

# ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТУРБИНЕ СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ С ДИАГОНАЛЬНЫМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Калабухов Д.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет  
им. академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет),  
СГАУ, Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия  
e-mail: dskalabuhov@gmail.com

Изложены теоретические основы рабочего процесса в турбинах сверхмалой мощности с диагональным рабочим колесом. Проведено численное исследование влияния степени диагональности рабочего колеса и способов его меридионального профилирования на энергетические характеристики соплового аппарата, рабочего колеса и турбины в целом с использованием методов пространственного моделирования вязкого течения в пакете ANSYS CFX. Сделан вывод об эффективности применения небольшой диагональности рабочего колеса в турбине сверхмалой мощности на расчетном режиме ее работы.

*Ключевые слова:* турбина сверхмалой мощности, диагональное рабочее колесо, степень диагональности, мощный КПД, степень реактивности.

## Введение

Турбины сверхмалой мощности (мощность на валу  $N_r = 0,01 \div 10$  кВт, расход рабочего тела  $G \leq 0,1$  кг/с) предназначены для привода различного рода вспомогательных систем энергетических установок авиационно-космической техники. Они характеризуются многообразием вариантов схемного исполнения: известны турбины осевого, центростремительного, центробежного типов, гибридных схем [1]. Наиболее изученными являются осевые и центростремительные турбины сверхмалой мощности (ТСММ). Существуют также диагональные турбины (рис. 1,а) и турбины с диагональным рабочим колесом (РК) (рис. 1,б-г), по характеру рабочего процесса занимающие промежуточное положение между осевыми и центростремительными ТСММ и наиболее близкие к радиально-осевым турбинам [2]. Однако работы в области исследований диагональных ТСММ неизвестны или полностью отсутствуют. В то же время газодинамические исследования турбин с диагональным течением потока в рабочем колесе представляют интерес, поскольку в некоторых случаях они могут быть более эффективными, чем ТСММ с чисто осевым или радиальным истечением из РК. В данной работе кратко описана теория рабочего процесса в диагональном РК и проанализированы результаты газодинамического

3D-моделирования турбины с РК различной степени диагональности в пакете ANSYS CFX.

## Особенности рабочего процесса в диагональном рабочем колесе

Схема течения потока в диагональном РК показана на рис. 2,а. Относительное движение газа в проточной части РК носит трехмерный характер и описывается уравнением [3]

$$\frac{d\vec{w}}{dt} + \vec{\omega} \times u + 2(\vec{\omega} \times \vec{w}) = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p, \quad (1)$$

где  $\frac{d\vec{w}}{dt}$  — относительное ускорение;

$\vec{\omega} \times u$  — переносное ускорение;

$2(\vec{\omega} \times \vec{w})$  — кориолисово ускорение;

$\frac{1}{\rho} \text{grad } p$  — градиент давления рабочего тела.

В проекциях на цилиндрические координаты  $r$ ,  $\phi$  и  $z$  (рис. 2,а) уравнение количества движения для ТСММ с диагональным РК записывается следующим образом:

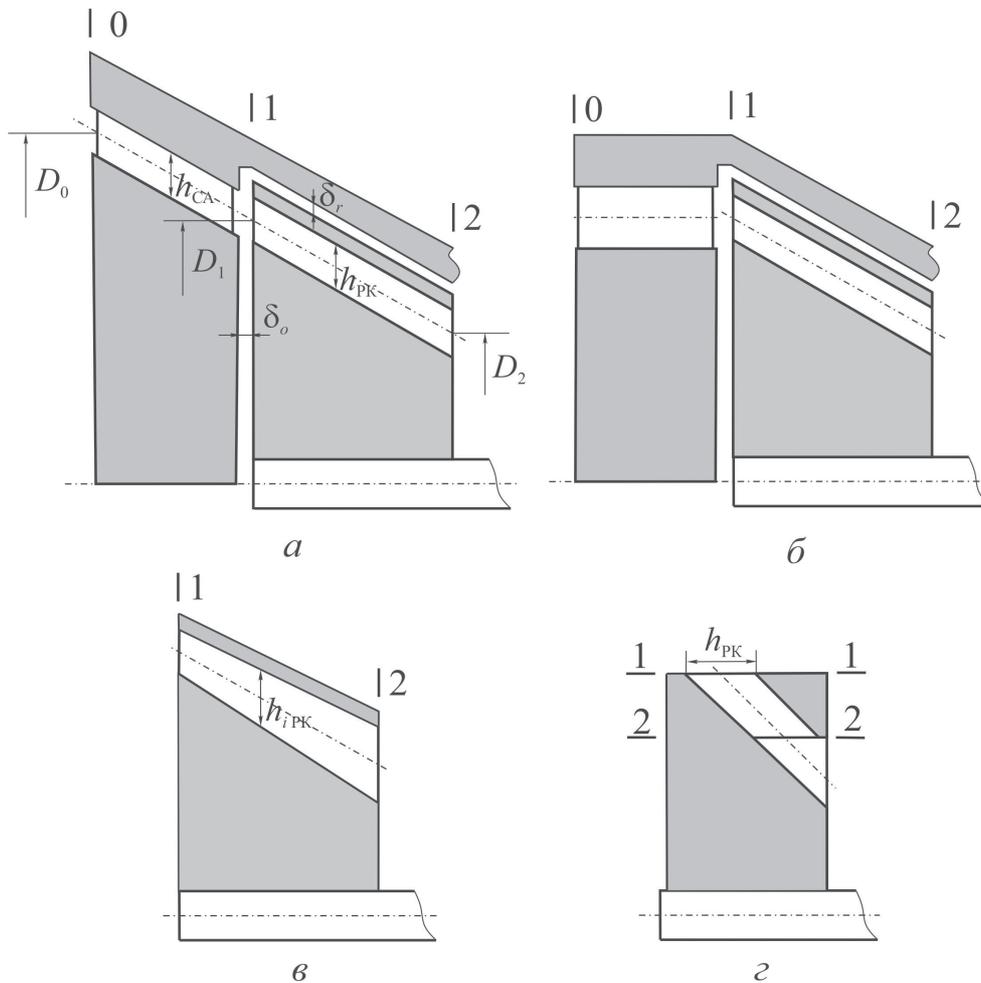


Рис. 1. Схемы диагональных турбин и диагональных рабочих колес: *a* — диагональная турбина; *б* — диагональное РК с осевым входом и высотой лопатки РК  $h_{iПК} = \text{const}$ ; *в* — диагональное РК с осевым входом и площадью сечения проточной части РК  $F_{iПК} = \text{const}$ ; *г* — диагональное РК с радиальным входом и  $h_{iПК} = \text{const}$

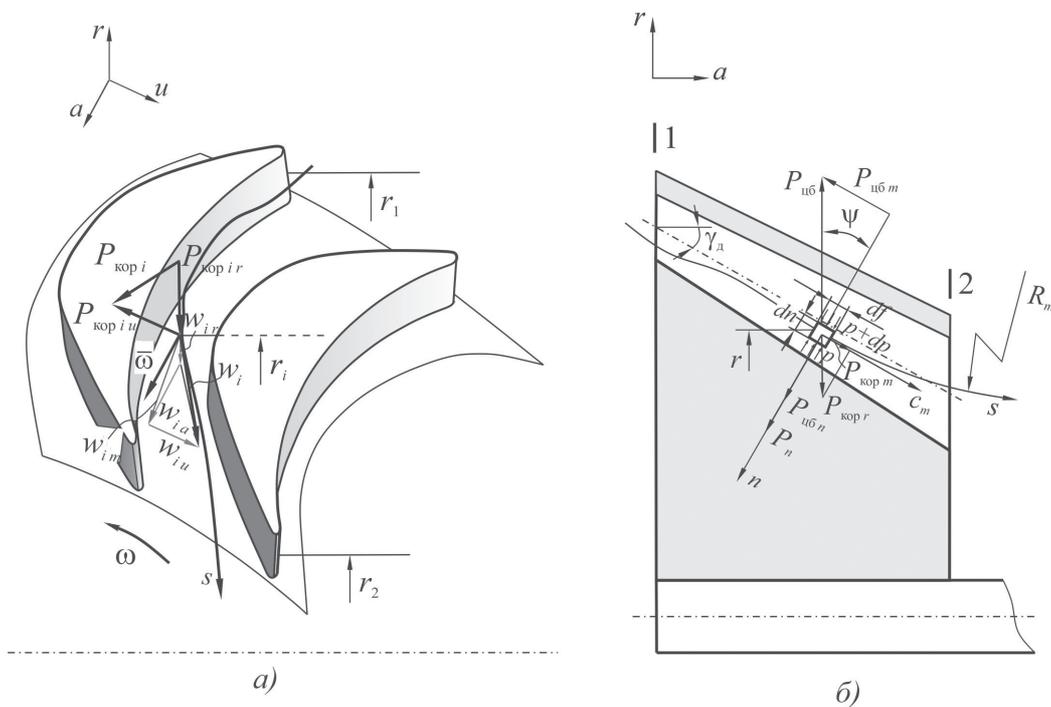


Рис. 2. Схема течения в диагональном рабочем колесе: *a* — относительное движение потока в межлопаточном канале; *б* — течение в меридиональном сечении РК

$$\left\{ \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} &= \frac{dw_r}{dt} - \frac{w_u^2}{r} - 2\omega w_u - \frac{u^2}{r}; \\ -\frac{1}{r\rho} \frac{dp}{d\phi} &= \frac{dw_u}{dt} - \frac{w_r w_u}{r} + 2\omega w_r; \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} &= \frac{dw_z}{dt}. \end{aligned} \right. \quad (2) \quad \left( \frac{dp}{\rho dr} - \frac{c_u^2}{r} \right) \cos \gamma_d + P_n = 0. \quad (5)$$

Таким образом, равновесие частицы газа массой  $dm$  в потоке определяется воздействием на нее усилия со стороны лопатки, сил инерции и градиента давления.

В декартовых координатах удобно рассматривать движение частицы по линии тока  $s$  в меридиональной плоскости  $m$  (рис. 2, б) и в абсолютном движении [4]. Мгновенная скорость частицы определяется меридиональной составляющей скорости  $c_m$ , а мгновенный радиус кривизны линии тока равен  $R_m$ . Декартова система координат перемещена в центр массы частицы рабочего тела. Угол между нормалью  $n$  и радиусом  $r$  равен  $\psi$ .

