

УДК 621.165 : 532.6

В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук, Н.В. ПАЩЕНКО,
А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук

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

ВЛИЯНИЕ ВАКУУМА ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ НА ПРОСТРАНСТВЕННУЮ СТРУКТУРУ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Представлено результати чисельного дослідження просторової структури потоку тривимірної в'язкої течії в останньому ступені ЦНТ парової турбіни К-200-130 на режимах близьких до номінального і режимах, що супроводжуються відривними явищами (привтулочний відрив за робочим колесом, відриви в міжлопатковому каналі робочого колеса). Дослідження проведене за допомогою програмного комплексу *FlowER*. Виконано порівняння результатів розрахунків з експериментом. Отримано задовільний збіг експериментальних і чисельних даних.

The results of numeral research of spatial structure of 3D viscous flow through the last stage of the low-pressure cylinder of 200 MW steam-turbine on the nominal regime and regimes with flow separation phenomena are presented. Research is carried out using the software *FlowER*. The results of calculations are compared with the experimental data. Numeral results and experimental data are in the good agreement.

Введение

Паровые турбины энергоблоков ТЭС и ТЭЦ Украины эксплуатируются в широком диапазоне изменения давления в конденсаторе. Работа последней ступени паровой турбины в части низкого давления при существенном уменьшении объемного расхода по сравнению с расчетным режимом сопровождается возникновением привтулочного отрыва потока [1–3]. Этот процесс сопровождается не только увеличением потерь в ступени, но и повышением динамических напряжений в рабочих лопатках.

Большая часть исследований отрывных явлений как в отдельных турбинных ступенях [4, 5], так и составе ЦНД [2] выполнялись с помощью физического эксперимента, по результатам которого сложно детально проанализировать процесс возникновения и развития области отрыва.

Цилиндры низкого давления эксплуатирующихся в Украине паровых турбин мощностью 200 МВт имеют четыре ступени, причем наиболее устаревшие из них выполнены с последней ступенью Баумана. Существуют проекты нескольких вариантов ЦНД с тремя ступенями [6], в которых на последней ступени срабатывается больший тепловой перепад (по сравнению с четырехступенчатой конструкцией), что приводит к уменьшению эффективности работы турбины при низких значениях давления в конденсаторе (от 5 кПа и ниже).

Целью исследования является изучение и анализ привтулочных отрывных явлений в последней ступени ЦНД паровой турбины, с помощью средств математического моделирования газодинамических процессов течения вязкой среды в лопаточных аппаратах турбоустановок [7].

В статье представлены результаты численных исследований, трехмерных вязких течений в последней ступени цилиндра низкого давления.

Объект исследования

В качестве объекта исследования рассмотрена разработанная ХЦКБ «Энергопрогресс» двухпоточная трехступенчатая проточная часть ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт с длиной рабочей лопатки последней ступени $L = 755$ мм [6]. Основные геометрические характеристики последней ступени представлены в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические характеристики последней ступени

Параметр	НА	РК
Относительная длина лопатки – l/b *	3,42	6,95
Относительный шаг решетки – t/b *	0,77	0,59
Веерность решетки – $D_{ср}/l$	3,1	2,95
Число лопаток – Z , шт	42	94
Эффективный угол выхода потока – $\alpha_{1эф}, \beta_{2эф}$, градус	14,8	31,61

* на среднем диаметре

Метод расчета течения

Расчеты трехмерных вязких течений выполнены с использованием программного комплекса **FlowER** [8], предназначенного для исследования течений в проточных частях турбомашин, в котором реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера, неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности [7, 9].

Результаты исследования

В исследуемом ЦНД последняя ступень работает во влажном паре. При выполнении расчетов использовалось уравнение состояния Таммана с постоянными коэффициентами теплоемкости, которое не учитывает фазовый переход рабочего тела. Поэтому все приведенные результаты численного эксперимента не включают потери от влажности.

