

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.И. КОСЬЯНОВА, ведущий инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОВОРОТНЫХ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО И РАДИАЛЬНО-ОСЕВОГО ТИПОВ ЦВД ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5

Исследована возможность повышения маневренных характеристик паровых турбин за счет использования регулируемых степеней осевого и радиально-осевого типов с поворотными лопатками направляющего аппарата (НА) на примере модифицированных первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5. Показано, что за счет изменения угла установки лопатки НА 1-ой ступени возможно обеспечить работу турбины без парциального подвода пары и с большей газодинамической эффективностью во всем диапазоне режимов эксплуатации.

Досліджено можливість підвищення маневрених характеристик парових турбін за рахунок використання регульованих ступенів осевого та радіально-осевого типів із поворотними лопатками (напрямого апарату) НА на прикладі модифікованих перших двох ступенів ЦВД парової турбіни К-325-23,5. Показано, що за рахунок зміни кута установки лопатки НА 1-го ступеня можливо забезпечити роботу турбіни без парціального підводу пари та з більшою газодинамічною ефективністю у всьому діапазоні режимів експлуатації.

The feature of steam turbine maneuvering characteristics increasing by using variable axial and centrifugal stages with rotary distributor blades on the example of first and second stages at high-pressure cylinder of K-325-23,5 steam turbine is investigated. It is shown, it is possible to get all turbine operating modes by changing first stage distributor blades alignment angle without partial admission of steam and with greater gas-dynamic efficiency.

Введение

Для успешного функционирования любой электрогенерирующей системы необходимо с заданной точностью поддерживать баланс между генерацией и потреблением электроэнергии за счет маневренных мощностей. В Украине из-за нехватки традиционных источников маневренных мощностей (ГЭС, ГАЭС, газовых турбин) для этих целей используются энергоблоки ТЭС и ТЭЦ. Так как эти блоки изначально спроектированы для работы в базовом (номинальном) режиме, их использование для покрытия пиковых нагрузок приводит к перерасходу топлива и ускоренному износу оборудования. Одним из направлений решения этой проблемы может быть разработка новых способов регулирования мощности паровых турбин и, соответственно, улучшение маневренных характеристик энергоблоков ТЭС и ТЭЦ.

В газовых и гидротурбинах для изменения массового расхода и регулирования мощности успешно применяются поворотные лопатки. В работе исследована возможность повышения маневренных характеристик паровых турбин за счет использования регулируемых ступеней цилиндра высокого давления (ЦВД) с поворотными лопатками направляющего аппарата (НА) первой ступени.

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

В качестве объекта исследования рассмотрены первые две ступени ЦВД паровой турбины К-325-23,5, описанные в работе [1] (рис.1). Основные геометрические характеристики исходных ступеней приведены в табл.1. Конструктивными

особенностями проточной части первых двух ступеней ЦВД паровой турбины являются лопатки направляющих аппаратов с удлиненной входной частью и камера смешения между рабочим колесом (РК) первой ступени и направляющим аппаратом второй ступени.

