

УДК 621.165:532,6

А.В. РУСАНОВ¹, П. ЛАМПАРТ², Р.А. РУСАНОВ¹, М. ШИМАНЯК²

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина*

²*Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук, Гданьск, Польша*

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ НИЗКОКИПЯЩИЕ РАБОЧИЕ ТЕЛА

Описана методика проектирования осевых и радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационных установок, использующих низкокипящие рабочие тела. Методика основана на использовании методов аналитического описания геометрий проточных частей и газодинамических расчетов различной сложности. Представлены несколько вариантов проточных частей турбины мощностью 100 кВт для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела силикатное масло (MDM). Газодинамическая эффективность разработанных проточных частей турбин является достаточной для энергетических машин подобного рода.

Ключевые слова: когенерационная установка, низкокипящие рабочие тела, численный метод, турбина, радиально-осевая ступень.

Введение

Перспективным направлением развития энергосберегающих технологий, как для Украины, так и для стран Европы, является использование когенерационных установок малой мощности, работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). Такие установки могут применяться и для утилизации низкотемпературных тепловых отходов, и для работы на возобновляемых топливах – различных видах биомасс.

Важным элементом подобных когенерационных установок является турбина. Особенностью таких турбин являются относительно малые габариты, что делает нетривиальной задачу обеспечения приемлемого уровня их газодинамического совершенства.

В работе представлена методика проектирования осевых и радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационных установок, использующих НРТ.

1. Схема установки. Исходные данные для создания турбины

На рисунке 1 представлена схема когенерационной установки, рассчитанной на выработку электрической мощности 100 кВт [1].

Для привода электрического генератора используется паровая турбина, рабочим телом которой является силикатное масло (MDM) в парообразном состоянии. Для разработки турбины заданы следующие данные: массовый расход – 1,51 кг/с; параметры на входе – давлени-

ение 1200 кПа, температура 553 К; параметры на выходе – давление 17 кПа; частота вращения – 3000, 9000 об/мин (осевая турбина), до 16000 об/мин (радиально-осевая турбина); минимальная высота лопатки – 15 мм (осевая турбина); 10 мм (радиально-осевая турбина); максимальный осевой размер – 800 мм; максимальное число ступеней – 9 (частота 9000 об/мин), 14 (частота 3000 об/мин).

2. Методика проектирования и газодинамических расчетов проточных частей турбин

Проектирование проточной части турбины осуществляется в несколько этапов: расчет основных геометрических характеристик с помощью одномерных методик; построение 3D геометрии проточной части; 3D расчеты и доводка проточной части.

Расчет основных геометрических характеристик проточной части по одномерной методике проводится на основе решения одномерных уравнений [2]: уравнения сохранения массы; уравнения сохранения роторальной (следствие закона сохранения энергии); уравнения потерь кинетической энергии. Также одномерные уравнения дополняются соотношениями для треугольников скоростей в решетке.

Поиск геометрических характеристик ступени ведется среди большого количества вариантов варьируемых параметров с учетом основных конструктивных и режимных ограничений:

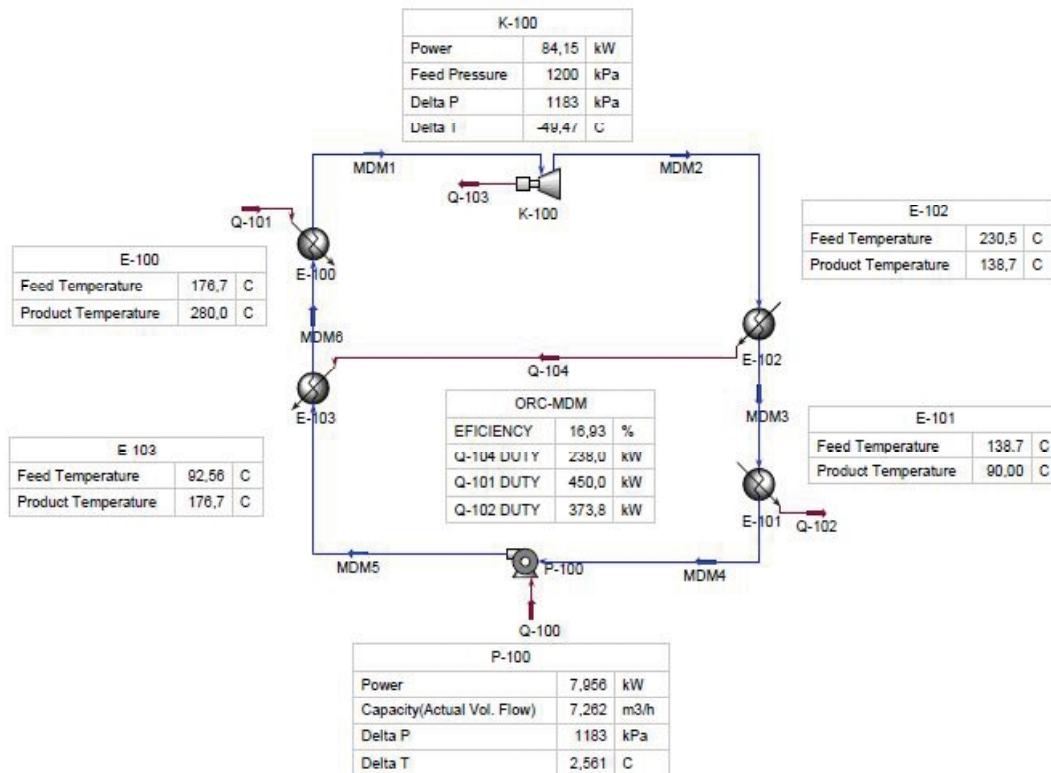


Рис. 1. Схема когенерационной установки

– *режимные параметры*: свойства рабочего тела (константы уравнения Таммана), граничные условия (параметры на входе и выходе);

