

¹ Р. А. Русанов,¹ П. Лампарт, д-р техн. наук² А. В. Русанов, чл.-кор. НАН Украины² Н. В. Пащенко, канд. техн. наук¹ Институт проточных машин
им. Р. Шевальского ПАН, г. Гданьск,
Польша, e-mail: lampart@imp.gda.pl,
rusanov@imp.gda.pl² Институт проблем машиностроения
им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, e-mail:
rusanov@ipmach.kharkov.ua

УДК 621.165:532.6

**РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ
ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН
МОЩНОСТЬЮ 2,5 И 5 МВт С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОВРЕМЕННЫХ
КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

Описано методику проектування осевих проточних частин турбін, що ґрунтується на використанні методів аналітичного опису геометрії проточних частин і газодинамічних розрахунків різної складності. Наведено декілька варіантів проточних частин теплофікаційних турбін електричною потужністю до 5 МВт і тепловою потужністю до 10 МВт. Газодинамічна ефективність розроблених проточних частин турбін є достатньою для енергетичних машин подібного роду.

Ключові слова: теплофікаційна турбіна, чисельний метод, регулюючий ступінь, парціальний підвід, поворотна діафрагма.

Введение

В настоящее время для повышения энергоэффективности различных процессов и производств широко применяются турбины различных типов относительно малой мощности, в частности паровые теплофикационные турбины, предназначенные для утилизации высокого потенциала пара перед его использованием для отопления. В случае если начальные параметры пара для таких турбин относительно высокие, то основной проблемой при их создании является обеспечение приемлемых значений внутреннего КПД проточных частей. Это связано с малыми габаритами турбин в области цилиндра высокого давления.

Для решения данной задачи необходимо применение современных компьютерных технологий, в том числе CFD.

В статье описана методика проектирования осевых проточных частей турбин, основанная на использовании методов различных уровней сложности от 1D до 3D. Также представлены два варианта осевых проточных частей паровых теплофикационных турбин. Первый вариант турбины разработан для электрической мощности 2,5 МВт и тепловой мощности 5 МВт, второй – для электрической мощности 5 МВт и тепловой мощности 10 МВт.

1. 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 [1]: сохранения массы; сохранения ротальной энергии (следствие закона сохранения энергии); 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:

- **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 относи-

тельном движении, отношение площадей поперечных сечений на входе и выходе из РК, частота вращения.

В результате расчета получают основные геометрические и газодинамические характеристики ступени исходя 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 профилирования лопатки [2]. 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. 1).

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

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

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

Исходными данными для задания решетки профилей являются: b_x – ширина профиля; α_1 – скелетный угол решетки на входе; t – шаг решетки; α_{2ef} – эффективный угол выхода потока; r_1 – радиус входной кромки; r_2 – радиус выходной кромки; $\Delta\alpha_1, \Delta\alpha_2$ – углы «заострения» входной и выходной кромок; $\alpha_{2ск}$ – угол «скоса» спинки, $\alpha_{2co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2ск}$; 1сп, 2сп, 1кор, 2кор – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (рис. 1).

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

$$\begin{cases} y'_{сп}(x_{1сп}) = \text{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_{сп}(x_{1сп}) = \{y''_{сп,0}\} \\ y_{сп}(x_0) = y_0 \\ y'_{сп}(x_0) = \text{tg}(\alpha_{co}) \\ y_{сп}(x_{2сп}) = y_{2сп} \\ y'_{сп}(x_{2сп}) = \text{tg}\{\alpha_{2s}\} \end{cases} \tag{3}$$

Варьируемыми параметрами для соотношений (3) являются α_{2s} и $y''_{сп,0}$, подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки O , а также минимальное значение максимальной кривизны на множестве кривых (1). Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу $O = t \cos \alpha_{2ef}$.

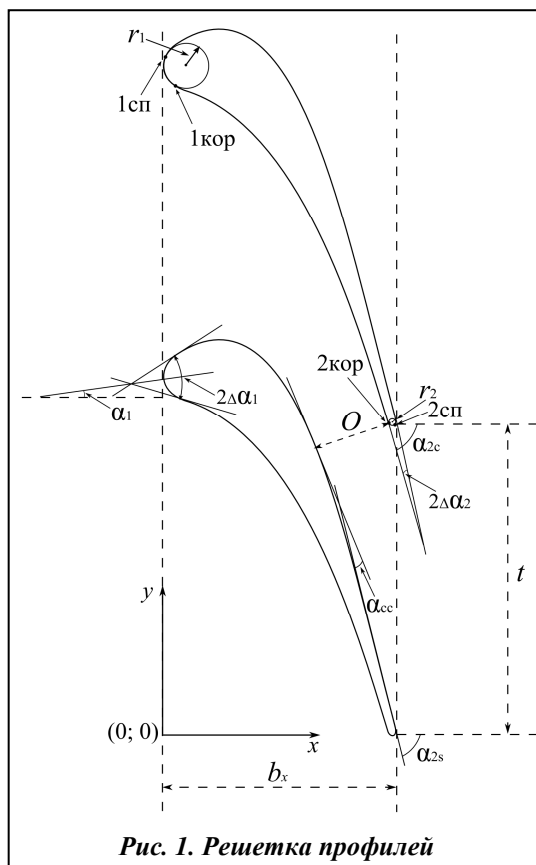


Рис. 1. Решетка профилей

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

$$\begin{cases} y_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = y_{1\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1) \\ y''_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \{y''_{\text{кор},0}\} \\ y_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = y_{2\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = \text{tg}\alpha_{2c} \end{cases}, \quad (4)$$

где $x_{1\text{сп}}, y_{1\text{сп}}, x_{2\text{сп}}, y_{2\text{сп}}$ – 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_{2c} на выходной кромке.