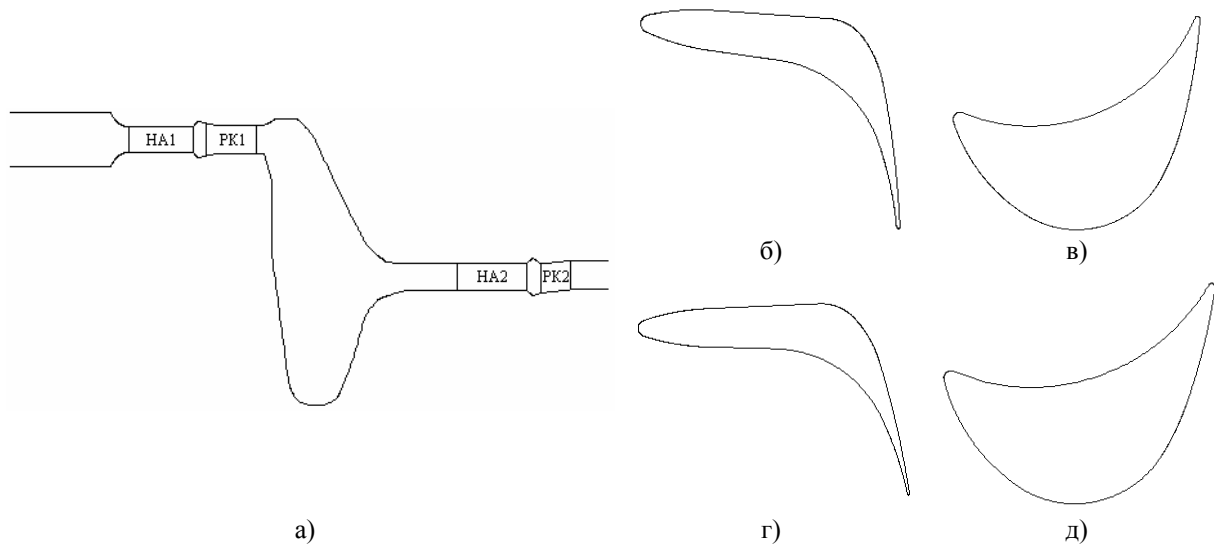


Рис. 1. Проточная часть первых двух ступеней ЦВД паровой турбины:
 а – меридиональное сечение; б – НА 1-ой ступени; в – РК 1-ой ступени;
 г – НА 2-ой ступени; д – РК 2-ой ступени

Таблица 1

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА 1	РК 1	НА 2	РК 2
l/b (на среднем диаметре)	0,468 ¹⁾	0,533	0,491 ¹⁾	0,924
$D_{ср}$, м	1,182	1,183	0,8645	0,8685
t/b (на среднем диаметре)	0,893 ¹⁾	0,834	0,732 ¹⁾	0,836
D/l	39,4	35,8	27,4	25,9
Z , шт.	52 ²⁾	72	58	90
$\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, градус	9,85	16,97	12,68	19,7

¹⁾ Рассчитано по величине хорды «исходного» профиля ($b = 64,1$ мм).

²⁾ Степень парциальности 0,8.

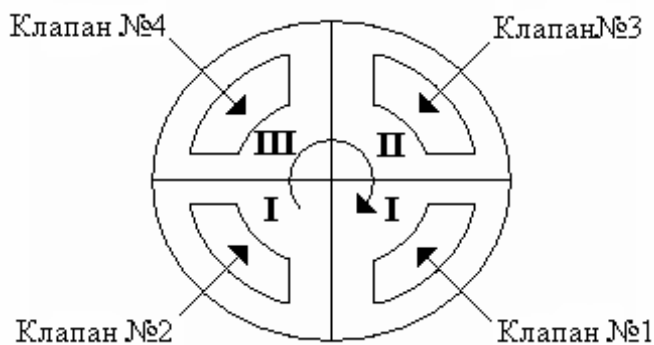


Рис. 2. Схема подвода пара

Для регулирования режима работы турбины К-325-23,5 используется парциальный подвод пара через блоки клапанов (секторов) и сопловые коробки перед первой ступенью ЦВД, представленные на рис. 2. Парциальный подвод пара приводит к неравномерности потока в окружном направлении в первых ступенях ЦВД турбины, а также к большим динамическим нагрузкам.

Камера смешения предназначена для частичного снижения окружной неравномерности потока перед НА второй ступени.

В табл. 2 представлены основные характеристики исследуемых режимов работы первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5.

Таблица 2

Граничные условия для расчетов 1-ой и 2-ой ступеней ЦВД

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
Полное давление перед 1-ой ст., МПа	22,80	21,88	20,57	9,051
Полная температура перед 1-ой ст., °С	535,5	533,6	538,2	475,0
Статическое давление за 2-ой ст., МПа	16,810	13,439	10,822	4,754
Расход, кг/с	277,87	224,64	180,89	79,47
Сектора подачи пара	<i>I, II, III</i>	<i>I, II</i>	<i>I</i>	<i>I</i>
Степень парциальности	0,8	0,6	0,4	0,4

Численные исследования проводились с помощью математической модели трехмерного турбулентного течения [2, 3], которая обладает необходимой достоверностью получаемых результатов, как по качественной структуре потока, так и по количественной оценке аэродинамических характеристик проточных частей турбомашин [4, 5].

Осевая ступень с поворотными лопатками направляющего аппарата

Выполнена оценка возможности регулирования расхода пара на исследуемых режимах работы ЦВД паровой турбины за счет изменения угла установки лопатки НА первой ступени осевого типа.

В исследовании поток пара перед НА первой ступени предполагался равномерным в окружном направлении (отсутствие парциальности), вследствие чего исчезла необходимость использования камеры смешения. Камера смешения заменена плавным переходным участком от первой ступени ко второй. Меридиональные обводы переходного участка образованы кривыми Безье третьей степени (рис. 3б).

Так как лопатки НА с удлинителями профиля нельзя использовать как поворотные, вместо них предложены новые, построенные по методике [6] с учетом имеющегося опыта модернизации исходной проточной части [1]. Также предложены новые лопатки РК второй ступени. Общий вид модернизированной проточной части представлен на рис. 3.