– *режимные и конструктивные ограничения*: реактивность ступени, высота лопатки, угол входа потока в рабочее колесо (РК) в относительном движении, угол выхода потока из РК в абсолютном движении, максимальное число Маха;

– *варьируемые параметры*: радиусы средних сечений на входе и выходе из РК, угол выхода потока из направляющего аппарата (НА) в абсолютном движении, угол выхода потока из РК в относительном движении, отношение площадей поперечных сечений на входе и выходе из РК, частота вращения.

В результате расчета получают основные геометрические и газодинамические характеристики ступени из условия достижения максимального значения мощности: углы и скорости потока в абсолютном и относительном движениях; средние радиусы межлопаточных каналов; высоты лопаток; средние значения всех термодинамических величин; частота вращения (если был задан диапазон ее изменения); мощность ступени.

Построение 3D геометрии проточной части.

Для построения геометрии лопаточного венца осевой проточной части используется метод параметризации и аналитического профили-

рования лопатки [3]. Лопатка задается произвольным набором плоских профилей, каждый из которых рассматривается в декартовой системе координат с осью абсцисс, параллельной оси турбины, и осью ординат, совпадающей с фронтом решетки (рис.2).

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривая спинки – многочленом 5-го порядка и корытца – многочленом 4-го порядка вида:

$$y(x) = \sum_{i=0}^5 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}; \quad (1)$$

$$y(x) = \sum_{i=0}^4 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}. \quad (2)$$

Исходными данными для задания решетки профилей являются: b_x – ширина профиля; α_1 – скелетный угол решетки на входе; r_1 – радиус входной кромки; α_{2ef} – эффективный угол решетки; r_2 – радиус выходной кромки; t – шаг решетки; $\Delta\alpha_1, \Delta\alpha_2$ – углы «заострения» входной и выходной кромок, α_∞ – **угол «скоса»** спинки (рис. 2).

Коэффициенты кривой (1), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений (3).

Варьируемыми параметрами для соотношений (3) являются α_{2s} и y_0'' , подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки O , а также минимальное значение максимальной кривизны

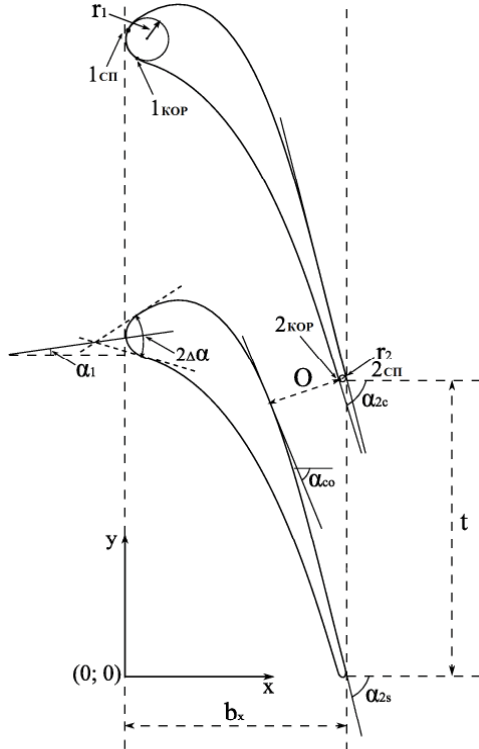


Рис. 2. Решетка профилей

$$\begin{cases} y'_s(x_{1s}) = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_s(x_{1s}) = \{y''_{s,0}\} \\ y_s(x_0) = y_0 \\ y'_s(x_0) = \operatorname{tg}(\alpha_0) \\ y_s(x_{2s}) = y_{2s} \\ y'_s(x_{2s}) = \operatorname{tg}(\alpha_{2s}) \end{cases} ; \quad (3)$$

на множестве кривых (1). Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу

$$O = t \cos \alpha_{2ef}$$

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (2) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} y_p(x_{1p}) = y_{1p} \\ y'_p(x_{1p}) = \operatorname{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha) \\ y''_p(x_{1p}) = \{y''_{p,0}\} \\ y_p(x_{2p}) = y_{2p} \\ y'_p(x_{2p}) = \operatorname{tg}\alpha_{2p} \end{cases} ; \quad (4)$$

где $x_{1c}, y_{1c}, x_{2c}, y_{2c}$ — координаты касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу $\alpha_1 - \Delta\alpha_1$ на входной кромке и варьируемому углу α_{2s} на выходной кромке.

Угол α_{2c} либо выбирается в интервале α_{co} и α_{2s} таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца (рис. 2), либо задается $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$.

Для построения радиально-осевого РК (рис. 3) используется методика, предложенная в работе [4]. Входная кромка задается параллельно оси вращения x , а выходная — перпендикулярно.

Корневой и периферийный обводы описываются кривыми, состоящими из дуги окружности и сопряженной с ней прямой.

