеспечить оптимальный угол потока на передней кромке лопатки ротора и получить в результате расчетных итераций окончательный профиль, определяемый этим углом.

Методы вычислительной гидродинамики используются как способ оценки точности предложенного метода и достижения наилучшего согласования между турбокомпрессором и двигателем, особенно при низких скоростях двигателя. Численная модель регулируемого сопла была спроектирована так, чтобы обеспечить оптимальные параметры на входе в ротор в условиях рабочего режима (см. табл. 1). В качестве опытной модели использовалась комбинированная турбина, угол лопатки которой подбирался в соответствии с режимом двигателя без увеличения потерь в турбине. Модель была проанализирована для нескольких диапазонов отношений давления при различных скоростях с разными углами наклона лопаток.

Таблица 1

Условия проектирования

Скорость вращения N , об/мин	Массовый расход m , кг/с	Полная температура на входе T_{0*} , К	Отношение давлений PR	Отношение скоростей U/C
98000	0,414	923	2,91	0,61

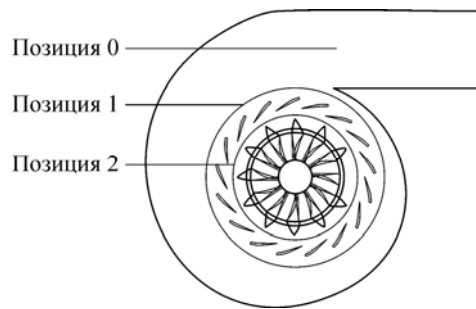
1. Модель одномерного течения

Наиболее важная информация о течении в поперечных сечениях различных частей турбины была получена из одномерного анализа, который использовался вместе с экспериментальными результатами для исходной конструкции. На этом шаге пренебрегают потерями, вызванными отрывом потока, рециркуляцией течения или тепловыми потерями. Однако при использовании методов вычислительной гидродинамики (CFD-методов) конструкция турбины может быть изменена для того, чтобы получить ее оптимальные рабочие характеристики. Параметры осредненного течения определяются вдоль средней линии потока на входе и на выходе каждой компоненты (позиции) турбины, они подробно показаны на рис. 1. Процедура расчета одномерного течения включает в себя следующие шаги:

- определение оптимальных рабочих параметров на входе в прототип ротора в соответствии с требованиями проектирования (позиция 2);

Рис. 1. Основные позиции расчета турбины.

- определение геометрии и расчет параметров на входе в статор (позиция 1);
- определение геометрии кожуха (позиция 0).



1.1. Ротор

Ротор турбины, использовавшийся в настоящей работе, первоначально разработанный в [7] для работы в условиях проектирования, описанных в табл. 1, с основными размерами, приведенными в табл. 2, исследовался численно и экспериментально в [8] с целью определения его рабочих характеристик.

Как упоминалось выше, первые параметры, подлежащие определению, соответствуют позиции 2. Эти параметры рассчитываются с применением законов сохранения массы, импульса и энергии и с помощью уравнения состояния. Из данных табл. 1 и 2 получим оценку оптимальных параметров на входе в ротор в виде

$$C_{0*} = \sqrt{2C_p (1 - PR^{(1-\gamma)/\gamma}) T_{0*}},$$

где C_{0*} — скорость, которая была бы достигнута при изэнтропическом расширении в турбине, T_{0*} — полная температура, PR — отношение давлений, определяемое уравнением $PR = P_{0*} / P_4$, где P_{0*} — полное давление на входе, P_4 — статическое давление на выходе. При заданном оптимальном отношении скоростей, периферийной скорости ротора U_2 и входном угле лопатки ротора β_{2b} угол абсолютной скорости α_2 (см. рис. 2) вычисляется из следующих выражений: $(U/C)_{\text{opt}} = (U_2/C_{0*})$, $(U/C)_{\text{opt}} = \sqrt{(1/2)[1 - (\text{tg}\beta_{2b} / \text{tg}\alpha_2)]}$. Затем множитель оптимальной нагрузки находится по формуле

$$\psi_{\text{opt}} = (C_{\theta 2} / U_2)_{\text{opt}} = \mu / (1 - \mu \text{tg}\alpha_2 \text{tg}\beta_2). \quad (1)$$

В работе [9] было показано, что потери на входе в ротор минимальны, если отношение $C_{2\theta} / C_{2\theta\infty}$ удовлетворяет уравнению $C_{2\theta} / C_{2\theta\infty} = \mu$, где $C_{2\theta\infty}$ — касательная составляющая, которая предполагает бесконечное число лопаток ротора, а μ — коэффициент скольжения, описываемое соотношением Станица: $\mu = 1 - 0,63\pi / Z_b$. Угол потока определяется из треугольника скоростей (рис. 2):

$$\text{tg}\beta_2 = W_{2\theta} / W_{2r} = \text{tg}\alpha_2 (C_{2\theta}) U_2 / C_{2\theta}.$$