Вдоль нормали  $n$  протяженность частицы рабочего тела  $dn$ , а площадь ее верхнего и нижнего основания одинакова и равна  $df$ . От оси турбины частица отстоит на величину  $r$ , а окружная составляющая скорости на этом радиусе  $c_u$ . На нижнее основание частицы действует гидродинамическое давление  $p$ , на верхнее —  $p+dp$ . Вдоль нормали

действует центробежная сила  $dm \frac{c_m^2}{R_m}$  и проекции усилий от лопатки  $P_n$  и центробежной силы  $dm \frac{c_u^2}{r} \cos \psi$ . Тогда условие равновесия частицы, находящейся на радиусе  $r$ :

$$dm \frac{c_m^2}{R_m} - dm \frac{c_u^2}{r} \cos \psi + d(pf) + P_n = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что  $dm = \rho df \cdot dn$ , запишем:

$$\frac{c_m^2}{R_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \psi + \frac{dp}{\rho dn} + P_n = 0. \quad (4)$$

Если в качестве допущения принять условие конического течения в РК, то  $\psi = \gamma_d$ ,  $R_m = \infty$ .

Угол  $\gamma_d$  определяет наклон средней линии лопатки РК в меридиональном сечении к оси турбины. Тогда выражение (4) можно записать так:

Уравнение (5) является уравнением радиального равновесия в диагональном РК.

За счет диагонального пространственного течения в относительном движении на частицу рабочего

тела действует центробежная сила  $P_{цб} = m \frac{u^2}{r}$ , которая направлена против вектора  $w_r$  и совершает

отрицательную работу  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ . Кроме того, на те-

чение оказывает влияние результирующая кориолисова сила  $P_{кор}$ , которая имеет две проекции:  $P_{кор u} = 2m\omega w_r$  и  $P_{кор r} = 2m\omega w_u$ . Последняя направлена к центру и воздействует противоположно  $P_{цб r}$ , а составляющая  $P_{кор u}$ , направленная в сторону вращения РК, совершает полезную работу

$$H_{кор} = \omega^2 r^2 = u_1^2 - u_2^2.$$

С учетом изложенного выше уравнение энергии для РК диагональной турбины можно записать в виде

$$L_{РК(w)} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_{r(1-2)} \quad (6)$$

или

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + L_{r(1-2)}, \quad (7)$$

где  $L_{r(1-2)}$  — работа, затрачиваемая на преодоление сил гидравлического сопротивления [4].

Таким образом, потенциальная энергия рабочего тела в турбине затрачивается на разгон потока в относительном движении, на преодоление действия центробежных сил и сил гидравлического сопротивления.

Турбины сверхмалой мощности обычно проектируют активными с целью уменьшения утечек через большие радиальные зазоры:  $\bar{\delta}_r = \delta_r / h_{РК} = 0,2 \dots 1$  [5]. Однако за счет того, что в диагональном РК центробежные силы стремятся затормозить поток рабочего тела (хотя и в меньшей степени, чем в центростремительном РК), минимальная степень реактивности активной турбины будет положительной [1]:

$$\rho_{T \min} = Y_T^2 (1 - \bar{D}^2), \quad (8)$$

где  $Y_T = \frac{u_1}{c_{1ад}}$  — параметр нагруженности турбины;

$\bar{D} = D_2/D_1$  — степень диагональности турбины.

Соотношение  $\bar{D}$  связано с углом  $\gamma_d$  выражением

$$\bar{D} = 1 - \frac{2 \operatorname{tg} \gamma_d \cdot s_{PK}}{D_1},$$

где  $s_{PK}$  — ширина лопатки РК в меридиональном сечении.

### Численное исследование влияния степени диагональности рабочего колеса на газодинамические характеристики ТСММ

В качестве объекта исследований была выбрана осевая ТСММ с полным подводом рабочего тела к сопловому аппарату (СА) номинальной мощности  $N_{T \text{ ном}} = 7,5$  кВт и частоты вращения  $n_{\text{ном}} = 20000$  мин<sup>-1</sup>. Турбину предполагается использовать для запуска ГТД в составе воздушного турбостартера [6]. Схема турбины и ее основные геометрические размеры представлены на рис. 3. Значения геометрических параметров выбраны рациональными по удельному расходу рабочего тела и удельной массе пневмостартера с помощью метода выбора параметров ТСММ, который описан в работе [7].

Расчетный режим турбины определялся параметром нагруженности  $Y_T = 0,23$ , степенью понижения давления  $\pi_T = 6$  и расчетной степенью реактивности  $\rho_p = \rho_{\min}$ .

В исследованиях варьировалась степень диагональности  $\bar{D}$  в диапазоне значений 0,5–1, что соответствовало изменению  $\gamma_d$  от 57,7° до 0. На рис. 3 штриховыми линиями показано меридиональное сечение лопатки РК с  $\bar{D} = 0,915$  и  $\gamma_d = 15^\circ$ . Ширина диска РК  $s_{PK} = 15,8$  мм сохранялась постоянной, что приводило к изменению хорды лопатки  $b_{PK}$  и соотношения  $b_{PK}/t_1$  в пределах 1,35–2,53. Также было изучено влияние способов меридионального профилирования проточной части:  $F_{iPK} = \operatorname{var}$  при  $h_{iPK} = \operatorname{const}$  (рис. 1,б) и  $F_{iPK} = \operatorname{const}$  при  $h_{iPK} = h_1 D_{iPK} / D_2$  (рис. 1,в,г).