Угол α_{2c} выбирается в интервале α_{c0} и α_{2s} таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца (рис. 2), либо задается $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$.

Метод 3D расчета течения

Для численного исследования течений использовался программный комплекс *IPMFlow*, который является развитием программных комплексов *FlowER* [3] и *FlowER-U* [4]. В нем реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера, неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности. Для учета реальных свойств рабочего тела используется интерполяционно-аналитический метод аппроксимации уравнений *IAPWS-95* [5, 6]. 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].

2. Тепловой расчет и разработка 3D геометрии проточной части паровой турбины мощностью 2,5 МВт

Турбина проектировалась при следующих параметрах граничных условий: полное давление на входе 40 бар, полная температура на входе 723 К, расход пара на входе 2,72 кг/с, расход пара в отборе (на теплофикационном режиме) 2,45 кг/с, давление на выходе (в конденсаторе) 0,1 бар. Начиная с первой ступени, расчет проводился с помощью методик, описанных выше. Перепад на ступень выбирался максимально возможным (с учетом выбора оптимального значения величины u/c для такого теплоперепада и степени реактивности первых ступеней до 15%) при условии дозвукового течения в зазорах ($M < 0,9$). После расчета первой ступени полученные на выходе значения потока брались как параметры потока на входе во вторую ступень. Такая процедура повторялась для всех последующих ступеней, пока не были достигнуты параметры на выходе турбины (табл. 1).

Таблица 1. Геометрические характеристики проточной части

Параметры	№ ступени							
	1	2	3	4	5	6	7	8
парциальность	0,5	1	1	1	1	1	1	1
α_0 , град	0	0	0	0	0	0	0	0
α_1 , град	83	83,1	80	80	78	78	78	78
β_1 , град	78,597	78,017	72,147	69,266	65,435	65,873	65,625	36,694
β_2 , град	-75,6	-75,2	-69,6	-71,16	-67	-67,02	-66,66	-69
α_2 , град	-4,699	0,093	-1,457	2,823	4,053	0,11	-0,451	2,632
r_{cp} , мм	240	210	210	212	300	307	330,5	368
L , мм	8,581	8,003	8,027	11,673	8,972	19,033	50,489	125,075