Последняя ступень ЦНД во всем диапазоне режимов работы находится в режиме «запирания», из-за чего параметры потока перед ней практически не зависят от величины вакуума в конденсаторе. В качестве газодинамических исходных данных для расчетов задавались: на входе в ступень – полное давление, полная температура и угол натекания потока, на выходе – статическое давление. Расчеты выполнены на сетках размерностью $2 \times 80 \times 72 \times 88$ (~1 млн) ячеек.

Расчеты проведены для 4-х значений давления в конденсаторе: режим № 1 – $P_{\text{вых}} = 3,5$ кПа, режим № 2 – $P_{\text{вых}} = 5$ кПа, режим № 3 – $P_{\text{вых}} = 8$ кПа, режим № 4 – $P_{\text{вых}} = 12,3$ кПа. Параметры потока пара на входе в последнюю ступень и на выходе из нее приведены в таблице 2.

Понижение давления P_2 за ступенью, связанное с углублением вакуума приводит к существенному повышению степени реактивности на среднем радиусе, но слабо влияет на изменение массового расхода пара через ступень (табл. 2). При повышении P_2 степень реактивности у корня становится отрицательной на 3-х режимах – от $P_2 = 5$ кПа и выше (режимы № 2–4).

При уменьшении P_2 повышаются потери с выходной скоростью. В зависимости от значения P_2 мощность ступени изменяется в 1,9 раза.

Таблица 2. Интегральные характеристики последней ступени ЦНД

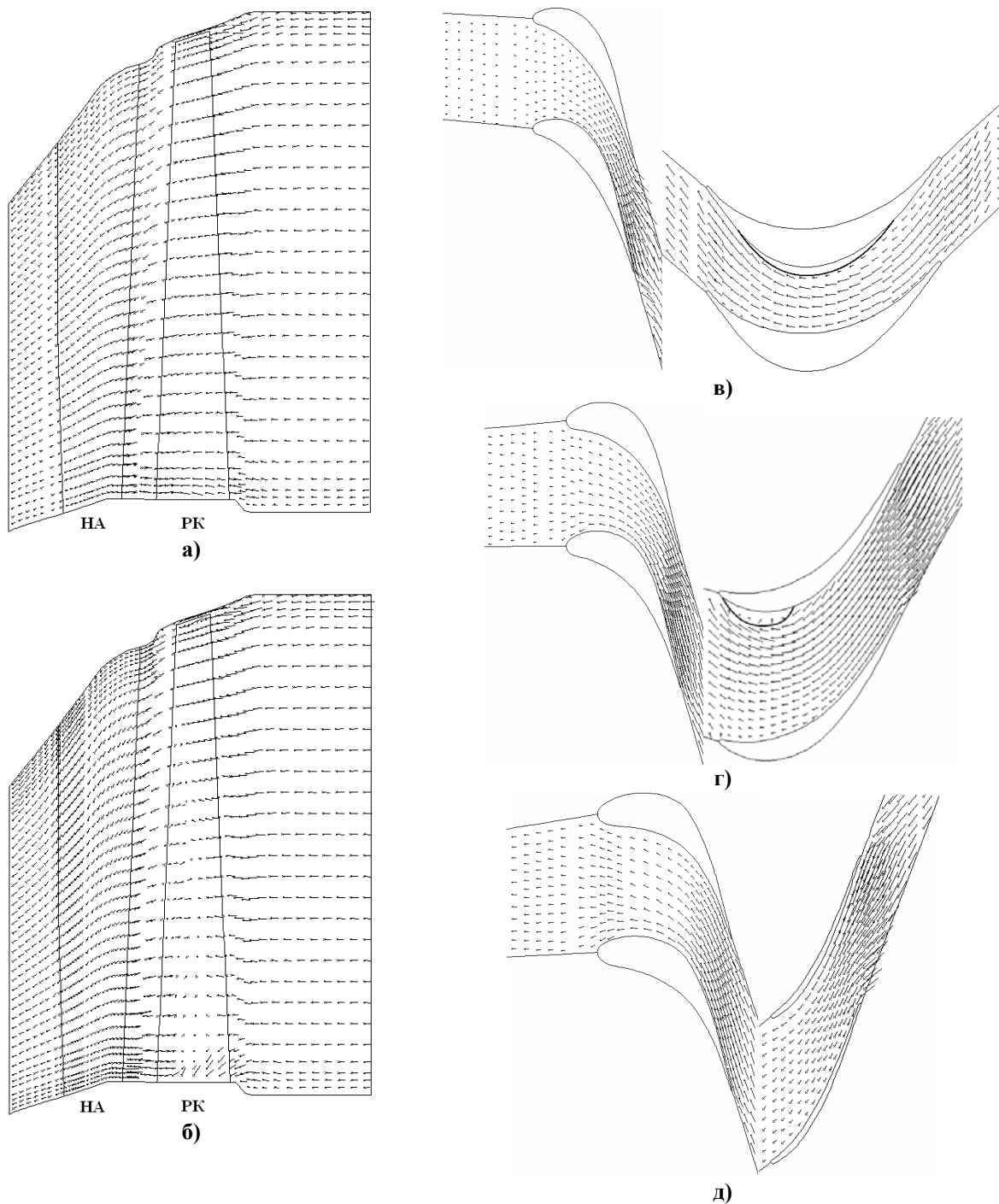
Параметры	Режим			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
на входе в ступень				
Полная температура, К	360,4			
Полное давление, кПа	27,8			
на выходе из ступени				
Массовый расход, кг/с	53,49	54,40	54,45	54,39
Объемный расход Gv_2 , м ³ /с	2508,7	1494,8	984,1	659,2
Относительный объемный расход $\overline{Gv_2}$	1,678	1,0	0,658	0,441
Температура, К	295,1	297,6	312,6	329,1
Давление, кПа	2,83	5,0	8,0	12,46
Потери кинетической энергии в ступени, %	10,57	11,99	10,22	9,79
Потери в ступени с учетом потерь с выходной скоростью, %	42,68	26,17	20,15	25,05
Реактивность на среднем радиусе	0,562	0,437	0,338	0,268
Реактивность у корня	0,1	-0,1	-0,14	-0,18
Мощность ступени, МВт	10,81	10,63	8,82	5,61
Внутренний КПД ступени без учета потерь с выходной скоростью, %	89,43	88,01	89,78	90,21
Внутренний КПД ступени, %	57,32	73,83	79,85	74,95