Численное моделирование осуществлялось средствами пакета ANSYS CFX по модели, вери-

фицированной натурным экспериментом в работе [6]. В качестве рабочего тела использовался вязкий идеальный газ. Поток на входе в расчетную область принимался осесимметричным. Предполагалось, что течение во всех межлопаточных каналах СА и РК идентично течению в одном из каналов СА и РК соответственно. Также в расчетной модели учитывалось течение в осевом и радиальном зазорах.

Граничные условия: на входе задавалось давление заторможенного потока  $p_0^*$  и температура ( $T_0^* = 288$  К), на выходе и осредненное по площади статическое давление (101,33 кПа).

В процессе вычислений использовалась модель турбулентности SST, которая среди RANS-моделей турбулентности наилучшим образом подходит для описания газодинамических процессов в малоразмерных каналах ТСММ [6].

Рассмотрим и проанализируем результаты проведенных вычислительных экспериментов.

На рис. 4 проиллюстрировано течение в канале диагонального РК со значениями  $\gamma_d = 15^\circ$  (рис. 4,а) и  $\gamma_d = 30^\circ$  (рис. 4,б,в). На рис. 4,а показано векторное поле относительных скоростей потока, обтекающего лопатку. Видно, что поток носит сложный пространственный характер, имеют-

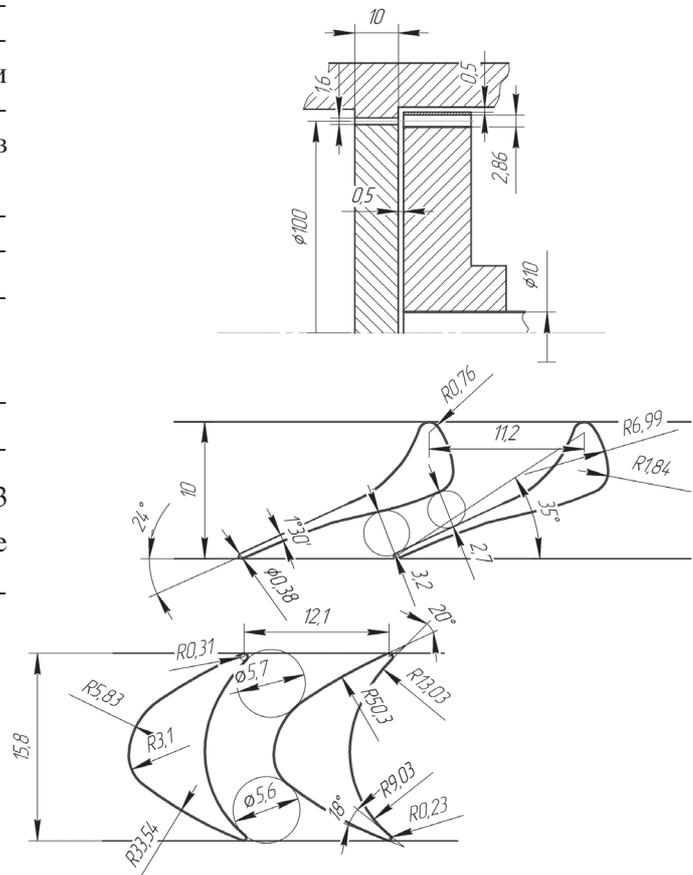


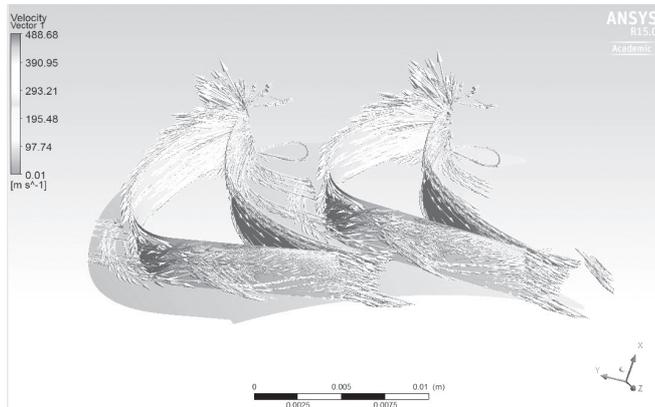
Рис. 3. Схема исследуемой турбины сверхмалой мощности

ся развитые области смыкающихся втулочных и периферийных вторичных течений. Рис. 4,б демонстрирует характер течения пограничного слоя на ог-

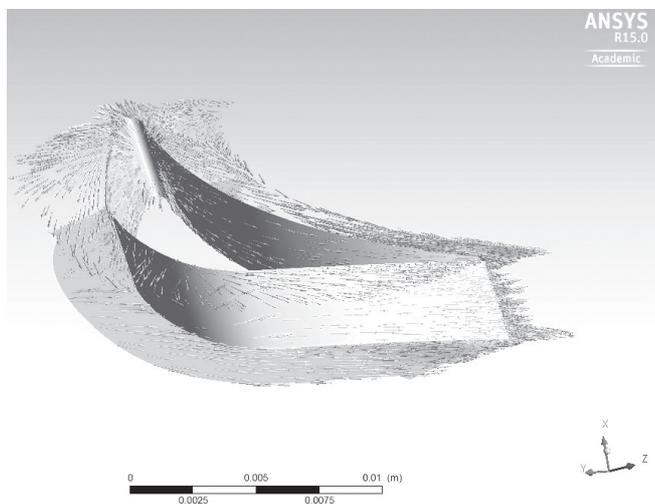
раничивающих втулочных и концевых поверхностях, а также на поверхности лопатки РК. За счет повышенного давления на корытце часть потока вблизи втулки перетекает к спинке, взаимодействуя с основным потоком в центре межлопаточного канала. В результате там образуется область пониженного давления (рис. 4,в) и часть потока с периферии стекает от спинки вниз в сторону корытца (рис. 4,а).