Таблица 2

Основные размеры ротора смешанного течения

Средний диаметр на входе в ротор D_2 , м	$83,58 \cdot 10^{-3}$
Высота лопатки ротора на входе b_2 , м	$17,19 \cdot 10^{-3}$
Угол ротора на входе β_{2b}	20°
Угол входного конуса ротора δ	40°
Диаметр ступицы входного направляющего аппарата D_{3H} , м	$27,07 \cdot 10^{-3}$
Диаметр кожуха входного направляющего аппарата D_{3S} , м	$78,65 \cdot 10^{-3}$
Средний угол ротора на выходе β_{3b}	-52°
Длина оси ротора X_R , м	$40 \cdot 10^{-3}$
Число лопаток Z	12

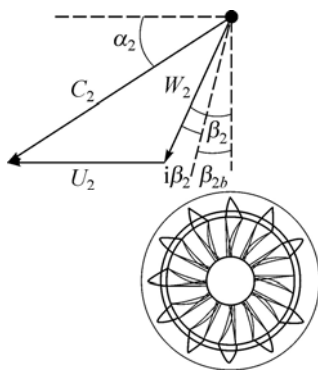


Рис. 2. Треугольник скорости на входе в ротор (позиция 2 на рис. 1).

Оптимальный угол потока $\beta_{2\text{Opt}}$ на входе крыльчатки вычисляется из уравнения $\beta_{\text{Opt}} = \arctg \left[(\psi_{\text{Opt}} - 1) \operatorname{tg} \alpha_2 / \psi_{\text{Opt}} \right]$.

Можно получить выражение для абсолютной скорости на входе в ротор из уравнения (1) и треугольника скорости; температура, давление и плотность вычисляются по формулам: $T_2 = T_{0*} - (C_2^2 / 2C_p)$, $P_2 = P_{0*} (T_2 / T_{0*})^{(1-\gamma)/\gamma}$, $\rho_2 = P_2 / RT_2$, где R — универсальная газовая постоянная.

1.2. Конфигурация регулируемого сопла

Роль сопла заключается в ускорении потока и обеспечении его оптимальной ориентации на входе в ротор так, чтобы жидкость проникала в ротор с минимальными потерями энергии, которые влияют на КПД турбины [9], поэтому нужно тщательно отрегулировать его конфигурацию. Иными словами, конфигурация лопаток, их количество, выходной диаметр и минимальное расстояние между задней кромкой статора и передней кромкой ротора играют важную роль и оказывают сильное влияние на потери в потоке.

КПД конфигурации с прямыми лопатками в общем случае выше, чем в случае наклонных лопаток [10], поэтому была выбрана конфигурация с прямыми лопатками. Выходной диаметр статора равен входному диаметру ротора. Входной диаметр статора определялся в соответствии с хордой сопловой лопатки и значением объема, которые определялись в зависимости от результатов экспериментов. На основе численных и экспериментальных результатов [11] оптимальные значения с точки зрения аэродинамики пространственного параметра при отсутствии лопаток R_{ie} / R_{le} (где R_{ie} и R_{le} — радиусы задней кромки клапана статора и передней кромки ротора) и объем лопаток c/S задавались равными 1,175 и 1,25 соответственно, а число лопаток сопла выбиралось в соответствии с опытным образцом турбокомпрессора с целью минимизации пульсаций давления, механической нагрузки и уровня шума. Для обеспечения простоты и надежности лопатки имели простую форму крылового профиля. С учетом вышеперечисленных допущений было определено число лопаток, длина хорды и выходной диаметр. В результате статор состоял из 17 лопаток с хордой 21,4 мм, при этом лопатки были установлены так, чтобы обеспечивать оптимальный угол потока на входе в ротор и размер горла в зависимости от скорости двигателя (рис. 3а).

После определения параметров в позиции 2 и установления геометрии статора можно найти параметры течения на его входе (позиция 1). Предполагается, что поток, входящий в статор, является равномерным, и рассматриваются периодические условия в одной и той же меридианальной плоскости, поэтому используется только один проход статора для определения параметров на его входе (рис. 3б). Следовательно, можно оценить геометрию горла и определить число Маха (M) с помощью соотношения

$$A / A_* = (1/M) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2} \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}, \quad (2)$$

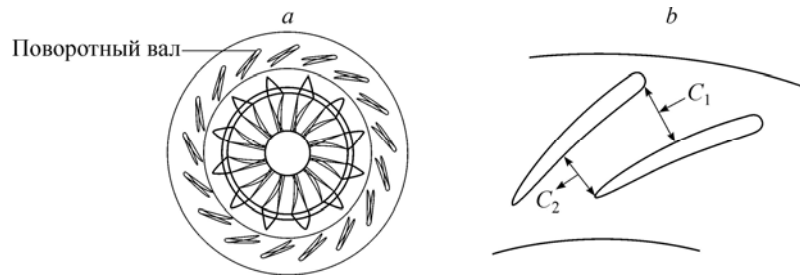


Рис. 3. Схема статора.

a — кольцо лопаток при различных открытых положениях, b — горло сопла.

