

УДК 621.165:532.6

**А.В. РУСАНОВ**, д-р техн. наук; Институт проблем машиностроения  
им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

**Е.В. ЛЕВЧЕНКО**, канд. техн. наук; первый зам. генерального директора –  
генеральный конструктор ОАО «Турбоатом», г. Харьков

**В.Л. ШВЕЦОВ**, главный конструктор ПТ и ГТ ОАО «Турбоатом», г. Харьков

**А.И. КОСЬЯНОВА**, аспирантка Национального технического университета  
«Харьковский политехнический университет», г. Харьков

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ 2-й СТУПЕНИ ЦВД ТУРБИНЫ К-325-23,5 ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УГЛАХ ОБТЕКАНИЯ ПОТОКА**

Представлено результати чисельного дослідження просторової в'язкої течії в проточній частині відсіку, що складається з перших двох ступенів ЦВД парової турбіни К-325-23,5. Запропоновано нову форму лопатки НА 2-го ступеня, малочутливу до нерозрахункових кутів натікання потоку, використання якої дозволило значно підвищити газодинамічну ефективність проточної частини.

The results of the numerical research of the 3D viscous flow in the flowing part of the compartment, which consists of the first two stages of the high-pressure cylinder of steam turbine K-325-23,5 are presented. A new form of blade of the second stage directing device is offered. The application of this form, which is insensitive to the unsettled angles of the flow accumulation, has allowed to significantly improve gas-dynamic efficiency of the flowing part.