В целом, результаты визуализации течения соответствуют теоретическим и экспериментальным представлениям о течении в межлопаточных каналах [6,7] малоразмерных турбин.

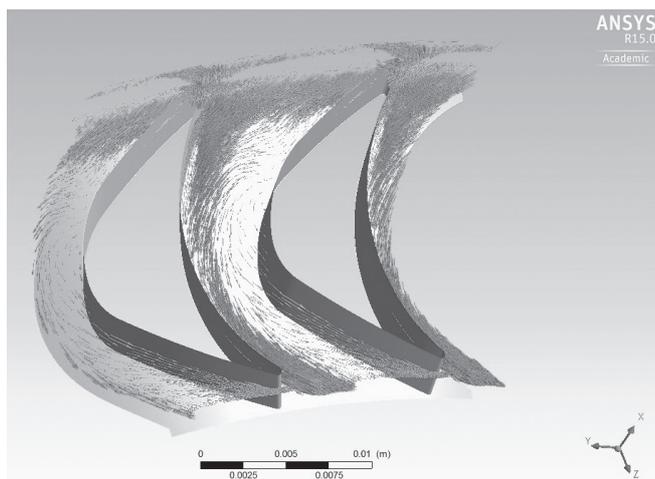
На рис. 5 показано влияние степени диагональности РК на коэффициенты скоростей  $\Phi_{CA}$  и  $\Psi_{PK}$  в СА и РК соответственно. Значения коэффициентов получены по результатам расчетов турбины на расчетном режиме для двух вариантов проектирования меридионального сечения:  $h_{iPK} = \text{const}$  и  $F_{iPK} = \text{const}$ . Значения  $\Phi_{CA}$  и  $\Psi_{PK}$  при определенных значениях  $\gamma_d$  были аппроксимированы квадратичным полиномом, что позволило получить аналитические зависимости  $\Phi_{CA} = f(\gamma_d)$  и  $\Psi_{PK} = f(\gamma_d)$ .



а)

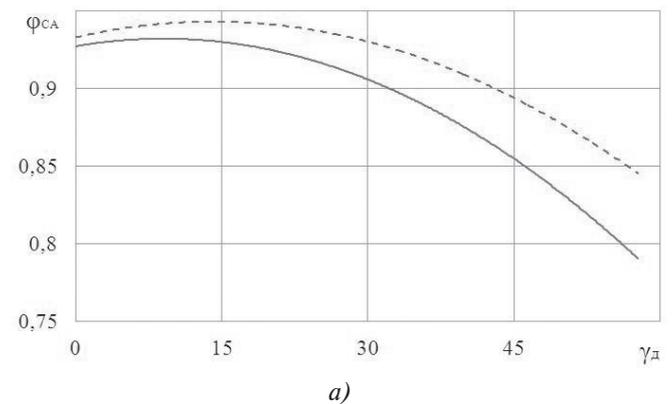


б)

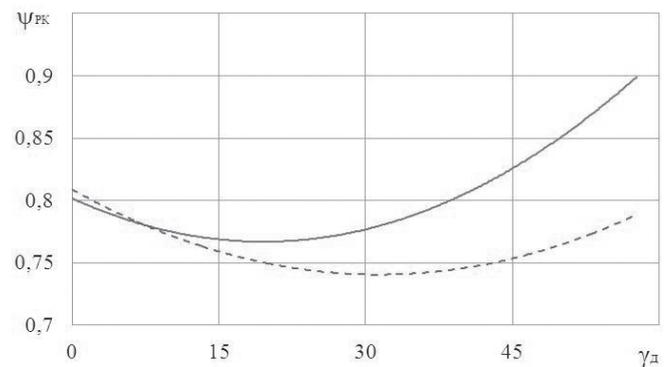


в)

Рис. 4. Визуализация течения в диагональном РК: а — структура потока, обтекающего лопатку; б — течение пограничного слоя вблизи втулочного и периферийного сечений и по поверхности лопатки; в — течение в межлопаточном канале на среднем радиусе



а)



б)

—  $h_{iPK} = \text{const}$ ; - - -  $F_{iPK} = \text{const}$   
Рис. 5. Влияние степени диагональности турбины на коэффициенты скорости потока в СА (а) и в РК (б)

Поведение этих зависимостей объясняется, главным образом, изменением степени реактивности  $\rho_T$  в турбине при варьировании параметров  $\bar{D}$  или  $\gamma_d$ .

Рассмотрим влияние диагональности РК на  $\rho_T$ .