здесь A_* — площадь, где число Маха достигает значения, равного 1, γ — показатель адиабаты. Отношение, заданное уравнением (2), является функцией числа Маха, и оно может быть определено из таблицы изоэнтропического течения. После нескольких вычислительных итераций было найдено, что положение вала, на котором поворачивается лопатка, совпадает с передней кромкой.

1.3. Конструкция кожуха

Размер улитки турбины является решающей компонентой, ее поперечное сечение существенно влияет на рабочие характеристики турбины, как это упоминалось в исследованиях [12]. Известно, что симметричная улитка эффективнее асимметричной [13], поэтому был выбран первый вариант.

Одномерные методы, описанные в работах [14, 15], используются для проектирования спирали с учетом условий на входе турбины и параметров, рассчитанных для входа в статор. Предполагается, что поток, входящий в статор, является равномерным, поэтому в каждом сечении спирали массовый расход m_ψ по отношению к азимутальному углу ψ и массовому расходу на входе задаются уравнением

$$m_\psi = A_\psi \rho_\psi C_\psi = A_0 \rho_0 C_0 (1 - \psi/360) .$$

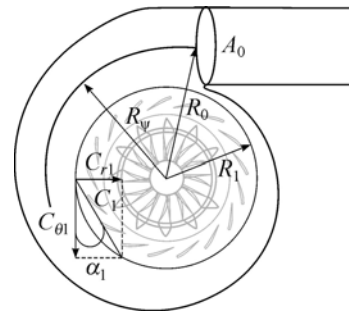
Выражение для массового расхода справедливо независимо от того, является ли течение изоэнтропическим и адиабатическим.

Предполагается, что течение в спиральном канале корпуса удовлетворяет закону свободного вихря, это используется для вычисления касательной составляющей скорости $C_{\theta\psi}$ при азимутальном угле ψ : $C_\psi = C_0 (r_0/r_\psi)$ (см. рис. 4). Следовательно, скорость в позиции 0 запишется как $R_0 C_0 = R_1 C_{\theta 1}$. Угол скорости потока на выходе из улитки предполагается таким же, как на входе в статор. Поэтому угол скорости потока на выходе из спирали и все составляющие скорости можно вывести методом одномерного анализа, в результате чего получим $C_1 = C_{\theta 1} / \cos \alpha_1$. Следовательно, $\alpha_1 = \arctg(C_{r1}/C_{\theta 1})$, где индексы $r1$ и $\theta 1$ обозначают радиальное и касательное направления.

Для адиабатического течения можно вывести модифицированное соотношение для свободного вихря в терминах абсолютных чисел Маха и углов потока, что даст отношение радиусов спирали [15]:

$$R_0 / R_1 = (M_1 \sin \alpha_1 / k M_0 \sin \alpha_0) \left[\frac{1 + M_0^2 (\gamma - 1/2)}{1 + M_1^2 (\gamma - 1/2)} \right]^{-0.5} ,$$

Рис. 4. Различные составляющие скорости в спирали.



где α — абсолютный угол потока по отношению к радиальному направлению, k — угловое количество движения поперек спирали и $k = 1$ для идеального невязкого течения. Затем можно вычислить площадь поперечного сечения спирали в позиции 0 по формуле $A_0 \cong \pi(R_0 - R_1)^2$.

2. Анализ с применением вычислительной гидродинамики

Результаты, представленные в настоящей статье, получены с использованием коммерческого пакета решения задач вычислительной гидродинамики ANSYS CFX. Было проведено численное исследование поля внутреннего течения в турбокомпрессоре комбинированной турбины при высоком отношении давлений. Профиль лопатки, спроектированный в программном модуле BLADEGEN, был перенесен в модуль ICFM CFD, который использовался для построения геометрии улитки и ротора и для построения неструктурированной сетки (см. рис. 5). Сетка измельчалась около стенки для учета градиента параметров течения внутри пограничного слоя. Итерационным путем подбиралось значение безразмерного расстояния до стенки y^+ так, чтобы оно находилось в диапазоне от 20 до 100. Сетка строилась отдельно для каждой компоненты турбины и собиралась в процессоре. Чтобы получить более точные характеристики потока, применялась высокая плотность сетки. Общее число узлов составляло 1368779, и проверялась сходимость по сетке. На рис. 5 показаны четыре основные компоненты расчетной области.

Сжимаемое течение в компонентах турбины (улитке, статоре и роторе) рассчитывалось с использованием полного трехмерного метода конечного объема. Для получения высокой точности применялась противопоточная разностная схема второго порядка точности для дискретизации основных уравнений.