Визуализация картины течения при различных противодавлениях приведена на рисунках 1–3. Видно, что проведенное численное исследование хорошо отражает физические процессы, связанные с изменением $\overline{Gv_2}$, описанные в ряде экспериментальных исследований турбинных ступеней с малым втулочным отношением [4, 5] и нашедшие отражение в монографиях и учебной литературе [1–3], а именно появление отрывного течения у корневой части ступени и его развитие при снижении вакуума.

Течение в ступени является практически безотрывным у втулки при значениях P_2 ниже 5 кПа (режимы № 1 и 2). Как видно из рис. 1 заполнение рабочей средой лопаточных каналов как по высоте лопаток в направляющем и рабочем аппаратах, так и по ширине каналов соответствует условиям безотрывного течения. В среднем сечении канала, сформированного рабочими лопатками (рис. 1, 2) на входе у выпуклой стороны профиля наблюдается слабый локальный отрыв потока от профильной части лопатки, который не получил дальнейшего развития. В корневом сечении (рис. 1в) у выпуклой стороны профиля рабочей лопатки имеется обширная по длине профиля область с пониженными скоростями течения, что может при изменении режима увеличить локальную неустойчивость потока и привести к появлению отрывной области.

Развитие неустойчивости течения внутри канала совместно с появлением привтулочного отрыва за рабочим колесом хорошо наблюдается при повышении давления P_2 до 8 кПа (см. рис. 2). Видно, что произошел отрыв потока не только в прикорневом сечении рабочего колеса внутри канала, но и соответствующее привтулочному отрыву движение среды в окружном направлении. При этом за рабочим колесом в направлении от втулки по высоте наблюдается застойная область (рис. 2а, в). Область отрыва потока в корневом сечении распространяется не только по среднему

сечению канала в меридиональной плоскости (рис. 2а, в), но и по выпуклой части лопатки (рис. 2б, в). В корневом сечении отрыв потока у втулки занимает ~70 % ширины канала и охватывает практически всю длину выпуклой части профиля. Поток от НА протекает по вогнутой части лопаток и на выходе, после взаимодействия с обратным течением в области привтулочного отрыва, разворачивается в окружном направлении.