Уменьшение  $\bar{D}$  приводит к уменьшению площади поперечного сечения потока в РК так, что в некотором сечении  $F_{PKi} < F_{CA \min}$ , а наиболее узкое сечение в турбине смещается от «горла» СА  $a_{TCA}$  к «горлу» РК  $a_{TRK}$ . Давление потока в этом сечении будет ниже, чем в «горле» СА, а скорость  $w_{TRK} > c_{TCA}$ , поэтому часть теплоперепада сбрасывается в РК. С уменьшением  $\bar{D}$  площадь  $F_{TRK}$  также уменьшается и, соответственно, увеличивается  $\rho_T$ . Особенно заметно влияние  $\bar{D}$  на реактивность при  $h_{iPK} = \text{const}$ . Но и в случае  $F_{iPK} = \text{const}$  степень реактивности плавно увеличивается с уменьшением  $\bar{D}$ , поскольку межлопаточный канал РК сужается за счет естественно образующейся конфузурности при  $\bar{D} < 1$  и  $t_2 < t_1$ , что может обусловить  $a_{PKi} < a_{TCA}$ . Помимо этого, возрастание  $\rho_T$ , как было отмечено ранее, объясняется необходимостью преодоления потоком центробежных сил. Однако в диапазоне  $\gamma_d = 0 \dots 18^\circ$ , что соответствует  $\bar{D} = 1 \dots 0,9$ , наблюдается не рост, а, наоборот, уменьшение  $\rho_T$  в сторону отрицательных значений (рис. 6). Это вызвано воздействием на поток результирующей кориолисовой силы, проекция которой  $P_{кор r}$  направлена к оси РК за счет направления вектора окружного усилия газа  $\vec{P}_u = m(\vec{w}_{2u} - \vec{w}_{1u})$  в сторону вращения РК. В свою очередь, проекция  $P_{кор m}$ , касательная линии тока (см. рис. 2, б), направлена в сторону движения и стремится разогнать

поток в меридиональном направлении, поэтому для сохранения условия  $\pi_T = \text{const}$  поток должен тормозиться в относительном движении за счет перепада  $p_2 - p_1 > 0$  (т.е. РК работает в «компрессорном» режиме). Вероятно, при малых  $\gamma_d$  проекция силы Кориолиса на меридиональную плоскость  $F_{кор m}$  превалирует над проекцией центробежной силы на меридиональную плоскость  $F_{цб m}$ , что способствует возникновению небольшой отрицательной реактивности.

С увеличением  $\rho_T$  уменьшается скорость истечения из СА  $c_{1s}$ , что сопровождается ростом потерь на отрыв потока от стенок косога среза сверхзвукового межлопаточного канала, вызванный недорасширением и образованием скачков уплотнения. В результате  $\Phi_{CA}$  падает (см. рис. 5, а). Небольшое увеличение  $\Phi_{CA}$  при  $\rho_T < 0$  и соответствующем перерасширении можно объяснить некоторым уменьшением массы потока, вовлекаемой во вторичные течения за счет утончения пограничного слоя на стенках.

Влияние  $\rho_T$  на  $\Psi_{PK}$  (см. рис. 5, б) объясняется следующим образом. Увеличение  $\rho_T$  приводит к перераспределению скоростей  $w_i$  в канале РК так, что поток разгоняется более плавно, а диффузорные течения, образующиеся при обтекании спинки, уменьшаются. Рост  $\rho_T$  сопровождается увеличением  $\gamma_d$ ,  $(b/t)_{PK}$ , т.е. уменьшается кривизна профиля, что также способствует уменьшению профильных и вторичных потерь из-за снижения градиента давлений между спинкой и корытцем [8]. При этом увеличение поверхности трения, по-видимому, влияет на профильные потери слабее, чем кривизна профиля. Кроме того, снижаются волновые потери, так как  $w_{1s}$  уменьшается с ростом  $\rho_T$ . Снижение  $\Psi_{PK}$  в области  $\rho_T < 0$  обусловлено отрицательной работой газа на лопатках. Меньшие значения  $\Psi_{PK}$  при  $F_{iPK} = \text{const}$  объясняются, с одной стороны, меньшими значениями  $\rho_T$  при одинаковых  $\gamma_d$ , а с другой — потерями от диффузорности канала в меридиональном сечении.

На рис. 6 показано влияние  $\gamma_d$  на мощностный КПД турбины  $\eta_T$ . На его оценку во многом оказывают влияние значения коэффициентов  $\Phi_{CA}$  и

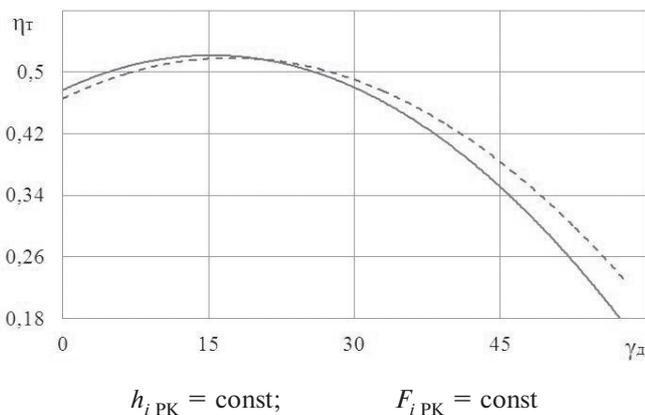


Рис. 6. Зависимость мощностного КПД турбины от диагональности РК

$\Psi_{РК}$ , причем вклад  $\Phi_{СА}$  более значителен (сравним рис. 5,а и рис. 6). Кроме того, уменьшение  $\eta_T$  с увеличением  $\gamma_d$  и  $\rho_T$  соответственно связано с резким возрастанием утечек через радиальный зазор в турбине, эффект от которых превалирует над положительным эффектом от уменьшения угла закрутки потока на выходе из РК, имеющим место при умеренных  $\rho_T = 0,3...0,5$  [8].