Для получения решения с высокой сходимостью и точностью необходимо хорошее определение граничных условий, для этого на входе задавались параметры торможения

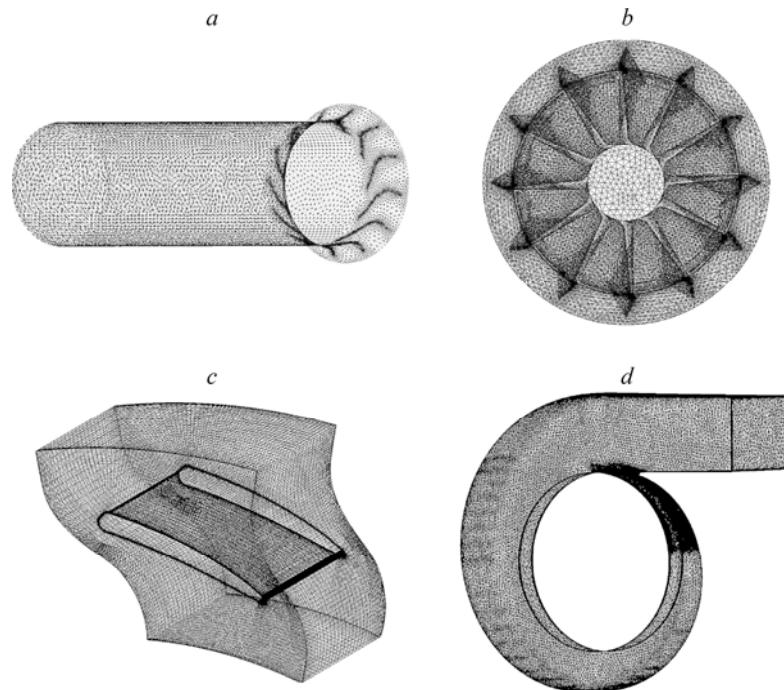


Рис. 5. Расчетные сетки турбины со смешанным течением. Диффузор (a), ротор (b), лопатка статора (c), кожух (d).

(температура и давление) и направление потока, а на выходе фиксировалось статическое давление, и все стенки предполагались адиабатическими с условием прилипания.

В области статора применялись периодические границы, таким образом, моделировался только один проход лопатки. Для обеспечения связи между улиткой, статором и ротором использовался общий интерфейс между сетками.

2.1. Модель турбулентности

В турбинном двигателе реализуется сжимаемое трехмерное течение. Численно решаются осредненные по Рейнольдсу уравнения:

– уравнение сохранения массы:

$$\partial \rho / \partial t + \nabla (\rho \vec{U}) = 0;$$

– уравнение сохранения количества движения:

$$\partial (\rho \vec{U}) / \partial t + \nabla (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = \nabla (-p\delta + \tau - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M;$$

– уравнение сохранения энергии:

$$\partial (\rho H) / \partial t + \nabla (\rho \vec{U} H - \overline{u_i h} - \lambda \nabla T) = \partial p / \partial t .$$

Здесь ρ — плотность, \vec{U} — вектор средней скорости, \vec{u} — вектор пульсаций скорости, τ — тензор молекулярного напряжения, ∇ — дельта-функция Кронекера, $\rho \overline{u_i u_j}$ — тензор напряжений Рейнольдса, S_M — источниковый член, включающий силу Кориолиса и центробежную силу, H — средняя полная энтальпия, определяемая уравнением $H = h_s + (1/2)\vec{U}^2 + k$, h_s — средняя статическая энтальпия, λ — коэффициент теплопроводности, k — кинетическая энергия турбулентности, заданная уравнением $k = (1/2)\overline{u^2}$. Для связи между давлением, плотностью и температурой используется уравнение состояния совершенного газа $P = \rho RT$.

Для вычисления турбулентной составляющей применялась модель RNG k - ε [16]. Эта модель обеспечивает хорошую точность в зависимости от предыдущих результатов [17]. Она основана на концепции вихревой вязкости с предположением, что напряжения Рейнольдса $-\overline{\rho u_i u_j}$ можно записать в терминах градиентов средней скорости и вихревой или турбулентной вязкости μ_t аналогично подходу, применяемому к вязким напряжениям τ_{ij} для ламинарного течения ньютоновой жидкости:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - (2/3) \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k},$$

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - (2/3) \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - (2/3) \mu \delta_{ij} \rho k.$$

Вязкость μ_t задается в терминах k и ε , где k — кинетическая энергия турбулентности и ε — скорость ее диссипации, по следующим уравнениям:

$$\mu_t = \rho C_\mu (k^2 / \varepsilon),$$

где C_μ — константа, равная 0,09, а k и ε можно получить из следующих уравнений:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k \bar{U}) = \nabla[(\mu + \mu_t / \sigma_k) \nabla k] + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \varepsilon \bar{U}) = \nabla[(\mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon) \nabla \varepsilon] + (\varepsilon / k)(C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon),$$

где P_k — производство турбулентности, а постоянные $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$ определены экспериментально в работе [18].

