

УДК 621.165:532.6

С.В. ЕРШОВ, А.В. РУСАНОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
ООО «FlowER», Украина*

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Представлены результаты исследований по оценке возможностей аэродинамической модернизации турбины высокого давления. Прогнозирование потерь, КПД и эффективности обтекания выполнено на основе численного моделирования пространственного вязкого течения в лопаточных аппаратах турбомашин. Предложена модернизация лопаточных аппаратов и меридиональных обводов, обеспечивающая увеличение КПД ступени на 1,5 %. Определены пути дальнейшего повышения эффективности ступени.

турбина, проточная часть, модернизация, вычислительная аэродинамика, трехмерное вязкое течение

Введение

В настоящее время остро стоит вопрос о необходимости замены либо модернизации большинства турбин на электростанциях Украины. Проблема заключается в том, что, с одной стороны, фактически исчерпан ресурс оборудования, а с другой, что не менее важно, – функционирующие отечественные турбины существенно уступают лучшим мировым образцам по экономичности.

При решении проблемы реконструкции электростанций можно рассматривать несколько подходов, наиболее радикальный из которых состоит в полной замене энергоблоков. Не отвергая такой подход полностью, но учитывая сложность его реализации из-за огромных материальных затрат, авторы настоящей работы попытались показать возможности так называемой малозатратной модернизации турбин, которая с успехом используется на энергомашиностроительных предприятиях Польши и России [1 – 3]. Концепция малозатратной модернизации подразумевает повышение КПД, надежности, маневренности и других характеристик турбомшины при минимальных изменениях их конструкции, а, следовательно, при достаточно малых материальных вложениях.

В настоящей работе рассмотрены возможности газодинамической модернизации проточной части типичной ступени турбины высокого давления. Усовершенствование проточной части состоит в замене облопачивания направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса (РК), а также в изменении формы меридиональных обводов при сохранении основных габаритных размеров.

1. Метод расчета течения

Расчеты течения газа в проточной части ступени выполнены с использованием программного комплекса *FlowER* [4], который

- тщательно апробирован при решении задач исследования течений вязкого газа в проточных частях турбомашин [5–7];
- обладает необходимой достоверностью получаемых результатов как по качественному анализу трехмерного вязкого течения, так и по количественной оценке характеристик турбомшины. Погрешность расчета потерь кинетической энергии и КПД ступеней турбины составляет около 0,5 % – 1 % (абсолютных) [7];
- зарекомендовал себя при проектировании и модернизации лопаточных машин [6, 7 и др.];

- используется рядом организаций Украины, России и Польши при разработке турбомашин.

Основные элементы математической модели, реализованной в комплексе программ **FlowER**, соответствуют современному состоянию вычислительной газодинамики:

- осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса [8];
- двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера [9];
- неявная квазимоноотонная ENO-схема повышенной точности [10].

2. Исходная ступень турбины

Рассматриваемая ступень выполнена с цилиндрическими направляющими и рабочими лопатками, плоские сечения которых показаны на рис. 1. Меридиональное сечение проточной части ступени приведено на рис. 2. Геометрические характеристики ступени даны в табл. 1, а исходные данные для газодинамического расчета – в табл. 2.

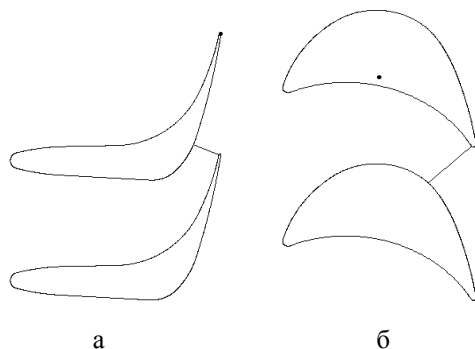


Рис. 1. Плоские сечения НА и РК исходной ступени: а – направляющие лопатки; б – рабочие лопатки