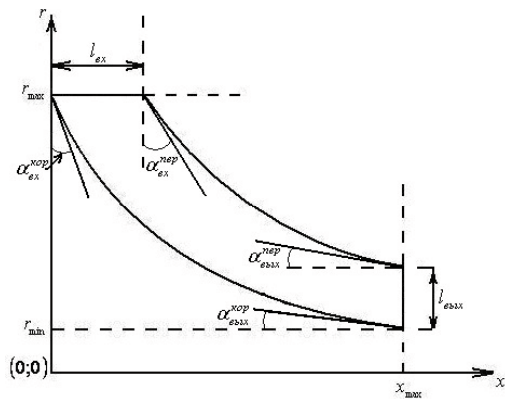


Рис. 3. Вид РК в меридиональной плоскости

Исходными данными для построения меридиональных обводов являются: r_{max}, r_{min} — максимальный и минимальный радиусы РК; x_{max} — ширина РК; $l_{вх}, l_{вых}$ — высоты входного и выходного каналов РК; $\alpha_{вх}^{кор}, \alpha_{вых}^{кор}, \alpha_{вх}^{пер}, \alpha_{вых}^{пер}$ — углы корневой и периферийной обводов на входе и выходе соответственно (рис. 3).

Лопатка задается двумя сечениями, лежащими на поверхностях вращения, совпадающими с корневой и периферийной обводами. Эти сечения определяются в координатах, связанных с поверхностями вращения: $r\varphi$ — произведение радиальной и угловой координат; S — расстояние от входной кромки вдоль соответствующего сечения (корневой или периферийной обводы) в проекции на меридиональную плоскость (рис. 3). Координаты профилей на поверхностях вращения находятся суммированием координат средней линии профиля $r\varphi_{сл}$ (рис. 4, а) и координат профиля относительно средней линии $\Delta r\varphi$ (рис. 4, б): $r\varphi(S) = \Delta r\varphi_{сл}(S) + \Delta r\varphi(S)$.

Средняя линия профиля является полиномом третьей степени вида (рис. 4, а):

$$r\varphi_{сл} = \sum_{i=0}^3 a_i s^i,$$

где a_i — константы.

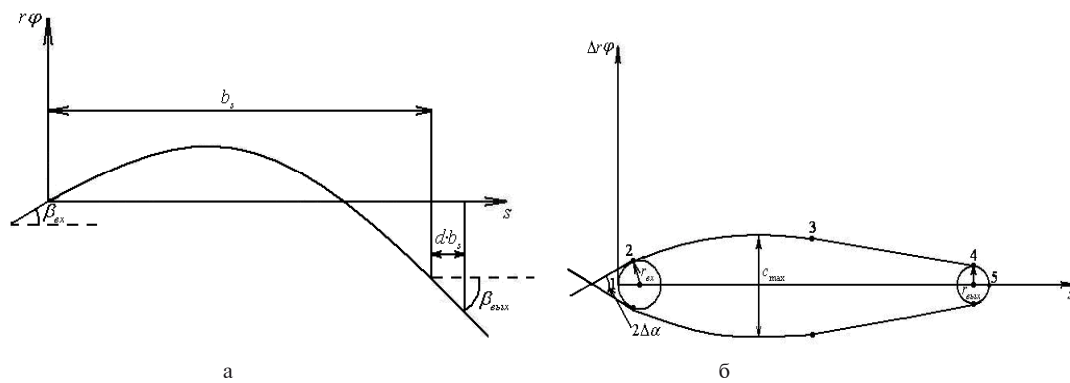


Рис. 4. Сечение лопатки:
а – средняя линия профиля; б – вид профиля относительно средней линии

Профиль задается двумя симметричными относительно средней линии кривыми (рис. 4, б), каждая из которых состоит из четырех сопряженных (по первой производной) участков: 1-2 – входная кромка; 2-3 – дуга окружности; 3-4 – прямая; 4-5 – выходная кромка.

Исходными данными для построения профилей являются: b_s – ширина профиля; $\beta_{вх}$, $\beta_{вых}$ – углы средней линии профиля на входе и выходе; $r_{вх}$, $r_{вых}$ – радиусы входной и выходной кромок; c_{max} – максимальная толщина профиля; $\Delta\alpha$ – угол «заострения» входного участка; d – расстояние до точки за выходной кромкой (в долях от ширины профиля), где вторая производная средней линии равна 0 (см. рис. 4).

Метод 3D расчета течения

Для численного исследования течений использовался программный комплекс **IPMFlow**, который является развитием программных комплексов **FlowER** [5] и **FlowER-U** [6]. В нем реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Менгера, неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса **IPMFlow**,

обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [7, 8].

3. Осевые турбины на 3 и 9 тыс. об/мин

Рассмотрено два варианта осевых турбин с частотой вращения на 3000 и 9000 об/мин. На рис. 5 представлено меридиональное сечение, а в таблице 1 основные геометрические характеристики проточной части турбины на 3000 об/мин.

Проточная часть имеет 13 ступеней, из которых первые четыре – с парциальным подводом пара, что вызвано ограничением минимальной высоты лопаток (15 мм). Первые десять ступеней имеют лопатки с постоянным сечением профиля, в последних трех ступенях лопатки НА и в последней ступени лопатка РК имеют сложную пространственную форму (рис. 6).

В последних трех ступенях наблюдается значительное увеличение среднего диаметра, что приводит к существенной диффузорности в меридиональной плоскости. Для уменьшения негативного влияния диффузорности в этих ступенях применены широкохордные лопатки НА и специальное профилирование меридиональных обводов. Благодаря этому обеспечивается благоприятная картина течения (рис. 7, 8).