Расчеты 2-х ступеней выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 2.177.280 ячеек.

В табл. 4 представлены результаты расчетов исходной и модернизированной (с поворотными лопатками НА) проточных частей для четырех режимов работы.

Из представленных результатов видно, что на номинальном режиме работы в модернизированной проточной части получено снижение потерь кинетической энергии на 9 % и увеличение мощности на 3,7 МВт.

За счет изменения угла установки лопатки НА первой ступени обеспечивается необходимый расход пара во всем диапазоне режимов эксплуатации без использования парциального подвода, но при этом для 4-го режима дополнительно необходимо уменьшение полного давления на входе до 15,9 МПа. Диапазон изменения абсолютного

тангенціального угла выхода потока из рабочего колеса первой ступени составляет около 90° , что обосновывает необходимость использования лопаток НА второй ступени малочувствительных к нерасчётным углам натекания потока.

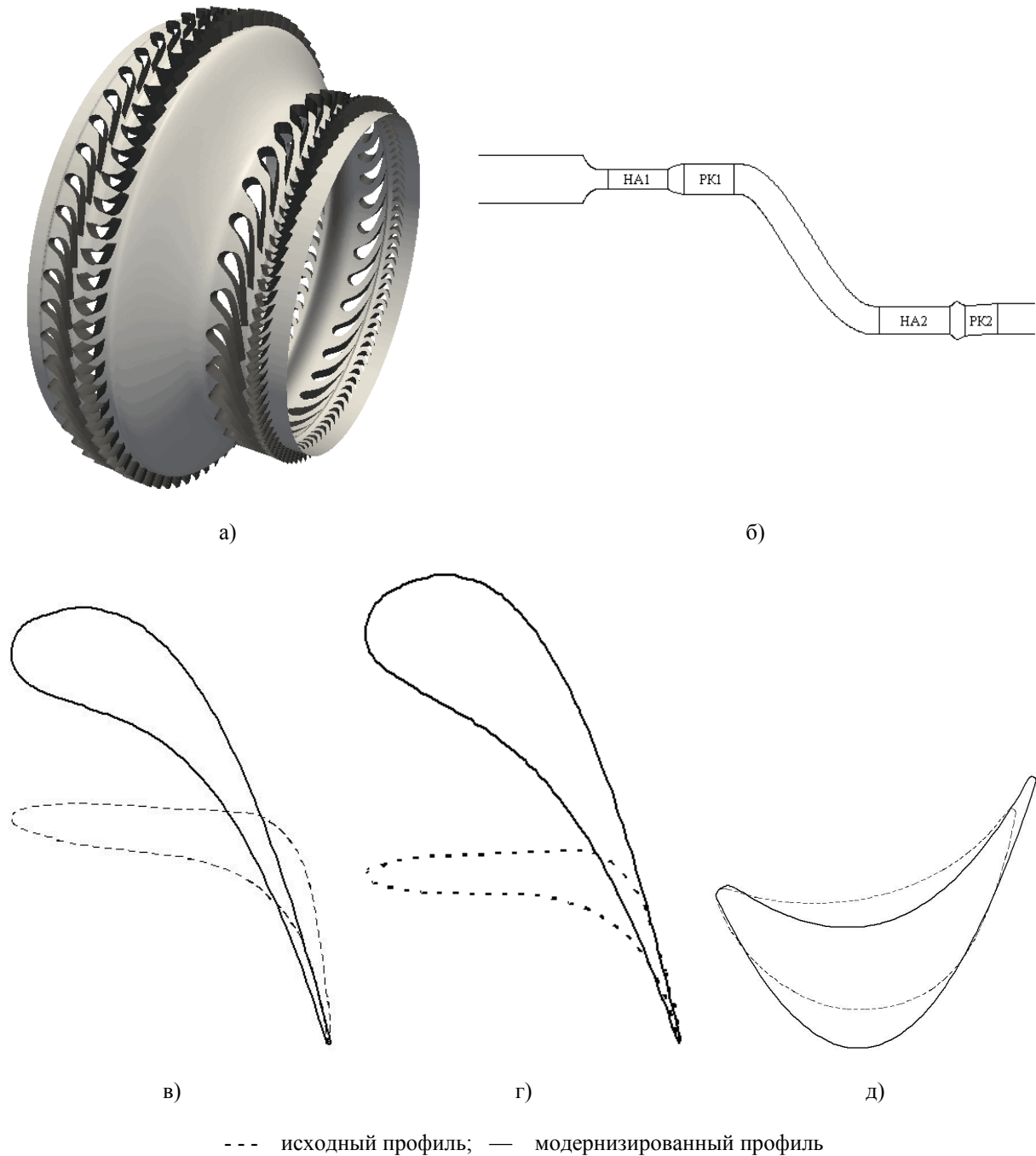


Рис. 3. Модернизированная проточная часть первых двух ступеней ЦВД паровой турбины:
a – пространственный вид; *б* – меридиональное сечение;
в – профиль лопатки НА 1-ой ступени; *г* – профиль лопатки НА 2-ой ступени;
д – профиль лопатки РК 2-ой ступени