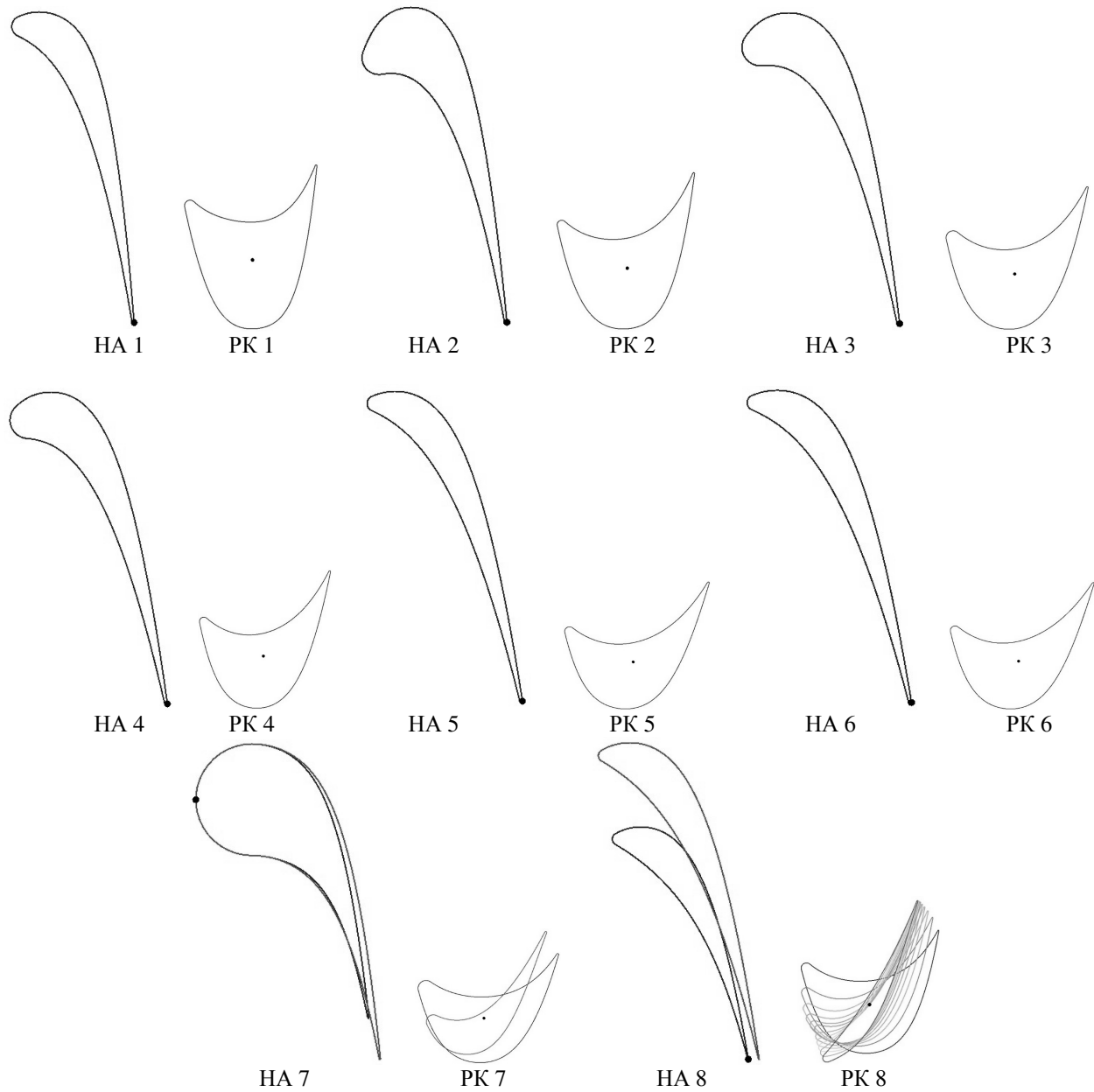


Рис. 2. Вид проточной части, спроектированной с помощью 3D методики

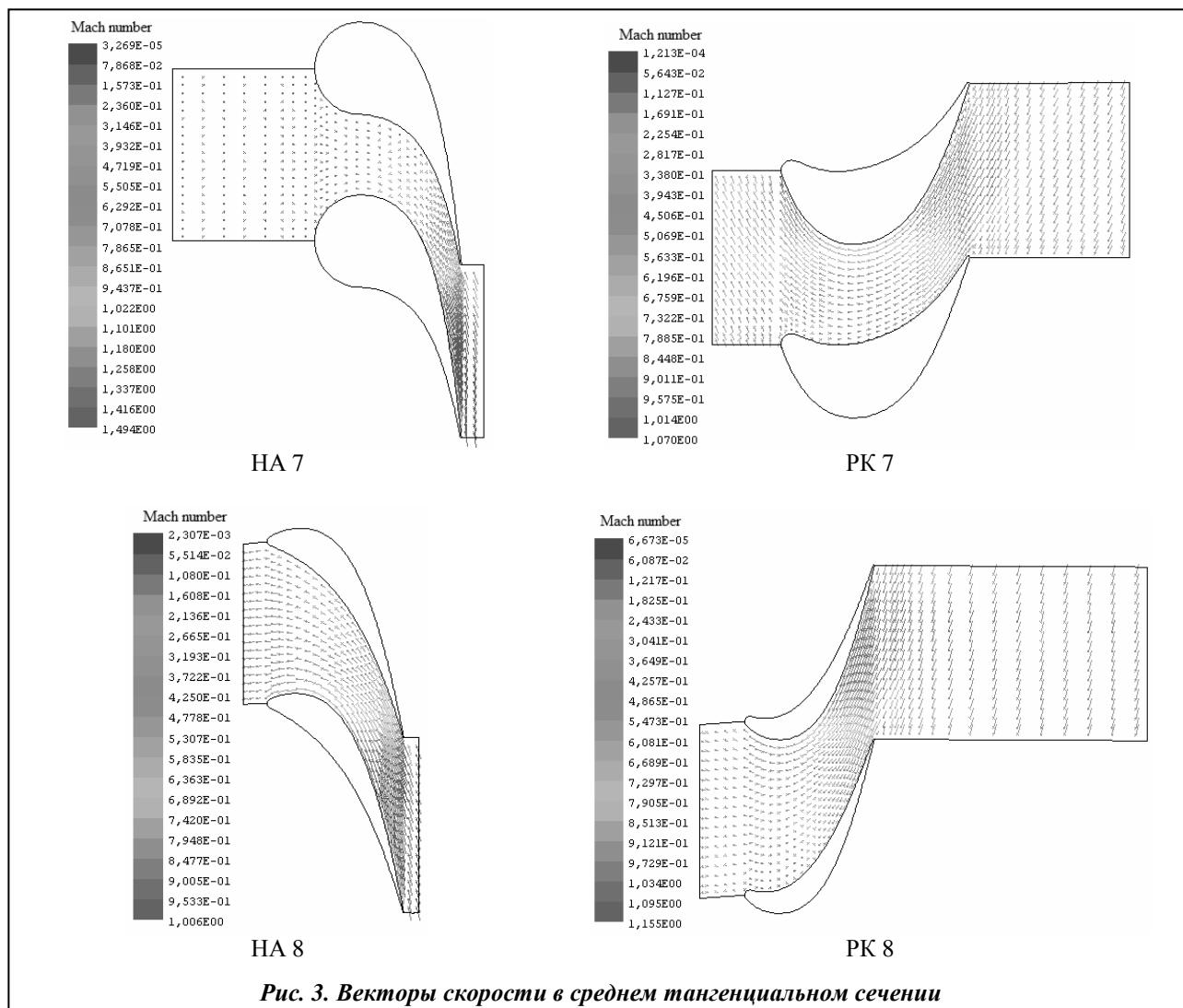


Рис. 3. Векторы скорости в среднем тангенциальном сечении

Для доводки проточной части, спроектированной с помощью 1D методики, с использованием программного комплекса *IPMFlow* был выполнен поступенчатый расчет проточной части. Расчет произведен для сетки с суммарным числом ячеек в одной ступени более 1 млн (около 500 тыс. ячеек в одном венце). После получения конечной геометрии проточной части проведен расчет каждого цилиндра турбины с использованием «таблиц состояния» пара (IAWPS-95). На рис. 2 представлен вид спроектированной с помощью 3D методики проточной части.

Для обеспечения работы турбины как в конденсационном, так и в теплофикационном режимах направляющий аппарат 7-й ступени выполнен с поворотной диафрагмой.