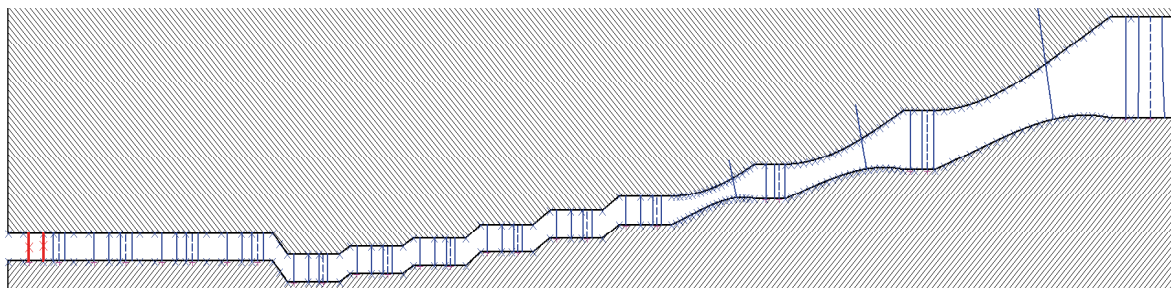


Рис. 5. Меридиональное сечение

Таблица 1 – Геометрические характеристики проточной части

№ ст	1	2	3	4	5	6	7
Парциальность	0,2	0,2	0,25	0,5	1	1	1
α_0 , град	0	-60	-60	-60	-60	-60	-60
α_1 , град	78	74,64	72,40	77,44	77	77	77
β_1 , град	71,52	68,883	66,474	72,7741	69,6915	70,0585	70,789
β_2 , град	-72,68	-69,88	-67,64	-73,8	-72,95	-72,95	-72,41
α_2 , град	-57,9	-60,171	-58,38282	-65,8285	-59,141	-59,98	-59,885
r_{mid} , мм	76,1	76,1	76,1	76,1	64,8	69,11	73,48
L , мм	15,0256	15,1975	15,13532	15,26	15,06	15,01	15,027
№ ст	8	9	10	11	12	13	
Парциальность	1	1	1	1	1	1	
α_0 , град	-60	-60	-60	60	60	60	
α_1 , град	76,73	75,92	74,03	73,26	75,13	77	
β_1 , град	70,43665	69,688	68,25	67,94	69,275	64,64685	
β_2 , град	-72,14	-71,33	-69,17	-68,075	-69,52	-67,82	
α_2 , град	-59,801	-59,877	-59,392	-59,49	-59,07	-18,7156	
r_{mid} , мм	81	88,6	96,2	112	135	175	
L , мм	15,101	15,103	15,259	19,006	32,745	55,2878	

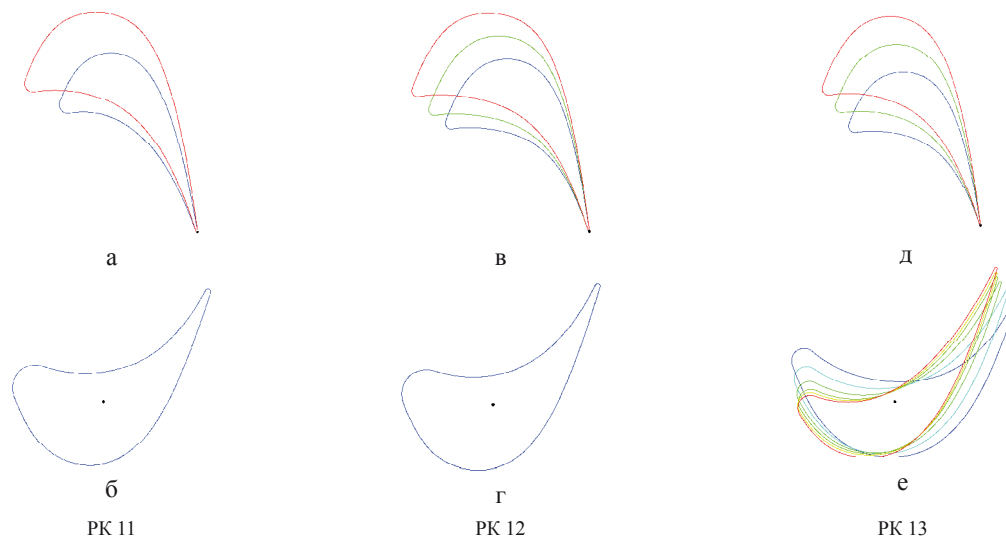


Рис. 6. Вид лопаток ступеней 11-13:
а – НА 11; б – РК 11; в – НА 12; г – РК 12; д – НА 13; е – РК 13