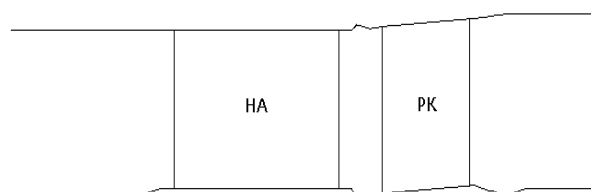


Рис. 2. Меридиональное сечение проточной части исходной ступени

Нельзя не отметить, что относительные шаги решеток не оптимальные: густота решетки НА –

завышена, а решетки РК, наоборот, – занижена. Исходная ступень проектировалась под режим работы с углами выхода из НА и РК $\alpha_1 = 12,9^\circ$ и $\beta_2 = 20^\circ$ соответственно. Расход рабочего тела в протечках у корня и на периферии безразмерен на номинальный расход на входе ступени G_0 .

Таблица 1
Геометрические характеристики ступеней до и после модернизации

Параметр	Ступень			
	Исходная		Модернизированная	
	Статор	Ротор	Статор	Ротор
Относительная длина лопатки, l/b	0,65	1,46	0,55	1,48
Относительный шаг решетки, t/b	0,49	0,88	0,74	0,8
Веерность решетки, D_{cp}/l	18,0	17,2	18,0	17,2
Число лопаток, z	74	90	42	90
Эффективный угол выхода потока $\alpha_{1эфф}$, $\beta_{2эфф}$, град	12,99	20,16	13,71	20,16

Таблица 2
Исходные данные для газодинамического расчета

Параметр		Значение
Степень расширения потока в ступени $\pi_T = p_0^*/p_2$		1,15
Угол натекания потока на направляющие лопатки α_0 , град		84,01
Частота вращения ротора Ω , рад/с		314,2
Отбор пара перед РК $\Delta G/G_0$	Корень	0,078
	Периферия	0,031
Выдувание пара за РК $\Delta G/G_0$	Корень	0,073
	Периферия	0,031

Газодинамические характеристики исходной ступени, полученные при расчете трехмерного вязкого течения, приведены в табл. 3.

Расчетные данные отличаются от проектных, в частности разница по расходу составляет 2,5%. Это, прежде всего, связано с отличием расчетных и проектных углов выхода потока из НА α_1 и РК β_2 (что, в свою очередь, вызвано неоптимальными относительными шагами решеток). Так, угол α_1 , полученный численно, на $0,6^\circ$ меньше проектного, а угол β_2 более чем на 4° превышает проектный. Такие отли-

чия углов выхода и расхода приводят к отклонению режима работы ступени и, соответственно, ее степени реактивности, потерь и КПД от проектных.

Таблица 3
Газодинамические характеристики ступеней до и после модернизации

Параметр	Ступень	
	Исходная	Модернизированная
Расход G/G_0 , кг/с	1,025	1,001
Реактивность p	0,096	0,176
Потери в НА ξ_1	0,046	0,043
Потери в ступени $\xi_{ст}$	0,089	0,074
Потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$	0,055	0,044
Полные потери $\xi_{ст} + \xi_{вс}$	0,144	0,118
Адиабатический КПД $\eta_{ад}$	0,911	0,926
Абсолютный угол выхода из НА α_1 , град	12,3	13,1
Относительный угол выхода из НА β_1 , град	26,4	30,3
Абсолютный угол выхода из РК α_2 , град	99,3	85,7
Относительный угол выхода из РК β_2 , град	24,3	20,8

Потери кинетической энергии в НА, как видно из табл. 3, достаточно большие. При этом в средних сечениях коэффициент потерь приблизительно равен 0,038, а в концевых сечениях отмечается рост потерь, что обусловлено в первую очередь не вторичными течениями в НА, а внезапным меридиональным раскрытием проточной части в осевом зазоре за выходными кромками НА, что приводит к резкому нарастанию пограничных слоев с образованием отрывов (рис. 3, а). Отбор рабочего тела в этой области недостаточен, чтобы воспрепятствовать данному явлению.