На рис. 3 представлена визуализация течения в последних двух ступенях на конденсационном режиме работы. Видно, что картина течения благоприятная, практически отсутствуют отрывы потока.

На рис. 4 и 5 показана визуализация течения в 7-й ступени при двух «крайних» положениях диафрагмы, соответствующих теплофикационному режиму работы турбины.

В табл. 2 представлены основные интегральные результаты расчетов. Суммарная мощность проточной части составила 2,82 МВт, а КПД 86,03 %.

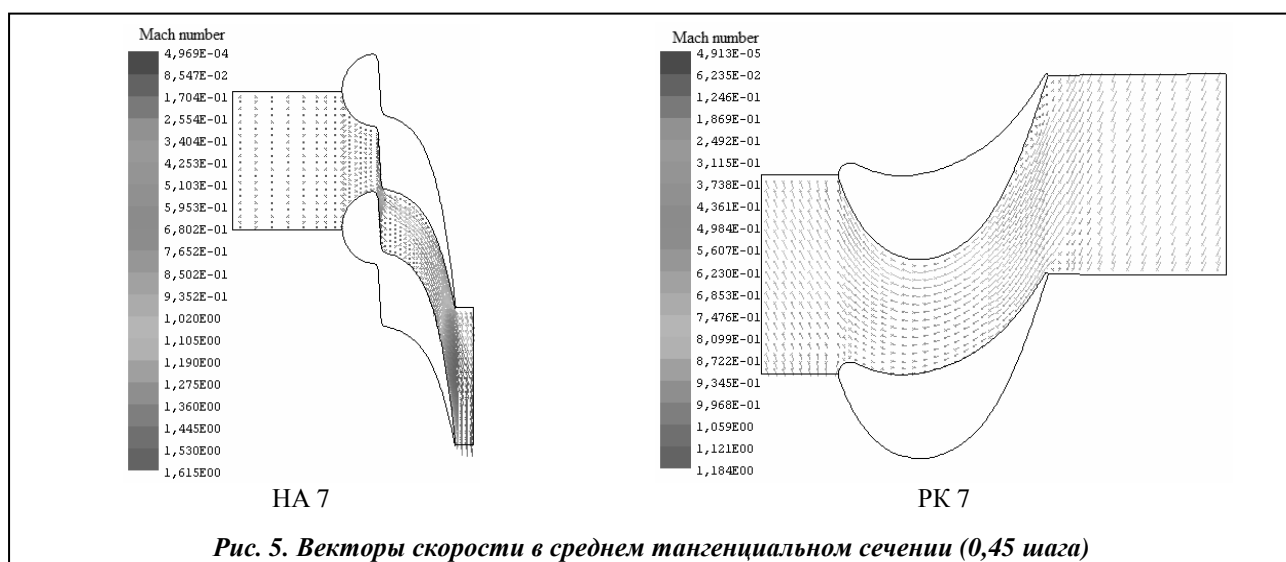
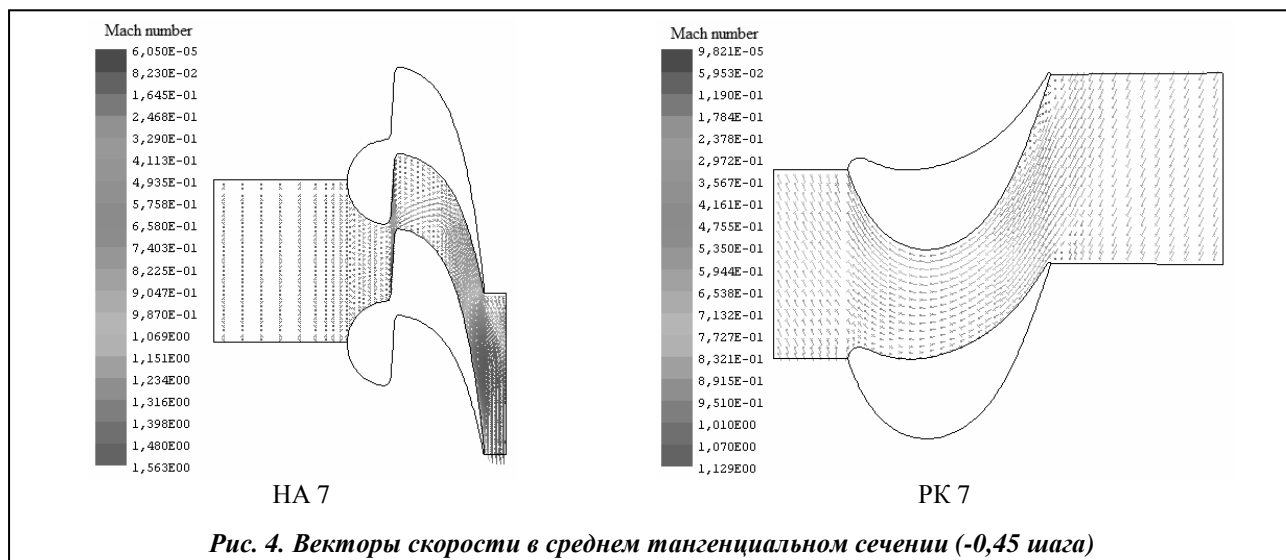