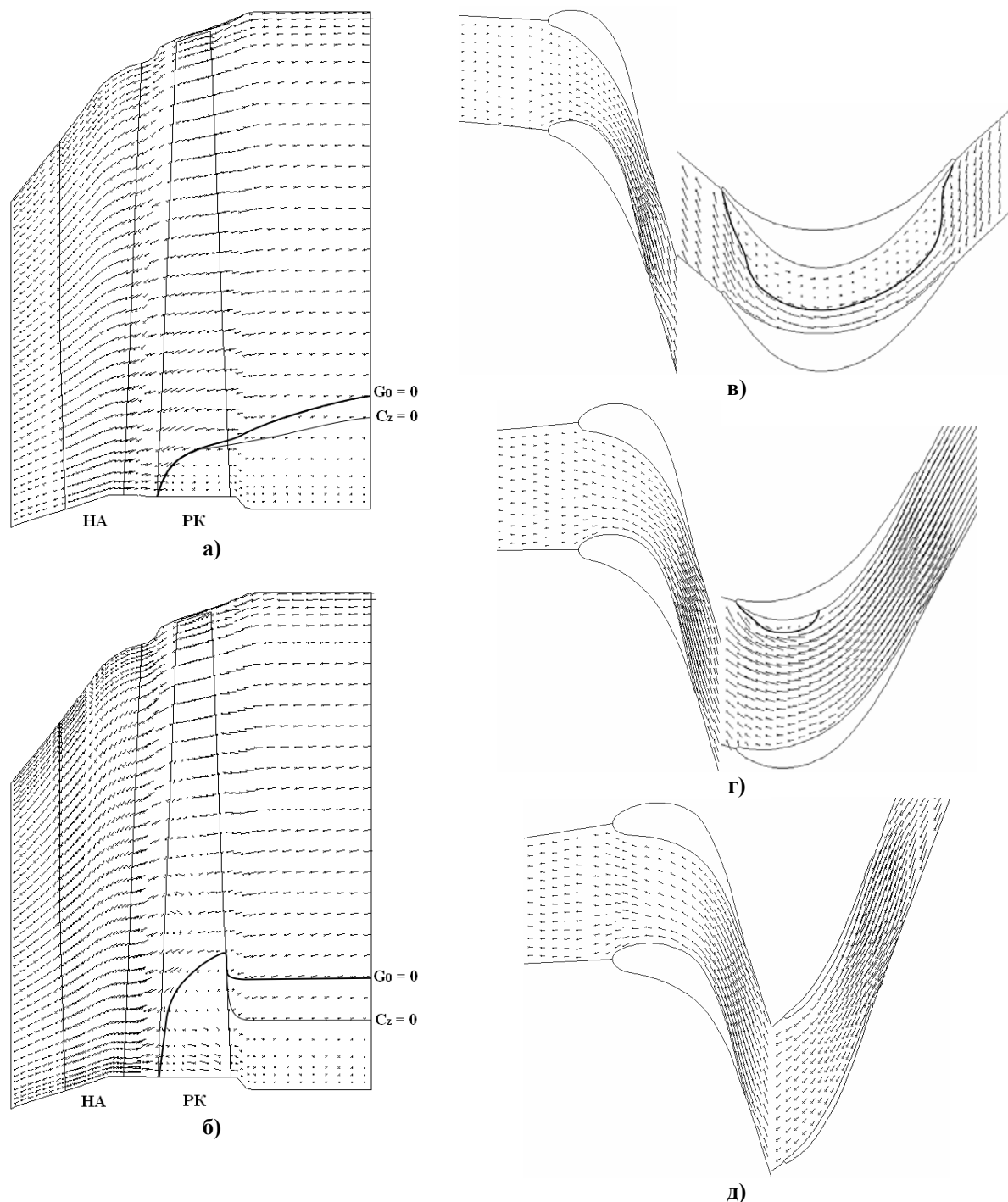


а – сечение по средней линии межлопаточного канала; б – сечение в канале на стороне разряжения; в – корневое сечение; г – среднее сечение; д – периферийное сечение

Рис. 1. Структура потока в ступени с малым втулочным отношением.