Таблица 3

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА 1	НА 2	ПК 2
l , м	0,021	0,0315	0,0335
D_{cp} , м	0,591	0,43225	0,43425
Z , шт.	56	34	90
Ширина профиля b_x , м	0,07436	0,0801	0,0366
Скелетный угол α_1 , градус	0,0	0,0	53,0
Угол «заострения» входной кромки $\Delta\alpha$, градус	30,0	40,0	15,0
Эффективный угол решетки α_{2ef} , градус	77,5	77,5	-73,0
Радиус входной кромки r_1 , м	0,01	0,015	0,00136
Радиус выходной кромки r_2 , м	0,00048	0,0003	0,00045
Безразмерное расстояние за выходной кромкой d	1,2	1,5	10,5

Таблица 4

Интегральные газодинамические характеристики

Параметр	Исходная констр. (Режим 1)	Модернизированная проточная часть осевого типа. Режимы работы турбины			
		1	2	3	4
Угол установки лопатки НА1, градус	–	0	–4	–5,9	–8
$P_{0вх}$, МПа	22,8	22,8	22,8	22,8	15,9
$T_{0вх}$, К	808,5	808,5	808,5	808,5	778,25
<i>1-я ступень</i>					
$P_{1вых}$, МПа	19,05	19,14	15,49	12,309	5,38
$\xi_{1ст}$, %	19,6	13,9	25,11	31,85	38,88
$N_{1ст}$, МВт	10,14	12,39	18,68	18,69	12,45
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	66,1	72,94	15,7	–22,63	2,01
<i>2-я ступень</i>					
$P_{2вых}$, МПа	16,81	16,81	13,44	10,82	4,75
$\xi_{2ст}$, %	26,1	17,44	19,21	11,61	6,59
$N_{2ст}$, МВт	8,71	10,41	8,49	5,83	2,08
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	1,8	–17,96	–17,47	–8,5	9,71
<i>Суммарные характеристики 2-х ступеней</i>					
ξ , %	24,9	15,9	23,21	27,88	33,32
N , МВт	18,85	22,803	27,17	24,52	14,53
G , кг/с	271,672	276,662	228,331	174,634	74,779

Радиально-осевая ступень с поворотными лопатками направляющего аппарата

Потоку пара после выхода из первой ступени перед входом во вторую необходимо перейти с большего диаметра на меньший (рис. 3б). Такой переход рационально выполнить с помощью ступени радиально-осевого типа.

Рассмотрена модернизация проточной части первых двух ступеней ЦВД паровой турбины, в которой первая осевая ступень заменена ступенью радиально-осевого типа, а вторая ступень остаётся исходной. Рабочее колесо первой ступени спроектировано с помощью методики, предложенной в работе [7].

Вид радиально-осевой ступени представлен на рис. 4, а в табл. 5 приведены её основные геометрические характеристики.