2.2. Анализ течения у стенки

Формулировка модели турбулентности Гротьянса и Ментера [19], интегрированная в пакет CFX, используется для расчета течения у стенки. Из допущения о логарифмическом профиле пристеночная касательная скорость связывается с касательным напряжением на стенке, чтобы избежать ограничений, налагаемых стандартными пристеночными функциями.

Пограничный слой моделируется с привлечением логарифмической пристеночной функции, если он разрешен не полностью. В предположении, что скорость вблизи стенки имеет логарифмическое распределение, касательное напряжение жидкости задается формулой $\tau_\omega = \rho u_\tau^2$, где u_τ — скорость трения, которая вычисляется по формуле

$$u_\tau = U_t / \left[(1/0,41) (\ln \tilde{y}^+ + 5,2) \right].$$

Здесь $\tilde{y}^+ = \max(y^+, y_{\text{lim}}^+)$, $y^+ = \rho u_\tau \Delta y / \mu$ и $y_{\text{lim}}^+ = 11,067$, что является пересечением линейного и логарифмического профилей.

3. Результаты и их обсуждение

Комбинированная турбина с регулируемыми соплами была спроектирована при условиях, приведенных в табл. 1. Однако температура и скорости, при которых проводились эксперименты, были намного ниже, чем те, которые встречаются в реальных приложениях. Использование воздуха при низкой температуре позволяет применять обычный инструментарий.

Получены следующие результаты для различных диапазонов эквивалентной проектной скорости при разных углах сопловых лопаток в стационарном состоянии для описания некоторых рабочих характеристик комбинированной турбины. Обсуждение численных результатов основывается на сравнении параметров эффективности комбинированной турбины с регулируемыми соплами и этой же турбины, протестированной с улиткой без сопел [20]. Для оценки точности численного метода полученные результаты также сравниваются с другими опубликованными численными результатами [21] для той же турбины (см. рис. 6а). Псевдо-безразмерный параметр массового расхода определяется уравнением $MFP = m(\sqrt{T_{0^*}} / P_{0^*})$ и представлен на графике зависимости от отношения давлений (PR). Он используется для вычисления поглощательной мощности турбины.

На рис. 6а видно, что для безлопаточной турбины при 50-процентной эквивалентной проектной скорости численные результаты очень хорошо согласуются с экспериментальными данными [20] и с численными результатами [21]. Таким образом, осуществлена верификация численного метода, и можно обсуждать результаты.

Полученные результаты показывают, что параметры массового расхода для конфигурации с соплами почти не зависят от скорости режима и угла установки сопла. Это можно объяснить сниженным влиянием центробежного напора при более низких скоростях вращения, что позволяет колесу турбины поглощать больше массового расхода.

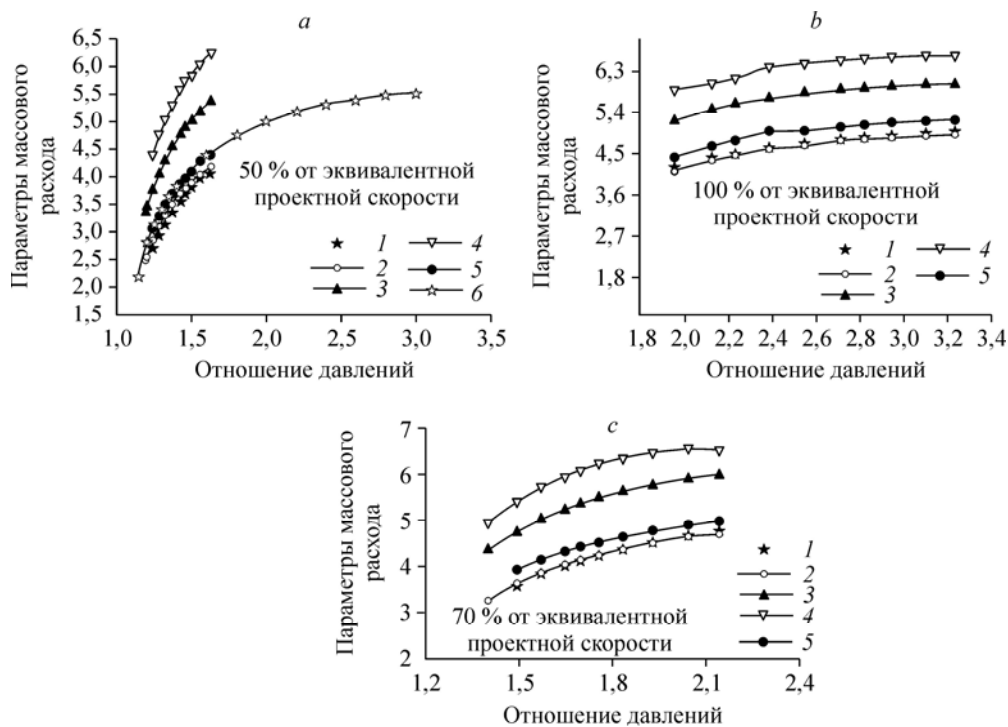


Рис. 6. Сравнение поглощательной мощности конфигураций с соплами и без них. Эксперимент (без лопаток) [20] (1); настоящие расчеты для турбин с соплами под углами 77° (2), 70° (3), 60° (4); расчеты для случаев без лопаток настоящей работы (5) и работы [21] (6).