Из рис. 6 также следует, что значения КПД в рациональной области  $\gamma_d = 0...30^\circ$  у турбин с двумя способами меридионального профилирования практически идентичны. Поскольку вариант с  $h_{iРК} = \text{const}$  более технологичен, то дальнейшие исследования диагональных РК целесообразно проводить для этой схемы. Рассмотрим влияние параметра нагруженности  $Y_T$  на  $\eta_T$  и  $\rho_T$  при различных  $\gamma_d$  для РК с  $h_{iРК} = \text{const}$  (рис. 7).

На рис. 7,а и б показаны характеристики  $\eta_T = f(\gamma_d, Y_T)$  и  $\rho_T = f(\gamma_d, Y_T)$  соответственно для трех значений  $Y_T = 0,115; 0,23; 0,345$ . При  $Y_T \geq Y_{Tp}$  наблю-

дается эквидистантность кривых  $\eta_T$  и совпадение оптимума  $\gamma_d = 15^\circ$ , что объясняется тождественным поведением кривых  $\rho_T$ . Различие в величинах  $\rho_T$  главным образом обусловлено изменением составляющей  $\rho_{Td} = Y_T^2(1 - \bar{D}^2)$ . Однако при  $Y_T \leq Y_{Tp}$  степень реактивности достигает отрицательных значений даже при осевом течении в РК с  $\bar{D} = 1$ . Причина в том, что с уменьшением  $u_1$  или увеличением  $c_{ад}$  (оно сопровождается увеличением угла выхода потока из СА  $\alpha_1$  [1, 4, 8]) закрутка потока  $c_{1u}$  уменьшается, соответственно ослабевают центро-

бежное усилие  $P_{цб} = \Delta m \frac{c_u^2}{r}$ , действующее на поток в осевом зазоре, и противодействие на выходе из СА  $p_1$  уменьшается. Если на расчетном режиме  $\rho_{Tp} = 0$ , то в этом случае  $p_1 < p_2$  и  $\rho_T < 0$ . При малых  $Y_T$  с увеличением  $\gamma_d$  реактивность увеличивается монотонно (вероятно, из-за слабого влияния  $P_{кор m}$ ), что и обуславливает  $\gamma_{d \text{ опт}} = 0$ .

### Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Применение диагонального рабочего колеса вместо осевого позволяет увеличить мощный КПД до 9%. Наибольший прирост КПД на расчетном режиме достигается при углах наклона средней линии лопатки РК в меридиональном сечении к оси турбины  $\gamma_d = 10...15^\circ$ .

2. Способ меридионального профилирования диагонального РК практически не влияет на эффективность турбины в диапазоне  $\gamma_d = 0...30^\circ$ , поэтому рекомендуется использовать наиболее технологичный способ  $h_{iРК} = \text{const}$ .

3. Результаты исследований свидетельствуют о значительном влиянии диагональности РК на рабочий процесс, что обуславливает необходимость дальнейших теоретических и расчетно-экспериментальных исследований диагональных турбин и турбин с диагональным РК различных типов.

*Работа выполнена при финансовой поддержке  
Правительства Российской Федерации  
(Минобрнауки) на основании постановления №218  
от 09.04.2010.*

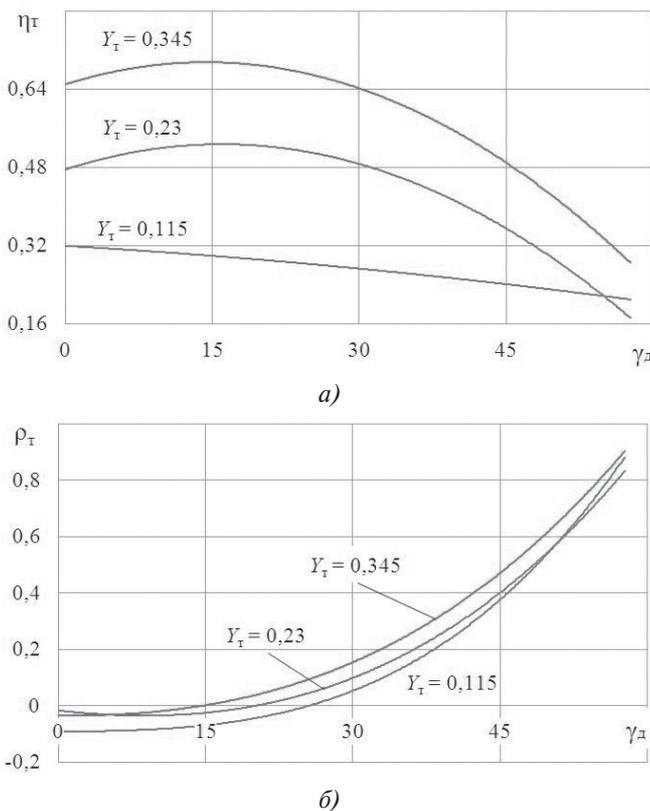


Рис. 7. Влияние параметра нагруженности турбины с диагональным РК на мощный КПД (а) и степень реактивности (б)