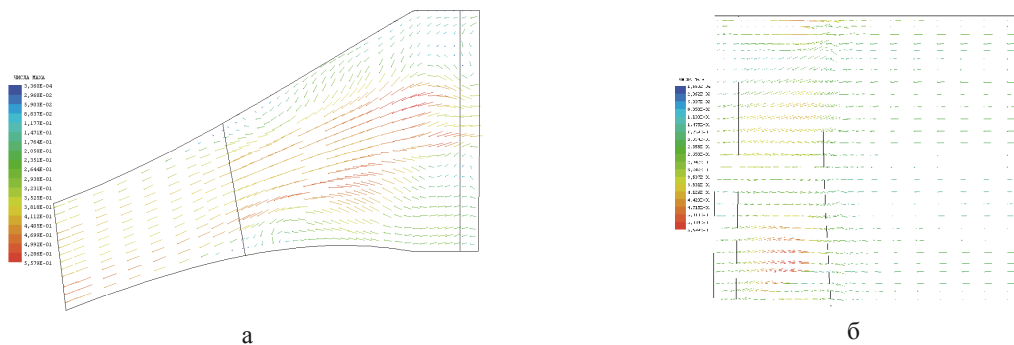


Рис. 7. Векторы скорости в среднем меридиональном сечении:
а – НА 13; б – РК 13

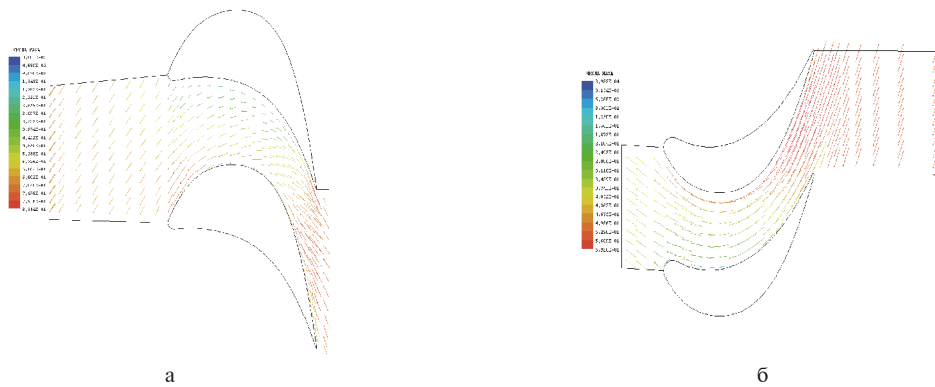


Рис.8. Векторы скорости в среднем тангенциальном сечении:
а – НА 13; б – РК 13

Из-за ограничений по числу ступеней и осевому размеру рассматриваемая проточная часть является высоконагруженной. Для нее среднее значение u/c составляет порядка 0,25. Это приводит к тому, что угол потока в абсолютном движении на выходе из ступеней значительно отклонен от осевого направления – приблизительно на 60 град. Внутренний КПД проточной части составляет около 76%. Полученный уровень эффективности проточной части при

установленных ограничениях можно считать удовлетворительным. Для повышения КПД необходимо увеличить значение u/c , что при заданной частоте вращения потребует увеличения числа ступеней до 20. Также увеличить u/c можно за счет повышения частоты вращения ротора.

На рис. 9 представлено меридиональное сечение, а в таблице 2 – основные геометрические характеристики проточной части турбины для частоты вращения вала 9000 об/мин.

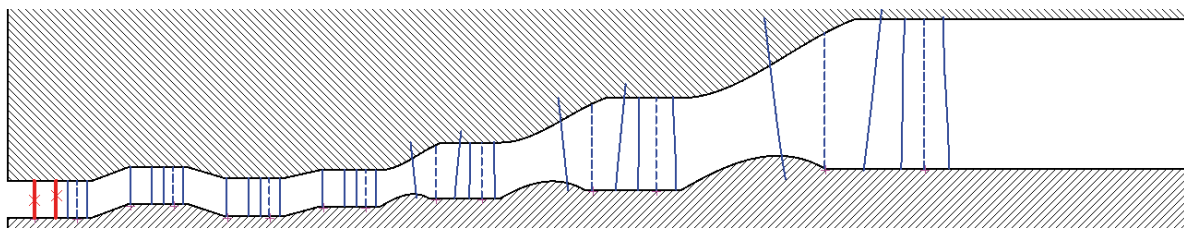


Рис. 9. Меридиональное сечение

Таблица 2 – Геометрические характеристики проточной части

№ ст	1	2	3	4	5	6	7
Парциальность	0,25	0,4	0,75	1	1	1	1
α_0 , град	0	0	0	0	0	0	0
α_1 , град	77,72	78	78	77	77	77	77
β_1 , град	61,64875	64,77799	63,319066	63,56912	63,7599	62,15225	49,8569
β_2 , град	-65,52	-67,86	-67,86	-67,86	-67,08	-65,52	-66,3
α_2 , град	15,5785	-3,317	7,18631	-17,691	-13,43267	3,485	7,4917
r_{mid} , мм	58	63,61	58,92	62,6	70	80,9	101,68
L , мм	15,283	15,3	15,7958	15,1035	23,08715	38,21	62,0338

В рассматриваемом варианте турбины первые три ступени спроектированы с парциальным подводом пара, а последние три – со сложной формой лопаток НА и РК, вид которых представлен на рис 10.

В предложенной проточной части нагруженность ступеней является более оптимальной по сравнению с турбиной на 3000 об/мин, сред-

няя величина u/c для ступеней составляет 0,45. Это позволило обеспечить осевой угол выхода потока из ступеней и благоприятную картину течения (см. рис.11, 12).

Газодинамическая эффективность проточной части на 9000 об/мин гораздо выше, чем в случае для 3000 об/мин, так ее внутренний КПД составляет 84,2%.