В бессопловой улитке поток движется по спиральному каналу приблизительно до входа в ротор, а в конфигурации с соплами при прохождении через сопла направление потока изменяется посредством манипулирования сопловым кольцом.

Как видно на рис. 6а–6с, во всем диапазоне скоростей параметр массового расхода различается для случаев бессопловой конфигурации и конфигурации при наличии сопел на величину менее 1 % для лопатки с углом наклона 77° и улучшает мощность поглощения массового расхода при одинаковых условиях. Это можно объяснить тем, что спираль с соплами придает то же направление потоку, что и бессопловая турбина, хотя при углах сопел 70° и 60° турбина показывает более высокую поглощательную мощность, чем бессопловая турбина, с улучшением параметра массового расхода примерно на 25 и 50 % соответственно для различных диапазонов скоростей (см. рис. 7а–7с). Это различие можно объяснить увеличением площади эффективного потока рассматриваемой улитки и положением лопаток статора. Турбина обладает способностью достижения более высокого отношения давлений при более низком параметре массового расхода.

Эффективность представленной турбины с сопловыми лопатками также сравнивается с экспериментальными результатами для этой же турбины, но без сопел, как показано на рис. 7, 8. При проектной скорости с углом лопатки, составляющей 77° , пиковая эффективность турбин с соплами и без них близка друг к другу с расхождением менее чем 0,01 (см. рис. 7а, 7б и 8). На деле это различие имеет место из-за увеличения площади трения в спирали и статоре. Но поток все еще хорошо управляем лопатками, которые дают угол наклона, самый близкий к оптимальному. При этом для наклонов углов 70° и 66° пиковая эффективность падает (см. рис. 7с–7ф и 8). Это происходит из-за роста потерь на отрыв потока в лопатках при их сближении, вследствие чего угол наклона отклоняется от оптимального угла потока.