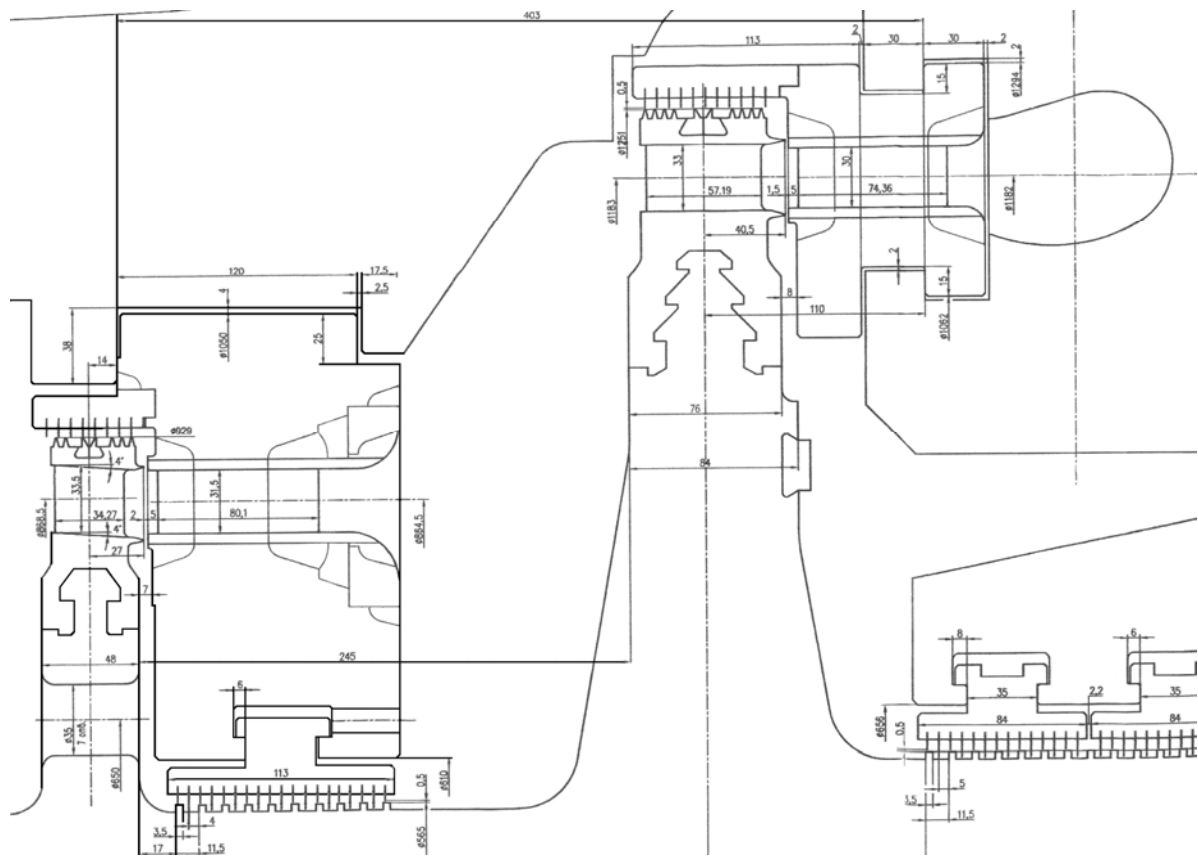
#### **Введение**

Турбоустановки мощностью 300 МВт составляют значительную часть парка паровых турбин тепловой энергетики Украины. Так, на тепловых электростанциях работает 42 установки этого типа, ввод которых в эксплуатацию приходился на период с 1963 по 1988 гг., и к настоящему времени их наработка приближается либо превзошла 200000 ч, что вдвое больше установленного ресурса. Поэтому в ближайшее время необходимо выполнить либо модернизацию, либо замену этих турбин. Наиболее целесообразно для этих целей использовать турбину К-325-23,5, которая, с одной стороны, отвечает мировым стандартам по экономичности и надежности, а с другой – имеет габариты, позволяющие разместить ее в существующих машзалах.

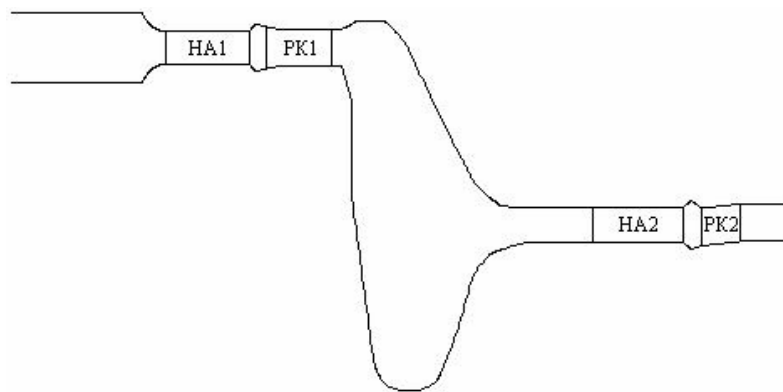
Одним из наиболее проблемных элементов проточных частей паровых турбин, в том числе турбины К-325-23,5, являются первые ступени цилиндра высокого давления (ЦВД), на характер обтекания которых наибольшим образом влияет изменение режима работы. В статье представлены результаты численного исследования пространственного течения в межлопаточных каналах первой (регулирующей) и второй ступеней ЦВД турбины К-325-23,5, предложена новая форма лопаток направляющего аппарата (НА) 2-й ступени, позволившая существенно повысить эффективность проточной части.

#### **Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента**

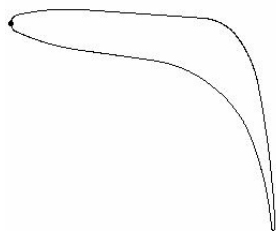
На рис. 1 представлен вид, а в таблице 1 – основные геометрические характеристики проточной части первых двух ступеней ЦВД турбины К-325-23,5.