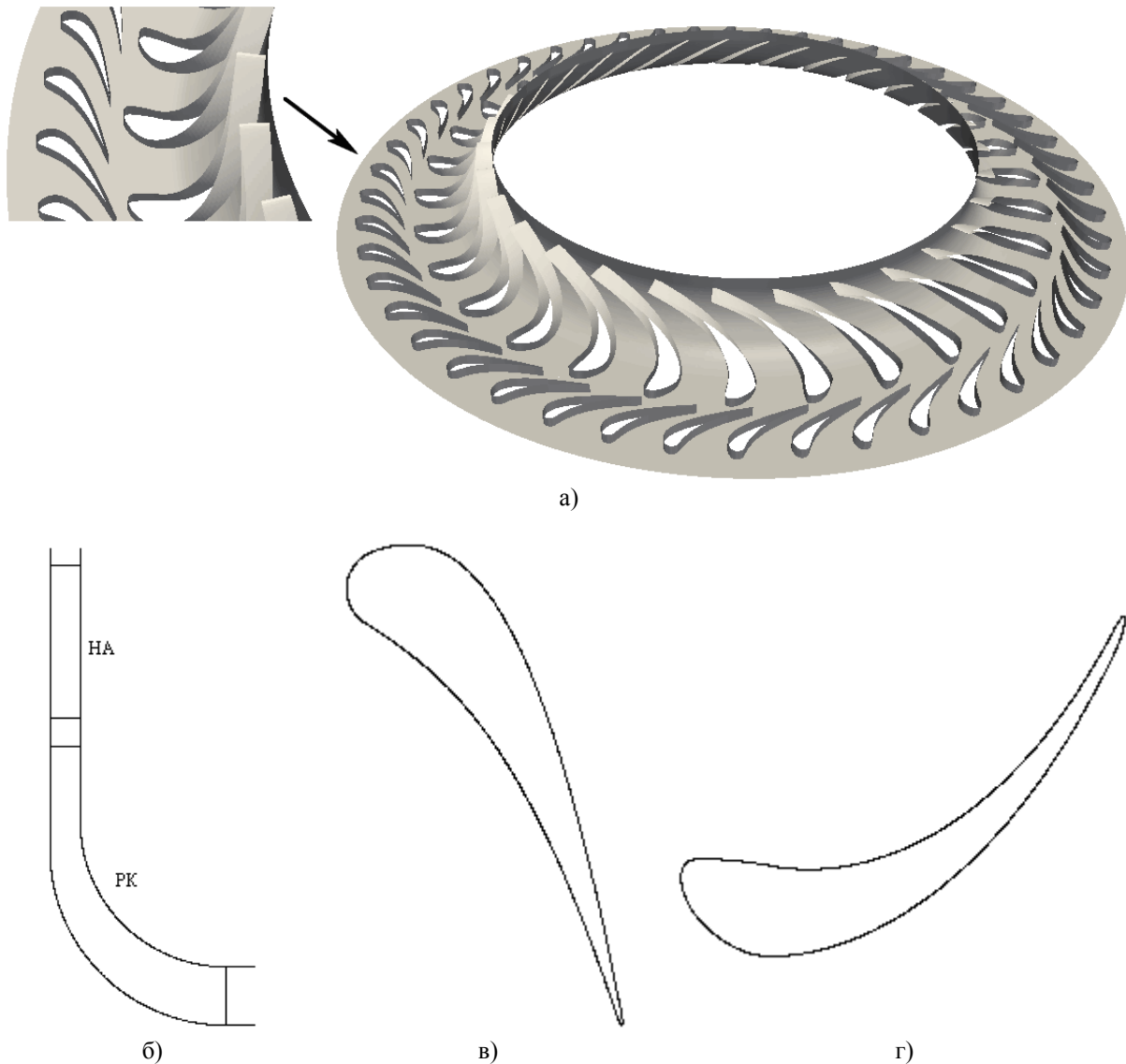


Рис. 4. Радиально-осевая ступень:
a – общий вид; *б* – меридиональное сечение;
в – направляющая лопатка; *г* – рабочая лопатка

Таблица 5

Основные геометрические характеристики 1-ой ступени радиально-осевого типа

Параметр	НА	РК
Число лопаток, шт.	48	31
Диаметр по входной кромке, м*	1,3058	1,12
Диаметр по выходной кромке, м*	1,15	0,83464
Высота канала на входе, м*	0,0155	0,0155
Высота канала на выходе, м*	0,0155	0,03
Эффективный угол решетки, градус	12,8	25,774

* По среднему сечению.

Расчеты 2-х ступеней выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 1.762.560 ячеек при условиях таких же, как и для регулирующей ступени осевого типа.

На рис. 5 и рис. 6 показаны изолинии статического давления, изолинии скоростей и проекции векторов скорости в каналах РК радиально-осевой ступени и НА второй ступени на номинальном режиме работы. Интегральные характеристики исходной и модернизированной конструкций приведены в табл. 6.

Таблица 6

Интегральные газодинамические характеристики

Параметр	Исходная констр. (Режим 1)	Модернизированная проточная часть. Режимы работы турбины			
		1	2	3	4
Угол установки лопатки НА1, градус	–	0	–8	–10	–10,8
$P_{0вх}$, МПа	22,8	22,68	22,72	22,75	15,9
$T_{0вх}$, К	808,5	808,5	808,5	808,5	778,25
<i>1-я ступень</i>					
$P_{1вых}$, МПа	19,05	19,11	14,91	11,93	5,32
$\xi_{1ст}$, %	19,6	7,3	18,2	25,9	29,5
$N_{1ст}$, МВт	10,14	13,32	17,03	19,1	9,91
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	66,1	9,2	–21,9	–26,7	–23,0
<i>2-я ступень</i>					
$P_{2вых}$, МПа	16,81	16,81	13,44	10,82	4,75
$\xi_{2ст}$, %	26,1	13,3	19,9	25,2	22,9
$N_{2ст}$, МВт	8,71	9,53	5,54	4,69	2,42
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	1,8	3,4	23,9	22,9	17,1
<i>Суммарные характеристики 2-х ступеней</i>					
ξ , %	24,9	10,0	19,4	26,3	28,9
N , МВт	18,85	22,85	22,57	23,79	12,33
G , кг/с	271,672	278,150	197,650	169,384	82,749