Таблица 2. Интегральные характеристики проточной части

Параметры	№ ступени							
	1	2	3	4	5	6	7	8
G , кг/с	5,44*0,5	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72
P_1 , кПа	2211,18	1447,07	894,314	638,76	300,484	118,519	32,568	16,434
T_1 , К	639,798	621,836	556,103	521,468	451,578	377,605	356,698	342,445
P_2 , кПа	2000	1366,52	867,958	600	259,328	100	27,442	10
T_2 , К	633,295	607,746	555,328	515,715	439,904	372,756	353,956	332,335
c_1 , м/с	562,098	403,515	449,35	368,945	531,298	527,696	609,893	410,391
c_2 , м/с	151,047	69,756	90,297	73,98	146,466	123,666	143,164	138,21
w_1 , м/с	339	208,746	256,35	179,384	260,976	251,283	311,869	131,839
w_2 , м/с	367,247	248,063	258,203	228,824	329,334	326,969	364,936	397,009
α_2 , град	-63,353	-39,456	-33,588	-14,752	-9,985	-6,5	-8,951	-7,609
N , Вт	419188	243784	267936	208378	412645	408017	495801	368293
P , %	13,68	14,21	6,17	15,79	16,11	15,81	11,76	44,54
ξ , %	16,93	16,61	14,53	14,2	10,55	6,96	10	8
η , %	82,32	83,28	85,01	85,35	82,61	90,19	86,32	92

3. Тепловой расчет и разработка 3D геометрии проточной части паровой турбины мощностью 5 МВт

Турбина проектировалась при следующих параметрах граничных условий: полное давление на входе 60 бар, полная температура на входе 773 К, расход пара на входе – 4,75 кг/с, расход пара в отборе (на теплофикационном режиме) 4,27 кг/с, давление на выходе (в конденсаторе) 0,1 бар. Начиная с первой ступени, расчет проводился с помощью методик, описанных выше. Перепад на ступень выбирался максимально возможным (с учетом выбора оптимального значения величины u/c для такого теплоперепада и степени реактивности первых ступеней до 15%) при условии дозвукового течения в зазорах ($M < 0,9$). После расчета первой ступени полученные на выходе значения потока брались как параметры потока на входе во вторую ступень. Такая процедура повторялась для всех последующих ступеней, пока не были достигнуты параметры на выходе турбины (табл. 3).

Таблица 3. Геометрические характеристики проточной части

Параметры	№ ступени								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
парциальность	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1
α_0 , град	0	0	0	0	0	0	0	20	0
α_1 , град	81	81	81	80	79	78,5	78,5	78	78
β_1 , град	75,436	74,078	73,817	71,488	67,456	63,982	61,171	53,348	-4,856
β_2 , град	-72	-69,6	-70,4	-69,6	-68,1	-67,4	-65,94	-66,3	-69,72
α_2 , град	-5,839	17,12	11,484	3,476	12	17,296	34,29	9,803	6,077
r_{cp} , мм	251	210	211,7	213,3	300	300	305	380	420
L , мм	8,042	8,239	11,477	14,44	12,76	22,69	42,908	68,364	180,013

Для доводки проточной части спроектированной с помощью 1D методики, с использованием программного комплекса *IPMFlow* был выполнен поступенчатый расчет проточной части. Расчет произведен для сетки с суммарным числом ячеек в одной ступени более 1 млн (около 500 тыс. ячеек в одном венце). После получения конечной геометрии проточной части проведен расчет каждого цилиндра турбины с использованием «таблиц состояния» пара (IAWPS-95). На рис. 6 представлен вид спроектированной с помощью 3D методики проточной части.

Для обеспечения работы турбины как в конденсационном, так и в теплофикационном режимах направляющий аппарат 8-й ступени выполнен с поворотной диафрагмой.

На рис. 7 представлена визуализация течения в последних двух ступенях на конденсационном режиме работы. Видно, что картина течения благоприятная, практически отсутствуют отрывы потока.

На рис. 8 и 9 показана визуализация течения в 8-й ступени при двух «крайних» положениях диафрагмы, соответствующих теплофикационному режиму работы турбины.

В табл. 4 представлены основные интегральные результаты расчетов. Суммарная мощность проточной части составила 5,585 МВт, а КПД 88,22 %.