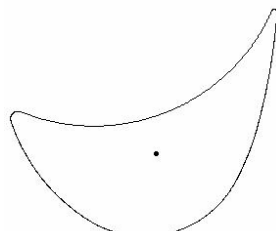
а)



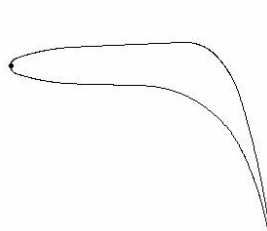
б)



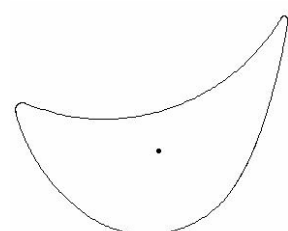
в)



г)



д)



е)

а – эскиз отсека 1-й и 2-й ступеней; б – меридиональное сечение;  
 в – НА 1-й ступени; г – ПК 1-й ступени; д – НА 2-й ступени; е – ПК 2-й ступени

Рис. 1. Проточная часть ЦВД паровой турбины. Меридиональное сечение.  
 Профили лопаток первой и второй ступеней

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА1	РК1	НА2	РК2
$l/b$ (на среднем диаметре)	0,468*	0,533	0,491*	0,924
$D_{ср}$ , м	1,182	1,183	0,8645	0,8685
$t/b$ (на среднем диаметре)	0,893*	0,834	0,732*	0,836
$D/l$	39,4	35,8	27,4	25,9
$Z$ , шт	52**	72	58	90
$\alpha_{1эф}$ , $\beta_{2эф}$ , градус	9,85	16,97	12,68	19,7

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

\*\* степень парциальности 0,8.

Численные исследования проводились с помощью математической модели трехмерного турбулентного течения [1, 2], которая обладает необходимой достоверностью получаемых результатов как по качественной структуре потока, так и по количественной оценке аэродинамических характеристик проточных частей турбомашин [3, 4].

Расчеты выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 2633472 ячеек при условиях, соответствующих номинальному режиму работы турбины: частота вращения ротора – 3000 об/мин; полная температура на входе – 535,5 °С; полное давление на входе – 228 кгс/см<sup>2</sup>; статическое давление на выходе – 168,1 кгс/см<sup>2</sup>.

### Численные результаты

На рис. 2 и рис. 3 показана визуализация течения в исследуемой проточной части.