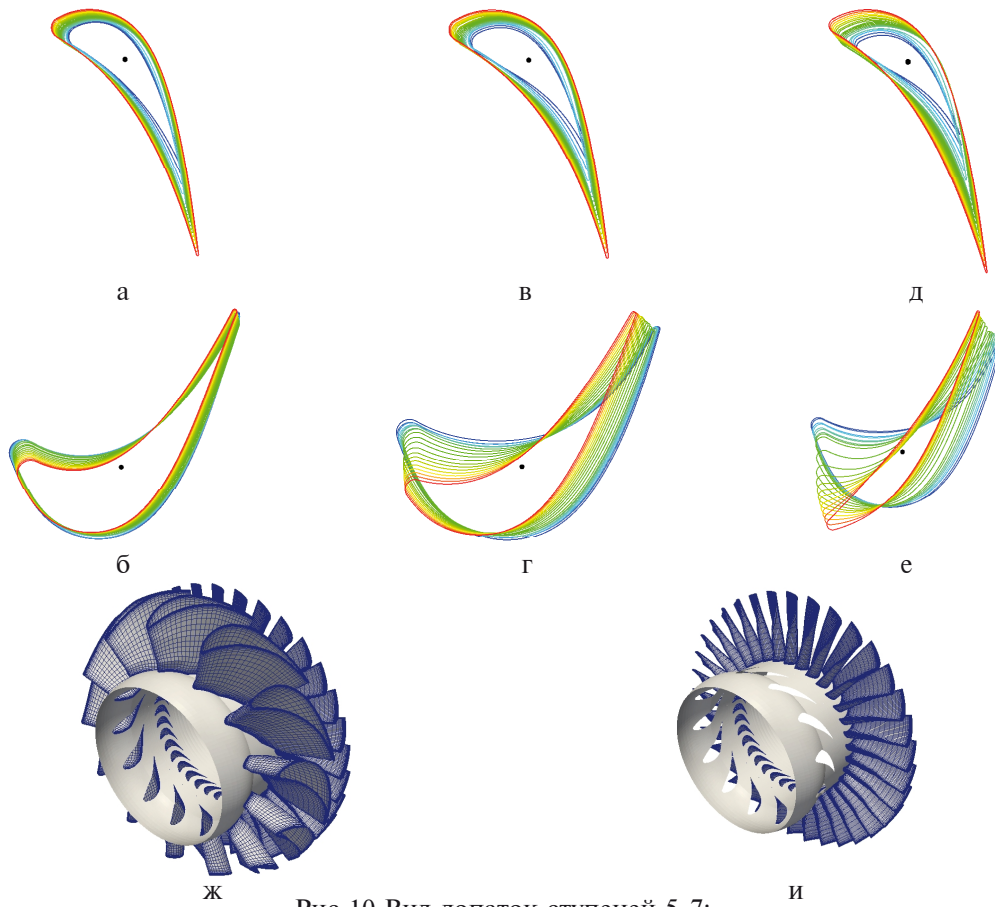


Рис. 10. Вид лопаток ступеней 5-7:

а – НА 5; б – РК 5; в – НА 6; г – РК 6; д – НА 7; е – РК 7; ж – изометрия ступени 7; и – изометрия РК 7

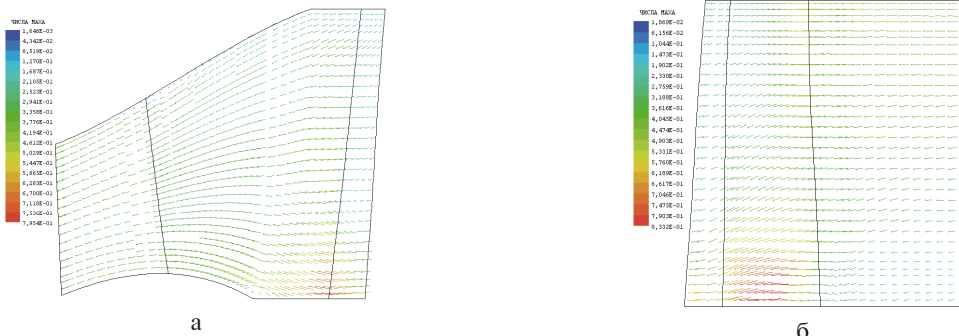


Рис. 11. Векторы скорости в среднем меридиональном сечении:

а – НА 7; б – РК 7

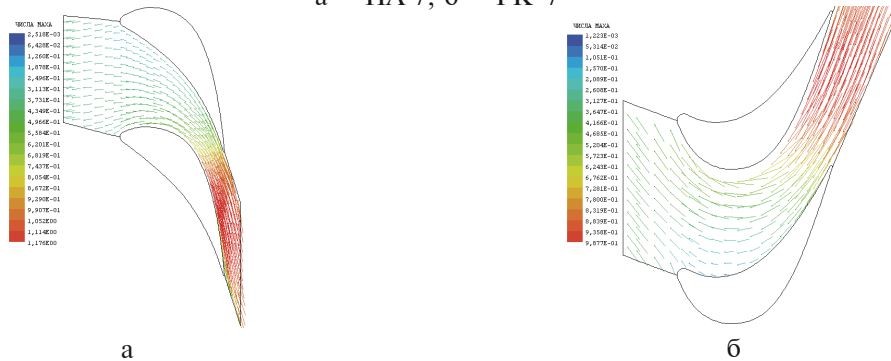


Рис. 12. Векторы скорости в среднем тангенциальном сечении:

а – НА 7; б – РК 7

4. Радиально-осевые турбины

Рассмотрено три варианта радиально-осевых проточных частей, основные геометрические характеристики которых представлены в та-

блицах 3, 4, 5. Вид проточной части первого варианта радиально-осевой проточной части показан на рис. 13. Частота вращения РК составляет 14000 об/мин.