Режим № 2 ($P_{\text{вых}} = 5 \text{ кПа}$). Поле векторов скорости

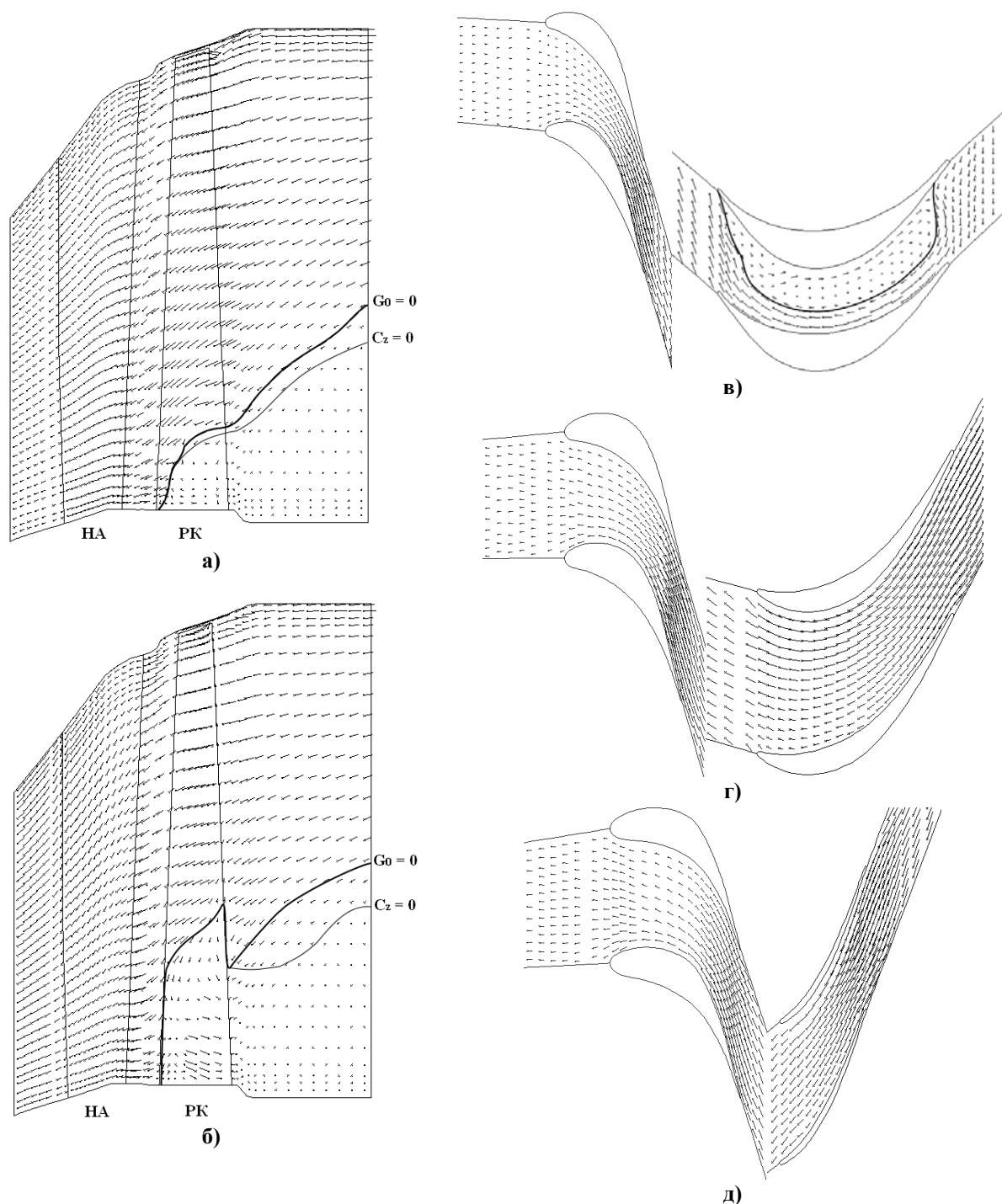
Область отрыва в среднем сечении (рис. 2г) у выпуклой части рабочей лопатки увеличилась незначительно (по сравнению с режимом № 2), т.е. отрыв потока в нижней части каналов рабочего колеса не повлиял на интенсивность локального отрыва в средней части лопаток.