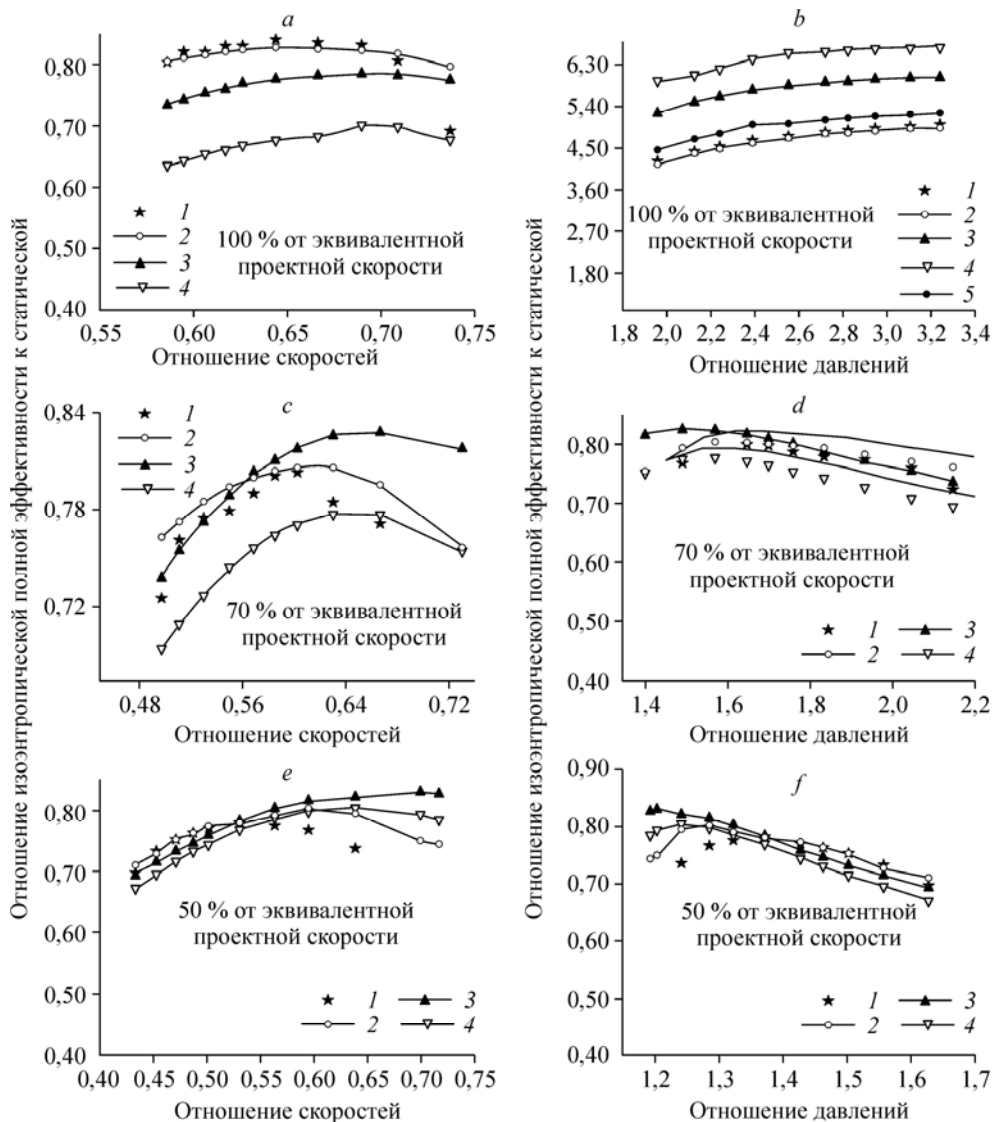


Рис. 7. Отношение полной эффективности к статической, полученное путем численного моделирования, в сравнении с экспериментально измеренной эффективностью исходной турбины.

Эксперимент (без лопаток) [20] (1); настоящие расчеты для турбин с соплами под углами 77° (2), 70° (3), 66° (4) — a, d и с соплами под углами 77° (2), 70° (3), 60° (4) — b, c, e, f; расчеты для случаев без лопаток настоящей работы (5).

При режиме 70 и 50 % эквивалентной скорости в нерасчетном случае с углом лопаток 70° турбина дает наилучшие рабочие характеристики при низком отношении давлений (см. рис. 8). Эти результаты можно объяснить улучшением абсолютной скорости (C) на входе ротора (см. рис. 2). Изменение пиковой эффективности происходит вследствие изменений условий потока при разных углах раскрытия лопаток. Эффективность турбины значительно меняется, когда лопатки закрываются. В этом случае угол абсолютной скорости увеличивается, в результате чего возрастает коэффициент нагрузки при фиксированной касательной скорости ротора. Следовательно, точка рабочего режима турбины сдвигается от низкого к высоким отношениям скоростей. Поэтому при нерасчетных условиях рабочие характеристики комбинированной турбины улучшаются.

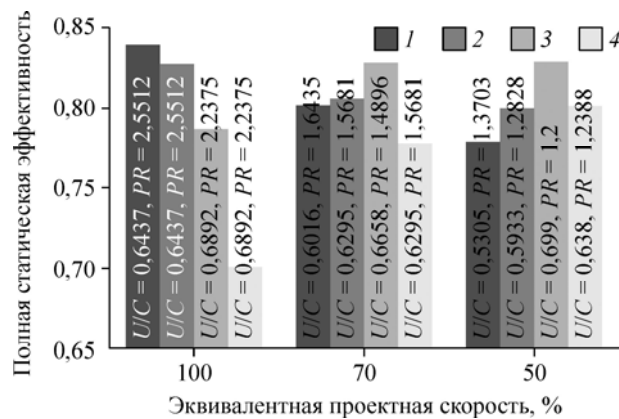


Рис. 8. Пики эффективности турбин с соплами и без них. Обозначения см. на рис. 7.

Заключение

Настоящая статья посвящена разработке метода проектирования лопаток с регулируемыми соплами с целью улучшения рабочих характеристик комбинированной турбины при нерасчетных условиях. Кроме того, выполнено численное исследование влияния регулируемого сопла на рабочие характеристики турбины. Для оценки точности численного метода проведено сравнение характеристик бессопловой турбины по массовому расходу с экспериментальными данными, которое показывает хорошее согласование.

Полученные результаты свидетельствуют, что поглощательная мощность рассматриваемой турбины зависит от скорости вращения и угла лопаток. При угле 60° турбина пропускает через себя большее количества жидкости.

Сравнение рабочих характеристик турбины при трех углах наклона лопаток подтверждает полезность использования изменяемой геометрии статора. При высокой скорости (100 % от эквивалентной проектной скорости) наивысшая эффективность получена при угле наклона лопатки, равном 77° , при этом падение эффективности, вызванное использованием регулируемого сопла, невелико. При низкой скорости эффективность зависит и от отношений давлений, и от угла лопатки. Более высокие рабочие характеристики получаются при угле наклона лопатки 77° при высоких отношениях давлений, и при угле 70° — при низких отношениях давлений.

Влияние регулируемого сопла на аэродинамическую эффективность показывает, что турбина с соплами имеет более высокую поглощательную способность и хорошо работает при различных открытых положениях.