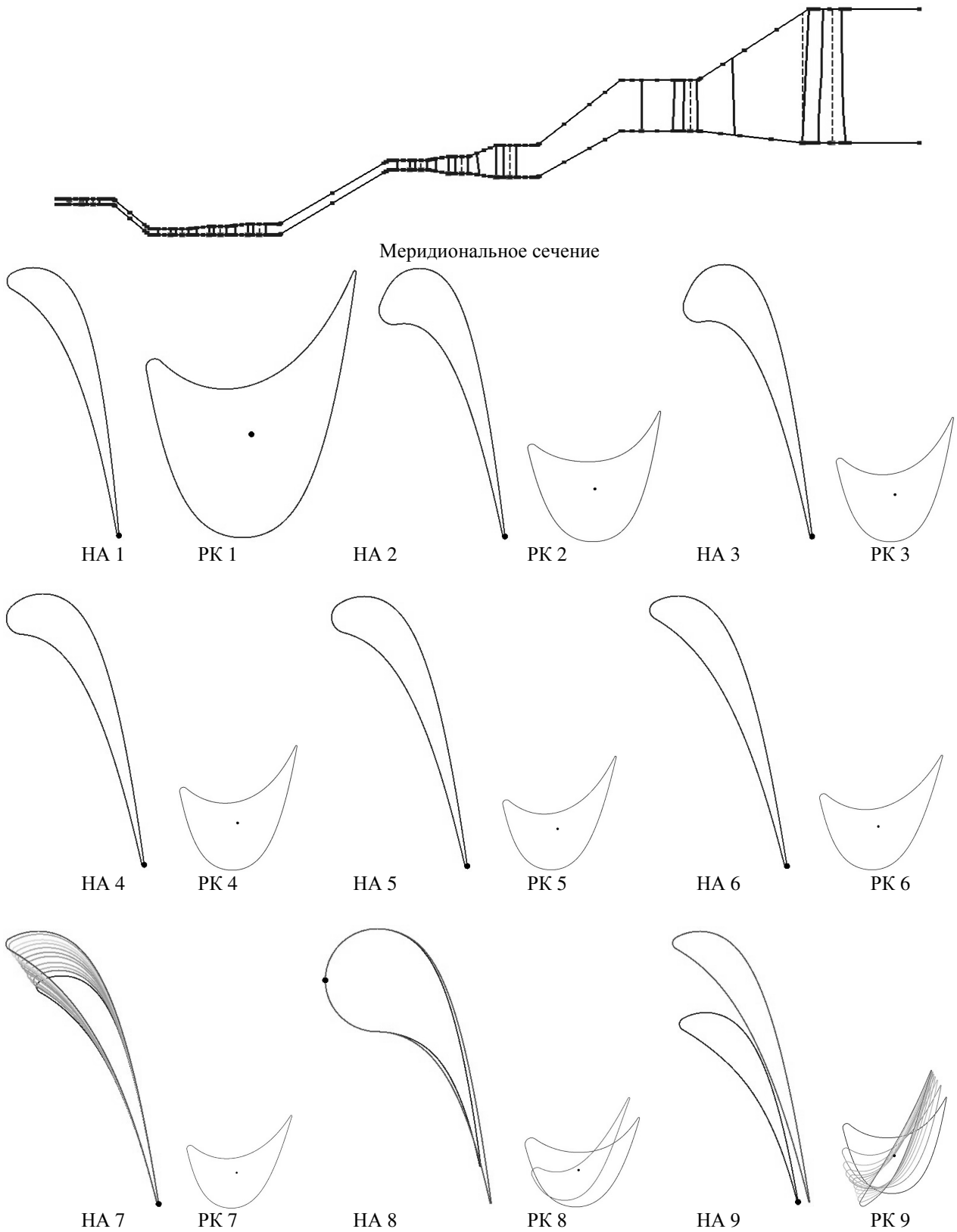
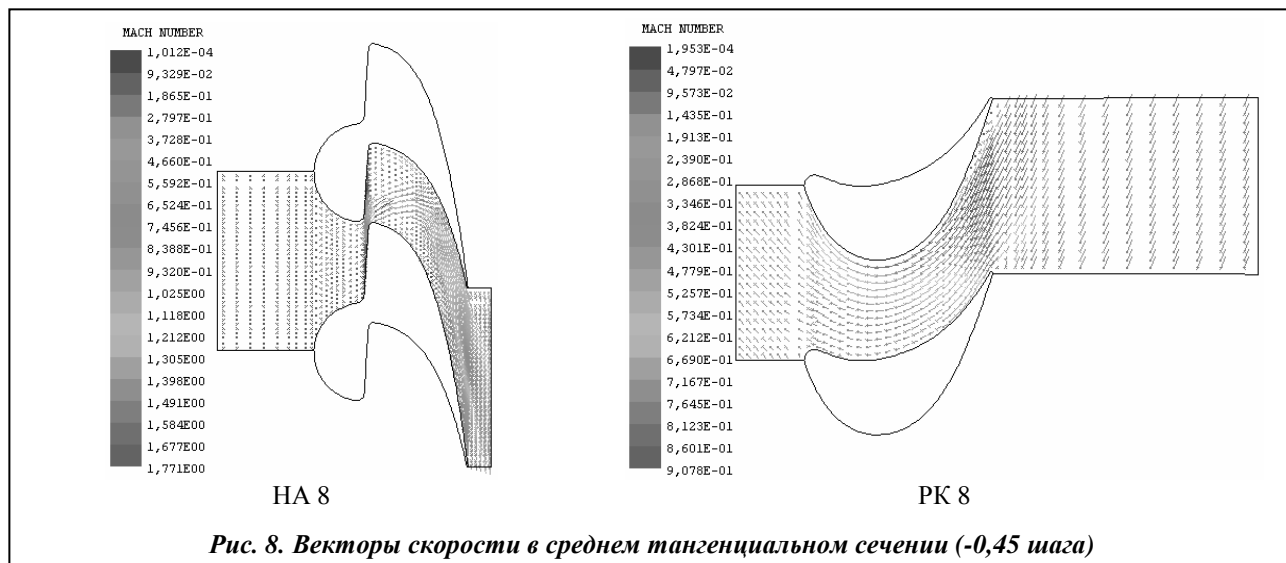