Таблица 3 – Геометрические характеристики первого варианта радиально-осевой проточной части

$r_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$r_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$z, \text{НА}$
232,96	199	5,43	5,43	57
$r_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$r_{\text{ср. вых}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{РК}}$	$z, \text{РК}$
185	85,105	5,43	70,19	11

Таблица 4 – Геометрические характеристики второго варианта радиально-осевой проточной части

$r_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$r_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$z, \text{НА}$
215,38	181	10,36	10,36	57
$r_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$r_{\text{ср. вых}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{РК}}$	$z, \text{РК}$
167,75	115,59	10,36	55,96	17

Таблица 5 – Геометрические характеристики третьего варианта радиально-осевой проточной части

$r_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$r_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{НА}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{НА}}$	$z, \text{НА}$
215,35	181	5,18	5,18	57
$r_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$r_{\text{ср. вых}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вх}}^{\text{РК}}$	$l_{\text{вых}}^{\text{РК}}$	$z, \text{РК}$
168,75	115,59	5,18	27,98	17

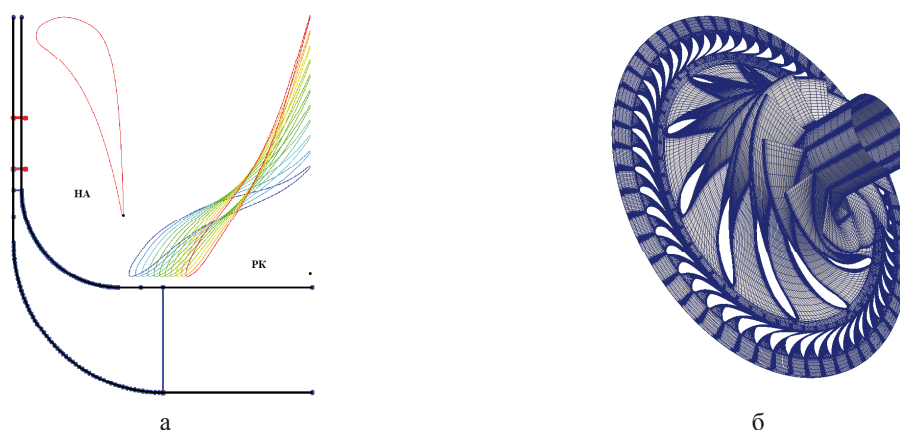


Рис. 13. Вид первого варианта радиально-осевой проточной части:
а – меридиональное сечение; б – изометрия

Несмотря на то, что проточная часть состоит из одной ступени, на которой срабатывается большой тепловой перепад, в ней наблюдается благоприятная картина обтекания (рис.14 - 17). Максимальная величина числа Маха во всей проточной части не превышает 2, отсутствуют скачки уплотнения и отрывы потока. Предложенная проточная часть имеет высокую газодинамическую эффективность, ее внутренний КПД составляет 88,5%.

Из-за малой высоты канала на входе в РК (5,45 мм) и, соответственно, технологических сложностей ее изготовления было принято решение не применять данную конструкцию, несмотря на полученную высокую газодинамическую эффективность. Следующий (второй) вариант радиально-осевой проточной части

имеет высоту канала РК на входе – 10,36 мм и частоту вращения – 12000 об/мин. Газодинамическая эффективность второго варианта значительно ниже (относительно первого варианта), внутренний КПД равен 79,9%.

В предложенных радиально-осевых конструкциях осевое усилие значительно выше, чем в рассмотренных ранее осевых турбинах активного типа. Поэтому рассмотрен еще один вариант (третий) радиально-осевой турбины, в которой поток, начиная с радиального участка, разделяется на два симметричных осевых потока (в разные стороны). Частота вращения ротора – 12000 об/мин. Из-за уменьшения высоты канала в РК газодинамическая эффективность этой турбины несколько ниже, чем во втором варианте, а внутренний КПД составляет 78%.