### Библиографический список

1. *Наталевич А.С.* Воздушные микротурбины. — М.: Машиностроение, 1983. — 192 с.
2. *Батулин О.В., Матвеев В.Н., Шаблий Л.С.* Экспериментальное определение характеристик малоразмерной турбины: электронное методическое пособие. Самара, 2010. URL: [http://www.ssau.ru/files/education/metod\\_1/Baturin\\_experiment\\_opredelenie.pdf](http://www.ssau.ru/files/education/metod_1/Baturin_experiment_opredelenie.pdf) (дата обращения: 15.08.2015).
3. *Кириллов И.И.* Теория турбомашин. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1972. — 533 с.
4. *Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — Самара: Самарский Дом печати, 2003. — 336 с.
5. *Мусаткин Н.Ф.* Исследование влияния основных соотношений конструктивных размеров тракта на экономичность осевых воздушных микротурбин для привода агрегатов: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. — Куйбышев: КуАИ, 1978. 16 с.
6. *Кац Б.М., Жаров Э.С., Винокуров В.К.* Пусковые системы авиационных газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1976. — 220 с.
7. *Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М.* Формирование метода выбора рациональных значений параметров турбины сверхмалой мощности в системе турбопривода // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. №5(47). Ч. 2. С. 207-216.
8. *Абианиц В.Х.* Теория авиационных газовых турбин. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1979. — 246 с.

## THE STUDY OF ULTRALOW POWER TURBINE WITH DIAGONAL IMPELLER WORK PROCESS FEATURES

**Kalabuhov D.S.**

*Samara State Aerospace University  
named after academician S.P. Korolev (National Research University),  
SSAU, 34, Moscovskoe shosse, Samara, 443086, Russia  
e-mail: dskalabuhov@gmail.com*

### Abstract

The subject of the research is ultralow power turbine with axial nozzle set and diagonal impeller. The purpose of this work consists in improving the ultralow power turbine efficiency.

The paper describes the features of the work process in ultralow power turbines with diagonal impeller based on the equations of momentum and energy. It also studies the effect of the impeller degree of bias and the ways of its meridian profiling on energy characteristics of nozzle set, the impeller and the turbine in whole, using numerical methods for viscous flow 3D modeling with ANSYS CFX. The results of the analysis are based on theoretical concepts of work process within the diagonal turbine impeller.

The author derived equations of flow radial balance and flow energy within the impeller of diagonal type. It was found that implementation of diagonal impeller rather than axial provides an effective solution. It allows increase of power efficiency of the turbine. The turbine efficiency at rating conditions with loading implementation of diagonal impeller rather than axial parameter  $Y_T = 0,23$ , the rate of pressure reduction

$\pi_T = 6$  and calculated degree of reaction  $\rho_T = 0$  was increased by 9% due to diagonal impeller implementation with constant blade height in meridional section with impeller midline to turbine axis tilting angle  $\gamma_d = 15^\circ$ . It was found also that impeller meridional profiling technique does not affect turbine effectiveness within the range of rational values  $\gamma_d = 0...30^\circ$ .

Small size turbines with shaft power  $N_i = 0.01...10$  kW and working fluid flow  $G \leq 0.1$  kg/s are meant for various accessory drives and auxiliary power plants, energy systems for space and surface transport, as well as processing tools.

1. Implementation of diagonal impeller rather than axial allows power efficiency increase of about 9%. The highest efficiency increase is achieved with impeller midline to turbine axis tilting angle values  $\gamma_d = 10...15^\circ$ .

2. The method of the diagonal impeller meridian profiling does not affect the turbine efficiency within the range of  $\gamma_d = 0... 0^\circ$ , so it is recommended to use the most workable method of profiling with  $h_{i \text{ imp}} = \text{const}$ .

3. The results of the study display a significant effect of diagonality on impeller work process, which stipulates the necessity of further theoretical and experimental studies of the diagonal turbines and turbines with diagonal impellers of various types.

**Keywords:** ultralow power turbine, diagonal impeller, degree of bias, power efficiency, degree of reaction.

### References

1. Natalevich A.S. *Vozdushnye mikroturbiny* (Air microturbines), Moscow, Mashinostroenie, 1983, 192 p.
2. Baturin O.V., Matveev V.N., Shablii L.S. *Eksperimental'noe opredelenie kharakteristik malorazmernoj turbiny: elektronnoe metodicheskoe posobie* (Experimental determination of small turbines characteristics), Samara, 2010, available at: [http://www.ssau.ru/files/education/metod\\_1/Baturin\\_experiment\\_opredelenie.pdf](http://www.ssau.ru/files/education/metod_1/Baturin_experiment_opredelenie.pdf) (accessed 15.08.2015).
3. Kirillov I.I. *Teoriya turbomashin* (Turbomachine theory), Leningrad, Mashinostroenie, 1972, 533 p.
4. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and design of aircraft turbomachinery), Samara, Samarskii Dom pechati, 2003, 336 p.
5. Musatkin N.F. *Issledovanie vliyaniya osnovnykh sootnoshenii konstruk-tivnykh razmerov trakta na ekonomichnost' oseykh vozdushnykh mikroturbin dlya privoda agregatov* (The study of structural dimensions basic relations effect on the efficiency of axial air turbines for accessory drives), Kuibyshev, KuAi, 1978, 16 p.
6. Kats B.M., Zharov E.S., Vinokurov V.K. *Puskovye sistemy aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Aircraft gas turbine engines starting systems), Moscow, Mashinostroenie, 1976, 220 p.
7. Kalabukhov D.S., Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2014, no. 5(47), part 2, pp. 207-216.
8. Abiants V.Kh. *Teoriya aviatsionnykh gazovykh turbin* (Theory of aircraft gas turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 246 p.