Авторы выражают признательность профессору М. Абида за его ценные и конструктивные предложения во время планирования и разработки настоящего исследования.

Список литературы

1. Hakeem I., Su C.-C., Costall A., Martinez-Botas R.F. Effect of volute geometry on the steady and unsteady performance of mixed-flow turbines // J. Power and Energy. 2007. Vol. 221, Part A. P. 535–550.
2. Kolmanovsky I., Stefanopoulou A.G., Powell B.K. Improving turbocharged Diesel engine operation with turbo power assist system // Proc. 1999 IEEE, USA August 22–27, 1999. P. 454–459.
3. Panting J., Pullen K.R., Martinez-Botas R.F. Turbocharger motor-generator for improvement of transient performance in an internal combustion engine // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. of Automobile Engng. 2001. Vol. 215, No. 3. P. 369–383.

4. **Shahhosseini M.R., Hajilouy-Benisi A., Rad M.** Numerical and experimental investigation of the flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and partial admission conditions // Proc. ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Berlin, Germany, June 9–13, 2008. GT2008-50397. P. 1507–1517.
5. **Zhang J., Zhuge W., Hu L., Li S.** Design of turbocharger variable nozzle // Proc. ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbo Expo 2007, Parts A and B. Montreal, Canada, May 14–17, 2007. GT2007-27562. P. 1313–1319.
6. **Rajoo S., Martinez-Botas R.F.** Unsteady effect in a nozzled turbocharger turbine // Proc ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbo Expo 2007, Parts A and B. Montreal, Canada, May 14–17, 2007. GT2007-28323. P. 1159–1170.
7. **Abidat M., Chen H., Baines N.C., Firth M.R.,** Design of a highly loaded mixed flow turbine // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. 1992. Vol. 206. P. 95–107.
8. **Chen H., Baines N.C., Abidat M.** Exit through study of mixed-flow turbines with inlet incidence variation // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. 1997. Vol. 211. P. 461–475.
9. **Spence S.W.T., Artt D.W.** An experimental assessment of incidence losses in a radial inflow turbine rotor // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. 1998. Vol. 212. P. 43–53.
10. **Srithar Rajoo, Martinez-Botas R.F.** Lean and straight nozzle vanes in a variable geometry turbine: a steady and pulsating flow investigation // Proc ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Berlin, Germany, June 9–13, 2008. GT2008-50828. 2008. P. 1589–1601.
11. **Simpson A., Spence S., Watterson J.** Numerical and experimental study of the performance effects of varying vaneless space and vane solidity in radial inflow turbine stators // Proc. ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Berlin, Germany, June 9–13, 2008. GT2008-50261. 2008.
12. **Lymberopoulos N., Baines N.C., Watson N.** Flow in single and twin-entry radial turbine volute // ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Vol. 1: Turbomachinery. Amsterdam, The Netherlands, June 6–9, 1988. Paper 88-GT-59. P. 1–8.
13. **Arcoumanis C., Martinez-Botas R.F., Nouri J.M., Su C.-C.** Performance and exit flow characteristics of mixed-flow turbines // Int. J. Rotating Mach. 1997. Vol. 3, No. 4. P. 277–293.
14. **Hamel M., Hamidou M.K., Cherif H.T., Abidat M., Litim S.A.** Design and flow analysis of radial and mixed flow turbine volutes // Proc. ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Berlin, Germany, June 9–13, 2008. GT2008-50503. 2008. P. 2329–2338.
15. **Rapley S., Eastwick C., Simmons K.** Design and performance of vaneless volutes for radial inflow turbines // Proc. Inst. Mech. Eng. 1994. Vol. 208. P. 199–211.
16. **Yakhot V., Orszag S.A.** Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic Theory // J. Sci. Computing. 1986. Vol. 1, No. 1. P. 1–51.
17. **Rapley S., Eastwick C., Simmons K.** The application of CFD to model windage power loss from a spiral bevel gear // ASME Turbo Expo. Vol. 6: Turbo Expo 2007, Parts A and B. Montreal, Canada, May 14–17, 2007. GT2007-27879. P. 47–56.
18. **Patankar S.V., Spalding D.B.** Calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows // Int. J. Heat Mass Transfer. 1972. Vol. 15. P. 1778–1806.
19. **Rhie C.M., Chow W.L.A.** Numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation // AIAA J. 1982. Vol. 21. P. 1525–1532.
20. **Abidat M., Hachemi M., Hamidou M.K., Baines N.C.** Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. 1998. Vol. 212. P. 173–184.
21. **Hamel M., Abidat M., Litim S.A.** Investigation of the mixed flow turbine performance under inlet pulsating flow conditions // Comptes Rendus Mécanique. 2012. Vol. 340. P. 165–176.

*Статья поступила в редакцию 14 июля 2014 г.,
после доработки — 25 ноября 2015 г.*