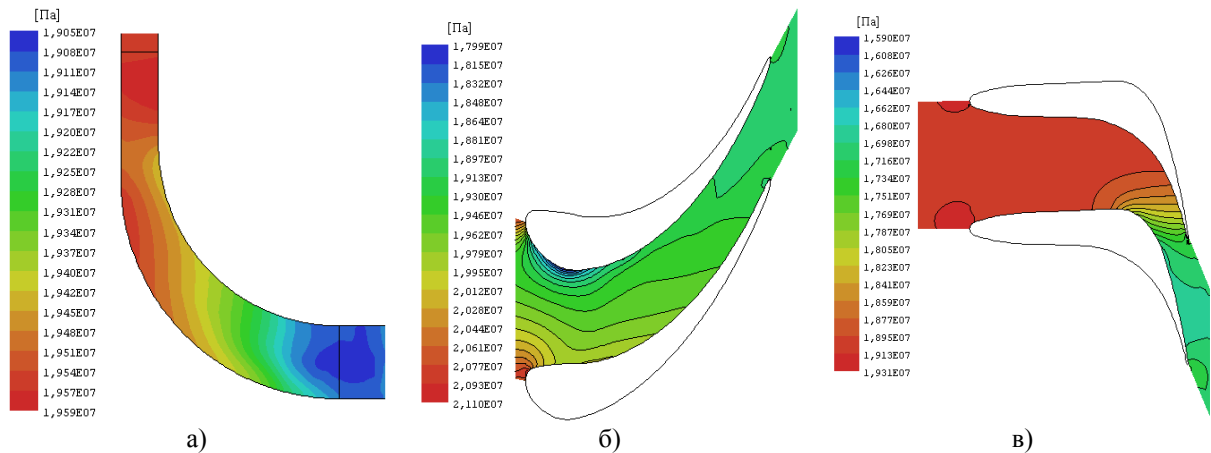


Рис. 5. Изолинии статического давления:
 а – среднее меридиональное сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 б – среднее сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 в – среднее сечение канала НА 2-ой ступени

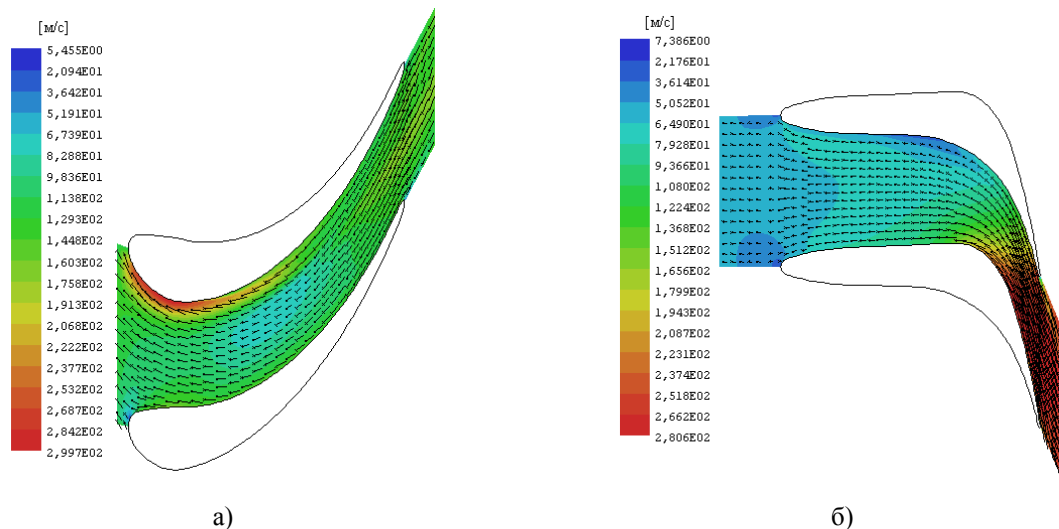


Рис. 6. Изолинии скорости и проекции векторов скорости:
 а – среднее сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 б – среднее сечение канала НА 2-ой ступени

Из представленных результатов видно, что на номинальном режиме наблюдается благоприятная безотрывная картина течения, следствием чего является значительное увеличение эффективности работы проточной части. Суммарные потери кинетической энергии в проточной части снизились на 14,9 %, а мощность возросла на 4 МВт. На рис. 7–9 показана картина течения в РК первой ступени и НА второй ступени на частичных режимах работы.