Как и следовало ожидать, из-за толстых пограничных слоев на меридиональных обводах перед РК, вторичные течения в нем оказались довольно интенсивными. При этом рассчитанный угол выхода потока в среднем сечении РК существенно отличается от геометрического. Это вызвано как большой кривизной «спинки» рабочей лопатки, так и смыкающимися в данной области интенсивными

корневыми и периферийными вторичными течениями. В результате наблюдается отрыв потока на стороне разрежения непосредственно перед выходной кромкой.

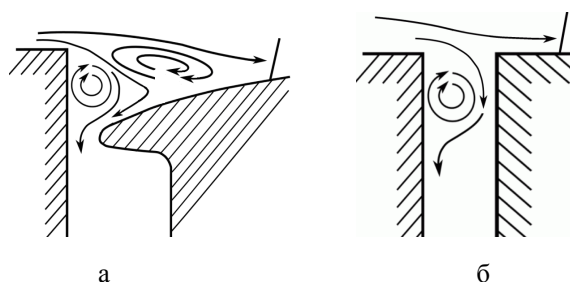


Рис. 3. Схема течения у прикорневого обвода в зазоре между решетками:
а – исходная ступень;
б – модернизированная ступень

Вторичные течения в РК практически смыкаются, инициируют отрыв на выходной кромке в средних по радиусу сечениях. Поэтому уровень потерь в ядре потока РК оказывается высоким (0,063 – 0,113). Кроме того, большой вклад в концевые потери вносят надбандажные и диафрагменные протечки и генерированные ими отрывы.

3. Модернизация ступени турбины

Сопоставление различных вариантов модернизации ступени показало, что наибольший выигрыш по КПД обеспечивается одновременным выполнением замены профилей цилиндрических решеток НА и РК и модификацией формы меридиональных обводов.

В модернизированной ступени выбраны профиль направляющей и рабочей лопаток, изображенные на рис. 4, а, б соответственно. Осевая проекция хорды лопаток фиксировалась, чтобы сохранить габаритные размеры ступени. Для НА количество лопаток и размер горлового сечения задавались таким образом, чтобы обеспечить приемлемый относительный шаг t/b и приблизительно такой же расход, как и в исходной ступени. Для РК количество лопаток не менялось, а угол установки лопаток выбирался так, чтобы обеспечить приемлемое отношение t/b и тот же размер горловой площади, что и в

исходной рабочей решетке. В результате получена конструкция с количеством направляющих лопаток $z_1 = 42$, их относительным шагом $t/b = 0,741$ и шагом рабочей решетки $t/b = 0,796$.

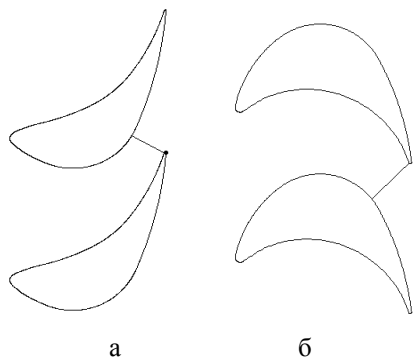


Рис. 4. Плоские сечения лопаток НА и РК модернизированной ступени: а – направляющая решетка; б – рабочая решетка

Для снижения вторичных течений в РК рассматриваемой ступени выполнено изменение формы меридиональных обводов таким образом, чтобы устранить причины роста толщины пограничного слоя перед кромками рабочих лопаток. С этой целью устранено резкое расширение канала, которое присутствовало в исходной конструкции в зазоре между НА и РК (см. рис. 2).

Газодинамические характеристики модернизированной ступени, полученные при расчете трехмерного вязкого течения, приведены в табл. 3. Можно отметить небольшие (в рамках погрешности расчета) расхождения расчетных и проектных данных. Адиабатический КПД модернизированной ступени больше, чем у исходной, приблизительно на 1,5%.

Распределение расхода рабочего тела вдоль точной части для модернизированной и исходной ступеней качественно соответствует друг другу. В результате модернизации меридиональных обводов и устранения отрывов произошло существенное снижение немонокотности степени реактивности в концевых областях течения.