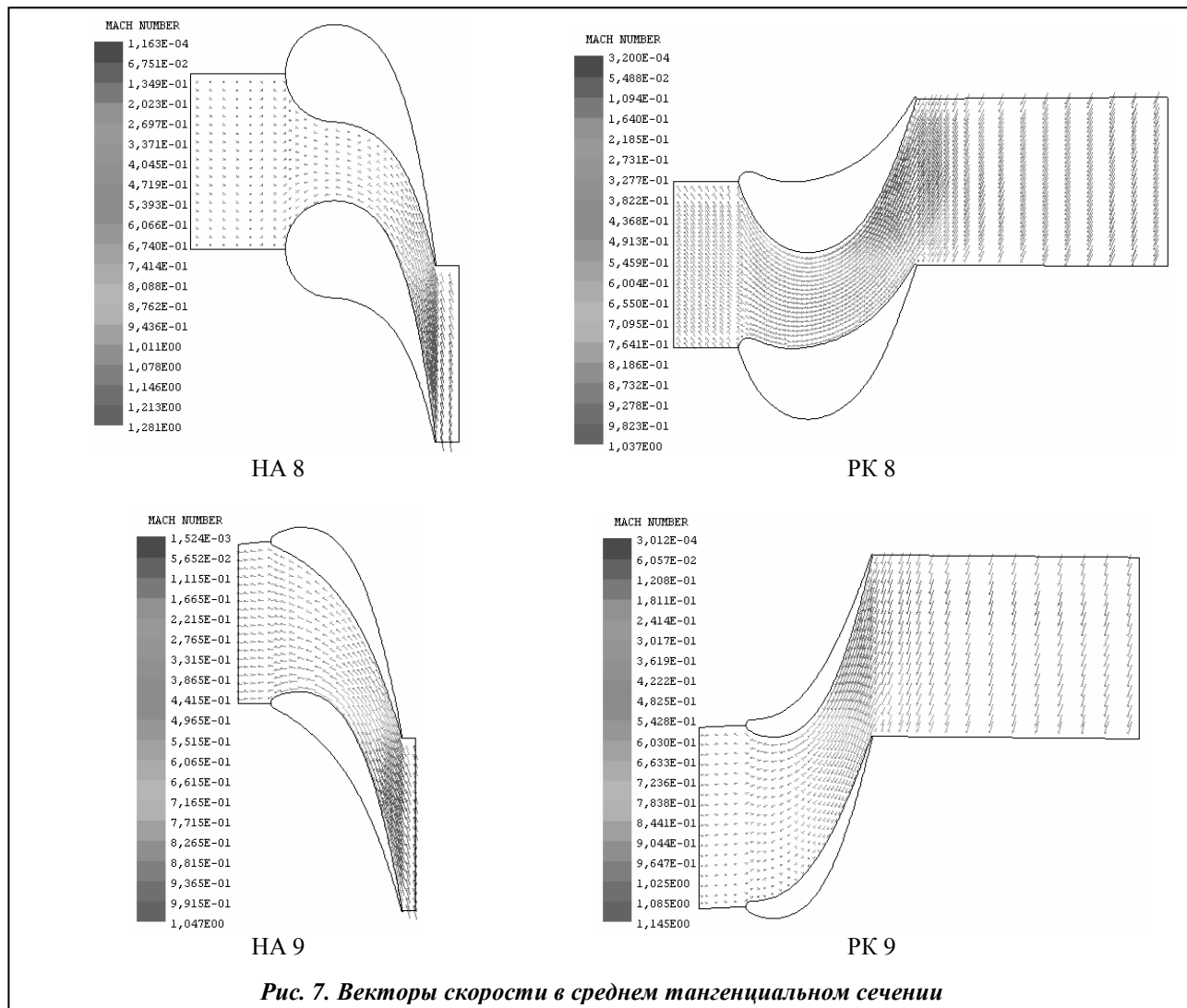