Видно, что изменением угла установки лопатки НА 1-ой ступени (до 11° от положения на номинальном режиме) обеспечиваются все режимы работы турбины без использования парциального подвода пара. Для получения 4-го режима, также как и в случае со ступенью осевого типа, требуется снижение полного давления пара на входе до 15,9 МПа. На частичных режимах работы в канале рабочего колеса первой ступени наблюдается отрыв потока, занимающий в среднем сечении около половины канала.

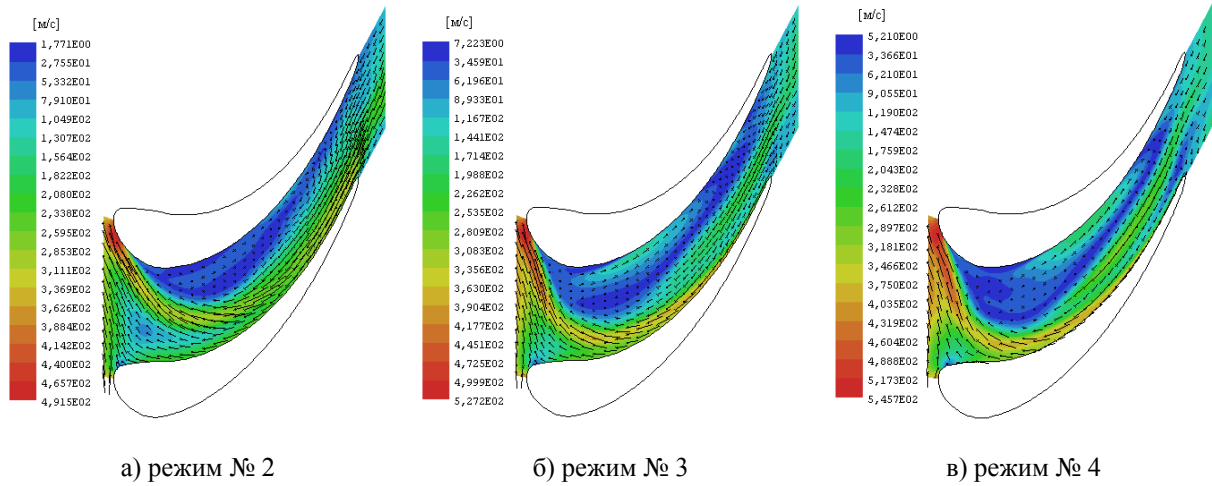


Рис. 7. Изолинии относительной скорости и проекции векторов скорости в среднем сечении канала РК радиально-осевой ступени

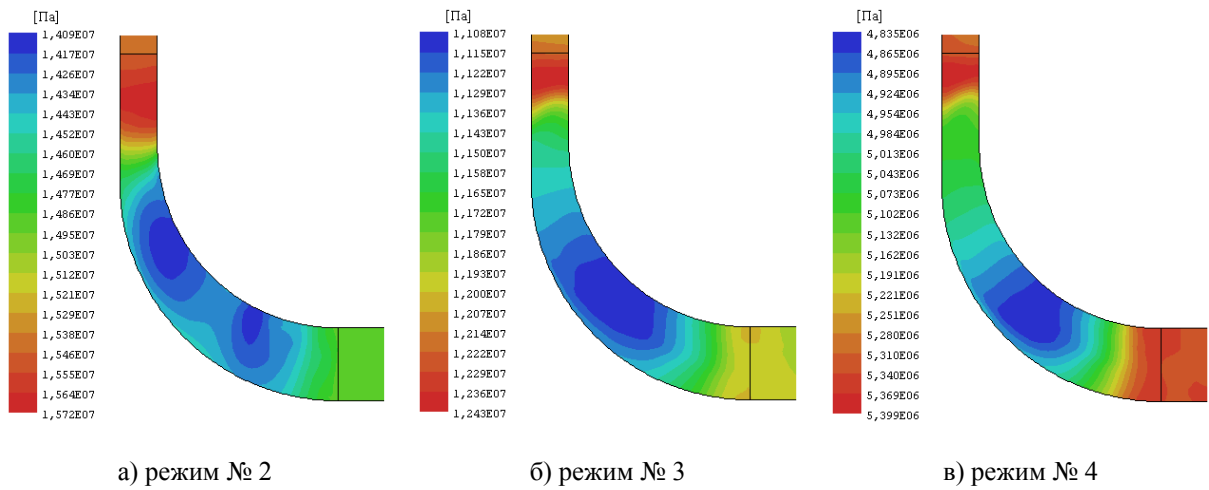


Рис. 8. Изолинии статического давления в среднем меридиональном сечении канала РК радиально-осевой ступени