Потери кинетической энергии в ядре потока НА составляют 0,036, что на 0,2% (абсолютных) меньше, чем для исходной ступени. В то же время кон-

цевые потери существенно снизились, что связано с устранением отрывных зон в осевом зазоре на обводах.

На рис. 3, б для модернизированного корневого меридионального обвода дана схема течения в области отбора рабочего тела в осевом зазоре между НА и РК. Видно, что в данном случае вероятность возникновения рециркуляционных зон в этой области течения значительно меньше, чем для исходной конструкции (рис. 3, а).

Интенсивность вторичных течений в РК остается достаточно высокой. Радиальные перетекания противоположного направления также, как и для исходной ступени, смыкаются в ядре потока. Тем не менее, анализ структуры течения в среднем сечении РК для модернизированной ступени позволяет сделать вывод об улучшении обтекания выходной кромки рабочей лопатки и практически полном устранении отрыва вблизи нее.

В ядре потока наблюдается снижения коэффициента потерь практически по всей длине лопатки, за исключением некоторого его роста в непосредственной близости от торцевых поверхностей. Потери у модернизированной ступени на 1,5% (абсолютных) ниже, чем у исходной ступени, причем замена профилей обеспечила снижение потерь приблизительно на 0,5%, а модификация формы меридиональных обводов дала дополнительный выигрыш по экономичности на 1%.

Анализ течения в модернизированной ступени показывает, что не удалось добиться существенного снижения радиальных перетеканий вдоль поверхности рабочих лопаток и в целом вторичных течений только за счет изменения лопаточных аппаратов и меридиональных обводов. Один из эффективных методов снижения вторичных течений – это применение пространственного профилирования лопаток направляющего аппарата. Поэтому перспективным является рассмотрение путей снижения концевых потерь за счет использования НА с лопатками слож-

ной пространственной формы, а именно – с саблевидными, стреловидными лопатками, с переменной по радиусу закруткой и пр.

Заклучение

1. На основании анализа структуры течения в исходной ступени ЦВД и ее характеристик, полученных при расчете трехмерного вязкого течения, разработаны основные направления возможной модернизации ступени.

2. Замена аэродинамических профилей НА и РК ступени позволила повысить адиабатический КПД ступени приблизительно на 0,5%.

3. Исследование влияния формы меридиональных обводов на течение в ступени и на ее эффективность показало, что использование обводов с постоянным диаметром в районах надбандажных и диафрагменных протечек позволяет дополнительно повысить адиабатический КПД ступени на 1%.

4. Предложена конструкция ступени ЦВД, обеспечивающая суммарное повышение адиабатического КПД приблизительно на 1,5%.

5. Дальнейшее повышение эффективности ступени возможно при использовании пространственного профилирования лопаток НА для управления вторичными течениями.

Литература

1. Modernizacja turbiny 13K215 w Elektrowni im. Kościuszki w Połańcu // ABB Zamech Ltd. – 1995. – 20 p.
2. Модернизация паровых турбин 200 МВт // ЛМЗ. Ленинградский металлический завод (рекламный проспект). – 8 с.
3. Модернизация паровых турбин 300 МВт // ЛМЗ (рекламный проспект). – 8 с.
4. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих

турбомашинах «FlowER»: Свідोцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.

5. Lampart P., Rusanov A., Yershov S., Marcinkowski S., Gardzilewicz A. Validation of a 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow // Transactions of the ASME. Journal of Fluids Engineering. – 2005. – 127, № 1, January. – С. 83-93.

6. Yershov S., Rusanov A. Aerodynamic Improvement of Turbojet Engine Flowpath Using 3D Viscous Flow Computation // Proc. XVII International Symposium On Air Breathing Engines (ISABE). – AIAA Pap. 2005-1087. – 2005. – 8 p.

7. Lampart P., Yershov S., Rusanov A. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery., Politechnika Łódzka, Łódź, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63-70.

8. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. – 2nd ed. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 2004. – 540 p.

9. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.

10. Ершов С.В. Квазимонотонная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – 6, № 11. – С. 58-64.

Поступила в редакцию 8.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.