Рис. 6. Вид проточной части, спроектированной с помощью 3D методики



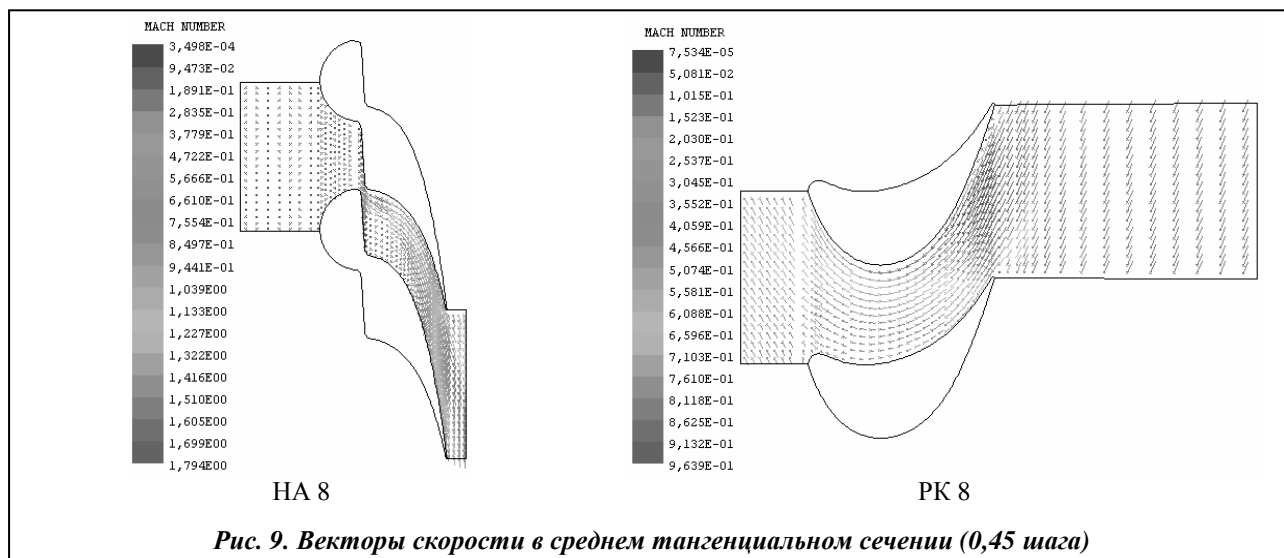


Таблица 4. Интегральные характеристики проточной части

Параметры	№ ступени								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G , кг/с	9,51*0,5	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
P_1 , кПа	3157,3	2105,7	1358,2	932,65	480,22	229,09	114,04	43,12	17,58
T_1 , К	676,64	652,56	599,22	555,76	501,05	428,45	376,49	350,79	330,27
P_2 , кПа	2900	1916,91	1274,31	859,0	418,98	203,66	100,0	29,51	10,0
T_2 , К	672,01	641,56	593,37	548,04	487,87	418,86	372,76	341,86	319,03
c_1 , м/с	596,39	422,51	417,5	387,91	510,74	485,90	445,35	515,97	396,04
c_2 , м/с	163,65	118,90	88,81	88,81	104,99	98,11	111,91	139,52	160,05
w_1 , м/с	365,67	228,55	223,76	193,6	238,54	216,29	173,10	181,26	140,13
w_2 , м/с	385,90	304,88	266,57	257,99	325,36	287,54	258,33	368,66	411,14
α_2 , град	-58,89	-57,4	-41,8	-31,5	-16,22	7,42	27,53	9,38	13,02
N , Вт	854,38	495,2	451,97	415,33	716,67	625,15	529,35	840,19	656,36
P , %	10,95	21,47	14,26	19,49	17,62	14,79	16,79	28,25	47,06
ξ , %	15,86	12,28	16,87	13,37	9,41	10,17	7,09	5,59	10,04
η , %	83,42	87,63	82,82	87,24	90,83	89,84	90,49	87,81	93,59

Выводы

С помощью методики расчета и профилирования получены два варианта проточных частей турбин, в которых практически отсутствуют отрывные течения на конденсационном режиме работы, низкий уровень потерь кинетической энергии и относительно высокая газодинамическая эффективность. Суммарная механическая мощность первого варианта проточной части составила 2,8 МВт, потери кинетической энергии равны 11,7 %, а КПД – 86,0 %. Для второго варианта проточной части эти характеристики соответственно равны: 5,6 МВт, 10,9 %, 88,2 %.

Литература

- Щегляев, А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 358 с.
- Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32–37.
- А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с.

4. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
5. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>.
6. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦНД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пашенко // Авиаци.-косм. техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 107–113.
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 / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov // J. of Fluids Eng. – 2005. – Vol. 127. – P. 83–93.
8. Lampart, P. Increasing flow efficiency of high-pressure and low-pressure steam turbine stages from numerical optimization of 3D blading / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // Eng. Optimization. – 2005. – Vol. 37. – P. 145–166.

Поступила в редакцию 21.08.15

А. В. Бойко, д-р техн. наук
А. П. Усатый, д-р техн. наук
Д. И. Максютя

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, e-mail: anatoli-boiko@yahoo.com, alpau@ukr.net, studkolo@gmail.com

УДК 621.165

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ОСЕРАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ТУРБИН

Проведено серію тривимірних CFD розрахунків для визначення залежності коефіцієнта витрати вісерадіального ущільнення від зміни його геометричних та режимних параметрів. Побудовано формальну макромодель підвищеної точності, яка дозволяє, задавши відомим набором параметрів, визначити коефіцієнт витрати та розрахувати реальну витрату робочого тіла через ущільнення. Враховано вплив теплового розширення ротора на коефіцієнт витрати в ущільненні. Створено спеціальну комп'ютерну програму для зручності користування даною методикою.

Ключові слова: вісерадіальне ущільнення, коефіцієнт витрати ущільнення, методика оцінки якості ущільнення.

Введение

Потери, связанные с наличием протечек через радиальные надбандажные уплотнения, обычно учитываются при расчете эффективности всей ступени [1]. При этом коэффициент расхода через уплотнения часто оценивался с помощью формулы Стодолы [2], в которой используются эмпирические величины, существенно зависящие от конкретной формы уплотнения. В последнее время в мощных паровых турбинах все чаще используются осерадиальные уплотнения. Однако надежных эмпирических зависимостей для оценки коэффициента расхода уплотнений такого вида нет.

Целью данного исследования является разработка инженерной методики для расчета осерадиальных уплотнений, которая позволяет определить коэффициент расхода через уплотнения с учетом влияния на него как геометрических и режимных параметров, так и смещения усиков уплотнения, вызванного тепловым расширением проточной части.

Постановка задачи

В качестве объекта исследования выбрано осерадиальное надбандажное уплотнение 3-й ступени цилиндра высокого давления одной из мощных паровых турбин. Общий вид уплотнения представлен на рис. 1.

Варьируемыми параметрами были выбраны 10 величин (таблица, рис. 2). Диапазоны варьирования и исходные значения параметров сведены в табл. 1.

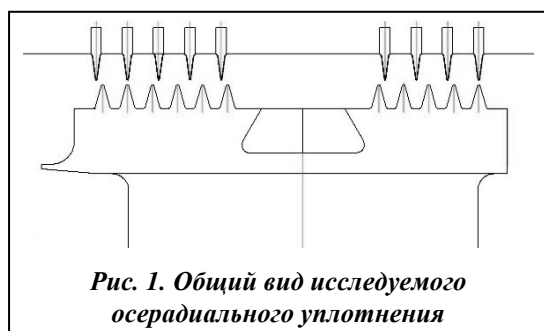


Рис. 1. Общий вид исследуемого осерадиального уплотнения