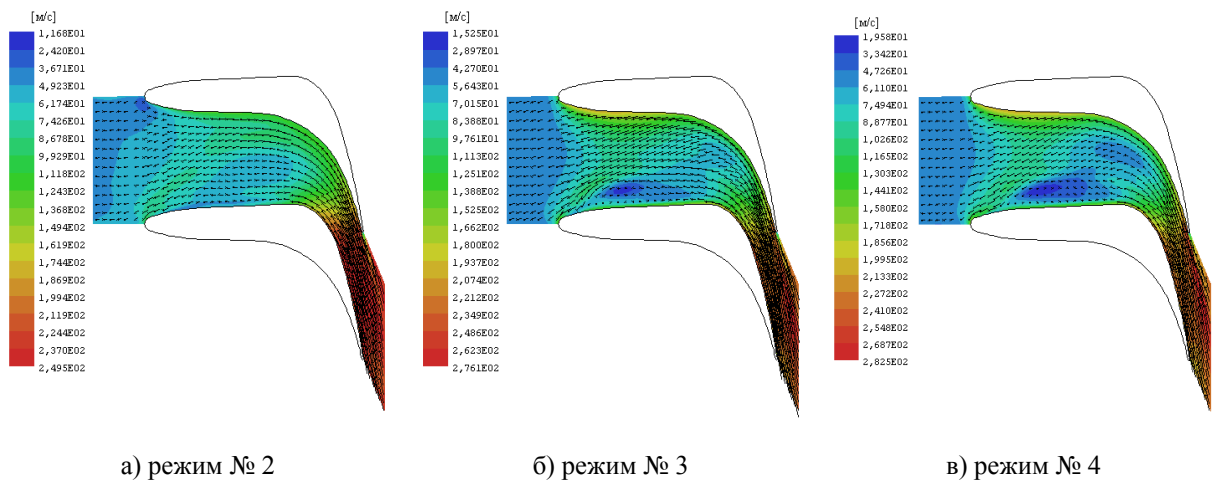


Рис. 9. Изолинии абсолютной скорости и проекции векторов скорости в среднем сечении канала НА 2-ой ступени

Диапазон изменения абсолютного тангенциального угла перед НА 2-ой ступени составляет около 36° , что значительно меньше, чем в случае осевой регулирующей ступени. Образование вихря в канале направляющего аппарата второй ступени начинается уже при углах атаки около $+20^\circ$, что заметно ухудшает интегральные характеристики ступени.

При использовании проточной части с регулирующей ступеню радиально-осевого типа с поворотными лопатками направляющего аппарата и исходной второй ступеню её интегральные газодинамические характеристики в целом лучше, чем при применении проточной части с осевой регулирующей ступеню, однако в дальнейшем целесообразно применить НА 2-ой ступени с лопатками нечувствительными к нерасчетным углам натекания потока.

Заклучение

В работе исследована возможность улучшения маневренных характеристик и газодинамической эффективности паровых турбин за счет использования регулирующих ступеней осевого и радиально-осевого типов с поворотными лопатками направляющих аппаратов. Предложены две модернизации проточной части ЦВД паровой турбины К-325-23,5 с первой ступеню осевого и радиально-осевого типов соответственно, применение которых существенно улучшило картину обтекания и газодинамические характеристики турбины по сравнению с исходной проточной частью. Так, уменьшились суммарные потери кинетической энергии пара, и увеличилась мощность первых двух ступеней проточной части ЦВД на номинальном режиме работы турбины.

Показано, что применение поворотных лопаток НА первой ступени обеспечивает все режимы работы турбины без применения парциального подвода пара и с большей газодинамической эффективностью. Проточная часть с регулирующей ступеню радиально-осевого типа в целом имеет лучшие газодинамические характеристики по сравнению с осевой ступеню.

Список литературы: 1. Русанов, А.В. Повышение эффективности работы 2-ой ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока [Текст] / А.В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 12-18. – ISSN 2078-774X. 2. Свідозтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов. – 19.02.1996. 3. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002. – No. 122. – P. 63-70. 5. Хомылев, С.А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 6. – С. 23-31. 6. 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. – № 2. – С. 32-37. 7. 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. – № 4. – С. 58-62.

© Русанов А.В., Косьянова А.И., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12