a – сечение по средней линии межлопаточного канала; *б* – сечение в канале на стороне разряжения; *в* – корневое сечение; *г* – среднее сечение; *д* – периферийное сечение

Рис. 2. Структура потока в ступени с малым втулочным отношением.

Режим № 3 ($P_{\text{вых}} = 8 \text{ кПа}$). Поле векторов скорости



a – сечение по средней линии межлопаточного канала; *б* – сечение в канале на стороне разряжения; *в* – корневое сечение; *г* – среднее сечение; *д* – периферийное сечение

Рис. 3. Структура потока в ступени с малым втулочным отношением.

Режим № 4 ($P_{\text{вых}} = 12,3$ кПа). Поле векторов скорости

Повышение давления за ступенью до $P_2 = 12,46$ кПа (режим № 4) вызвало увеличение отрывного течения в привтулочной области за рабочим колесом (более чем в 2,4 раза) и в межлопаточных каналах рабочего колеса (в 1,2 раза). Отрыв у выпуклой части профиля рабочей лопатки существенно увеличился (рис. 2б, в). Начало области

отрыва формируется на входной кромке рабочих лопаток (рис. 2в), активный поток проходит вдоль вогнутой поверхности профиля, создавая распределение давления на вогнутой поверхности профильной части лопатки, близкое к номинальному, что позволяет сохранить высоким КПД ступени. Отрыв потока внутри каналов рабочего колеса замыкается на привтулочный отрыв, сформировавшийся за кромками лопаток рабочего колеса. Высота области отрыва по средней линии каналов и возле выпуклой поверхности рабочих лопаток различна. Привтулочный отрыв потока при всех исследованных режимах работы ступени не распространяется в межвенцовый зазор и межлопаточные каналы направляющего аппарата.

Заключение

Полученные численные результаты хорошо согласуются с имеющимися представлениями о подобно рода течениях в последних ступенях ЦНД паровых турбин как на номинальных, так и на нерасчетных режимах работы. На их основе можно проводить детальный анализ сложных пространственных отрывных явлений, экспериментальное исследование которых затруднительно.

Литература

1. *Щегляев А.В.* Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Кн. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 416 с.
2. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / Под. ред. В.А. Хамова. – СПб.: БХВ – Петербург, 2007. – 240 с.
3. *Капинос В.М.* Переменный режим работы паровых турбин / В.М. Капинос, А.В. Гаркуша. – Харьков: Вища школа. Изд-во при ХГУ, 1989. – 173 с.
4. *Шнеэ Я.И.* Особенности работы турбинной ступени с малым D_{cp}/l в режимах малых нагрузок / Я.И. Шнеэ, В.Н. Пономарев, М.Ф. Федоров, Л.Н. Быстрецкий // Теплотехника. – 1971. – № 1. – С. 39-45.
5. *Шнеэ Я.И.* Основные результаты создания и аэродинамических исследований последней ступени турбины К-500 и К-1000-65/1500 / Я.И. Шнеэ, Ю.Ф. Косяк, В.Н. Пономарев и др. // Теплотехника. – 1978. – № 9. – С. 2-7.
6. *Мамонтов Н.И.* Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины / Н.И. Мамонтов, Т.Н. Пугачева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 152-161.
7. *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.
8. А.с. № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Єршов, А.В. Русанов. – 1996.
9. *Бойко А.В.* Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

© Голощапов В.Н., Пашенко Н.В., Русанов А.В., 2009