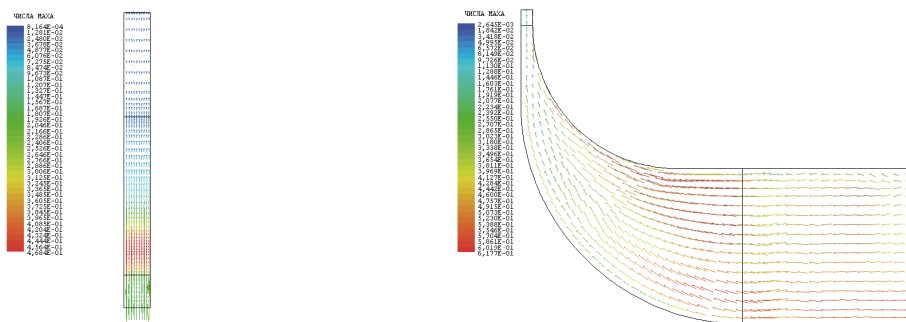


Рис. 14. Векторы скорости в среднем меридиональном сечении: а – НА; б – РК

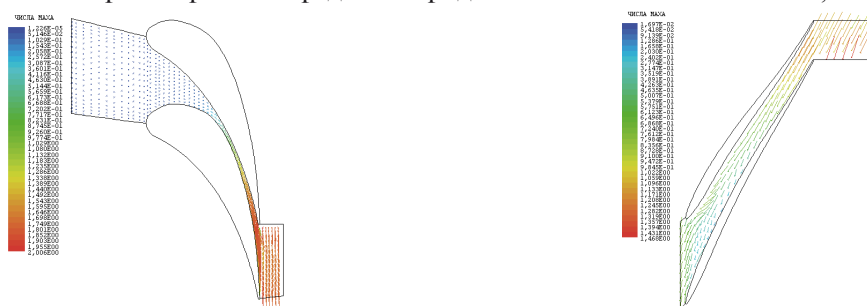


Рис. 15. Векторы скорости в среднем тангенциальном сечении: а – НА; б – РК

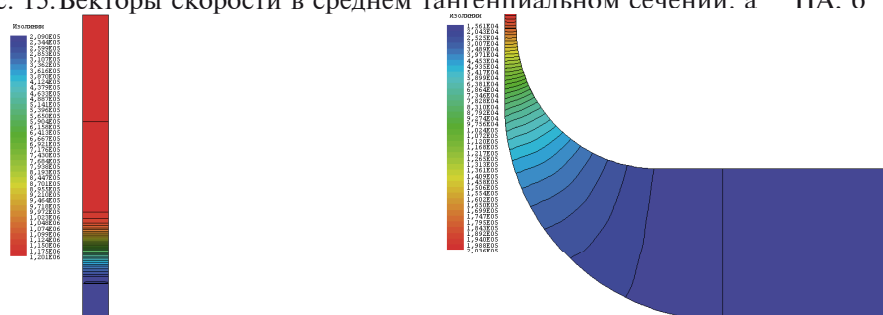


Рис. 16. Изолинии статического давления в среднем меридиональном сечении: а – НА; б – РК

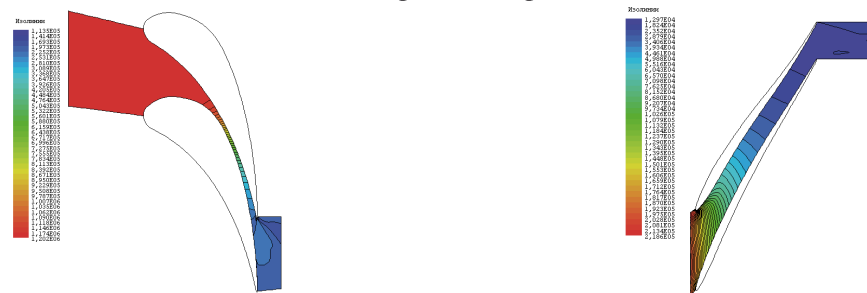


Рис. 17. Изолинии статического давления в среднем тангенциальном сечении: а – НА; б – РК

5. Выводы

С помощью предложенной методики разработано несколько вариантов осевых и радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела силикатное масло (MDM). Все рассмотренные варианты для такого типа турбин имеют относительно высокую

газодинамическую эффективность, но более лучшие результаты (с учетом конструктивных ограничений) достигаются в высокооборотных турбинах. Радиально-осевая конструкция несколько уступает лучшему варианту осевой турбины по КПД, однако ее преимуществом является то, что она состоит из одной ступени и имеет меньшие габариты, металлоемкость и, соответственно, стоимость.

Литература

1. Duvia A. ORC plants for power production from biomass from 0.4 to 1.5 MWe, Technology, efficiency, practical experiences and economy [text] / A. Duvia, M. Gaia // Proc. 7th Holzenergie Symposium, ETH Zurich. – 2005.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В.Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 358 с.
3. Русанов, А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Вып. 2/7 (38). – С. 32 – 37.
4. Русанов А.В. Профилирование радиально-осевых турбин с использованием современных компьютерных технологий [Текст] / А.В. Русанов, О.И. Шатравка, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Вып. 4/4 (40). – С. 58 – 62.
5. А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» [Текст] / С.В.Єршов, А.В.Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с.
6. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
7. Lampart, P. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow [text] / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov // Journal of Fluids Engineering. – 2005. – Vol. 127. – P. 83 – 93.
8. Rusanov A. Increasing flow efficiency of high-pressure and low-pressure stream turbine stages from numerical optimization of 3D blading [text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // Engineering Optimization – 2005. – Vol. 37. – P. 145 – 166.

Поступила в редакцию 31.05.2013

А.В. Русанов, П. Лампарт, Р.А. Русанов, М. Шиманяк. Розробка проточної частини турбіни для когенераційної установки, яка використовує низькокиплячі робочі тіла

Описана методика проектування осевих і радіально-осевих проточних частин турбін для когенераційних установок, що використовують низькокиплячі робочі тіла. Методика полягає у використанні методів аналітичного опису геометрій проточних частин і газодинамічних розрахунків різної складності. Представлені кілька варіантів проточних частин турбіни потужністю 100 кВт для когенераційної установки, що використовує в якості робочого тіла силікатне мало (MDM). Газодинамічна ефективність розроблених проточних частин турбін є достатньою для енергетичних машин подібного роду.

Ключові слова: когенераційна установка, низькокиплячі робочі тіла, чисельний метод, турбіна, радіально-осьова ступінь.

A.V. Rusanov, P. Lampart, R.A. Rusanov, M. Szymaniak. Elaboration of the flow system for cogeneration unit, using low-boiling working body

Describes the method of the design of axial and radial-axial flow turbine parts for cogeneration plants using low-boiling working body. The technique is based on the methods of analytical description of geometries and flow parts of gas-dynamic calculations of varying complexity. Presented several options for flow-through units of 100 kW turbines for co-generation plant, which uses as a working oil silicate (MDM). Gas-dynamic efficiency of the developed part of the turbine flow is sufficient to power machines of this kind.

Key words: cogeneration unit, low-boiling working body, numerical method, turbine, radial-axial stage.