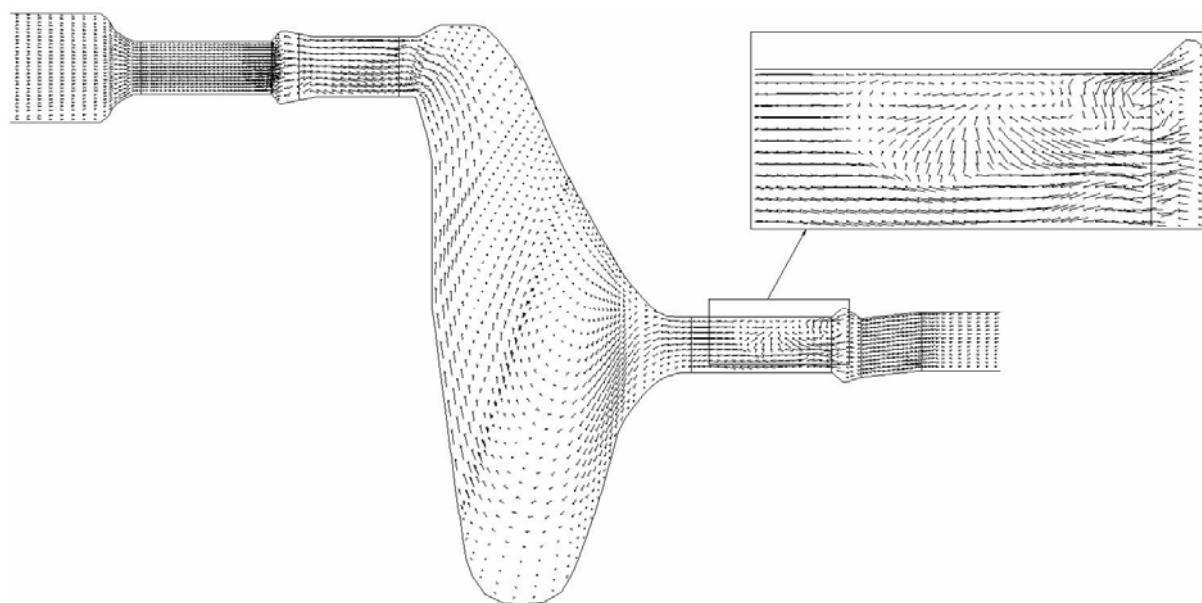


Рис. 2. Векторы скорости. Среднее сечение в меридиональной плоскости

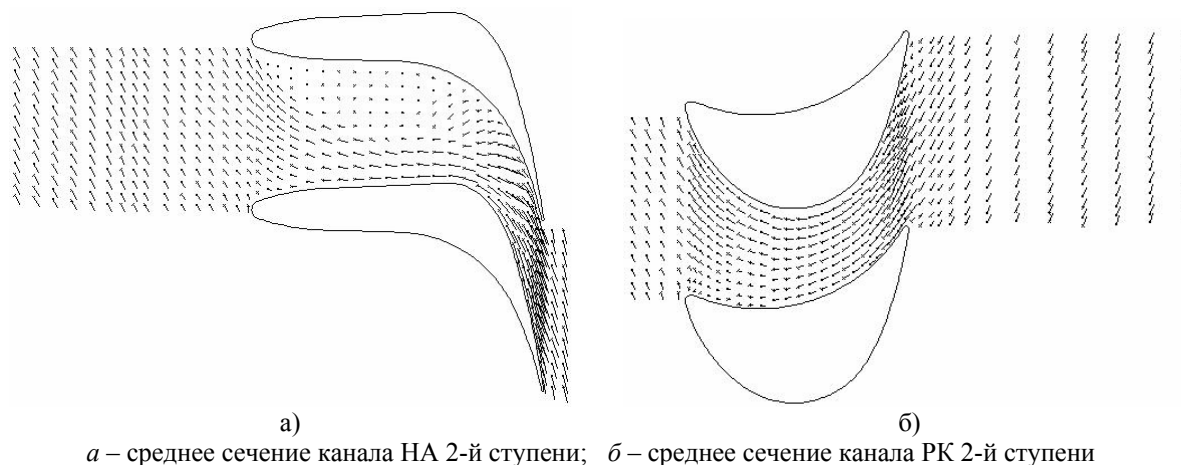


Рис. 3. Векторы скорости

Из представленных результатов видно, что даже при номинальном режиме работы угол натекания на НА второй ступени существенно отклонен от осевого направления, из-за чего в проточной части образуются значительные отрывы потока. Потери кинетической энергии для первой ступени составляют 19,6 %, для второй – 26,1 % и в двух ступенях – 24,9 %. Полученный уровень потерь в 1-й ступени, с учетом особенностей ее конструкции (парциальность), является приемлемым. Значение потерь кинетической энергии во второй ступени очень высокое и может быть объяснено только наличием существенных отрывов.

С целью увеличения газодинамической эффективности 2-й ступени с помощью методики [5] была разработана новая лопатка НА, вид которой показан на рис. 4. За счет того, что предложенный профиль выполнен без удлинителя, но при этом сохранена ширина решетки, число лопаток уменьшилось с 58 до 34.

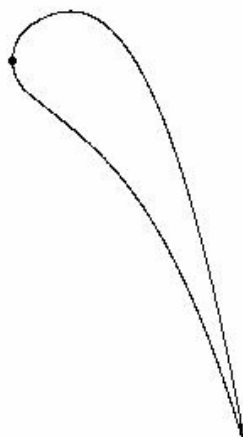


Рис. 4. Профиль модернизированной лопатки НА второй ступени

Для проверки эффективности работы модернизированной ступени, на первом этапе, были выполнены расчеты ее обтекания без учета влияния 1-й ступени и камеры между ступенями.

На рис. 5 представлена визуализация течения в НА, а в таблице 2 – потери кинетической энергии исходной и модернизированной 2-ой ступени для четырех режимов работы (№ 1, 2, 3 и 4), соответствующих углам натекания потока на входе – 60°, 30°, 0° и –30° (от осевого направления).

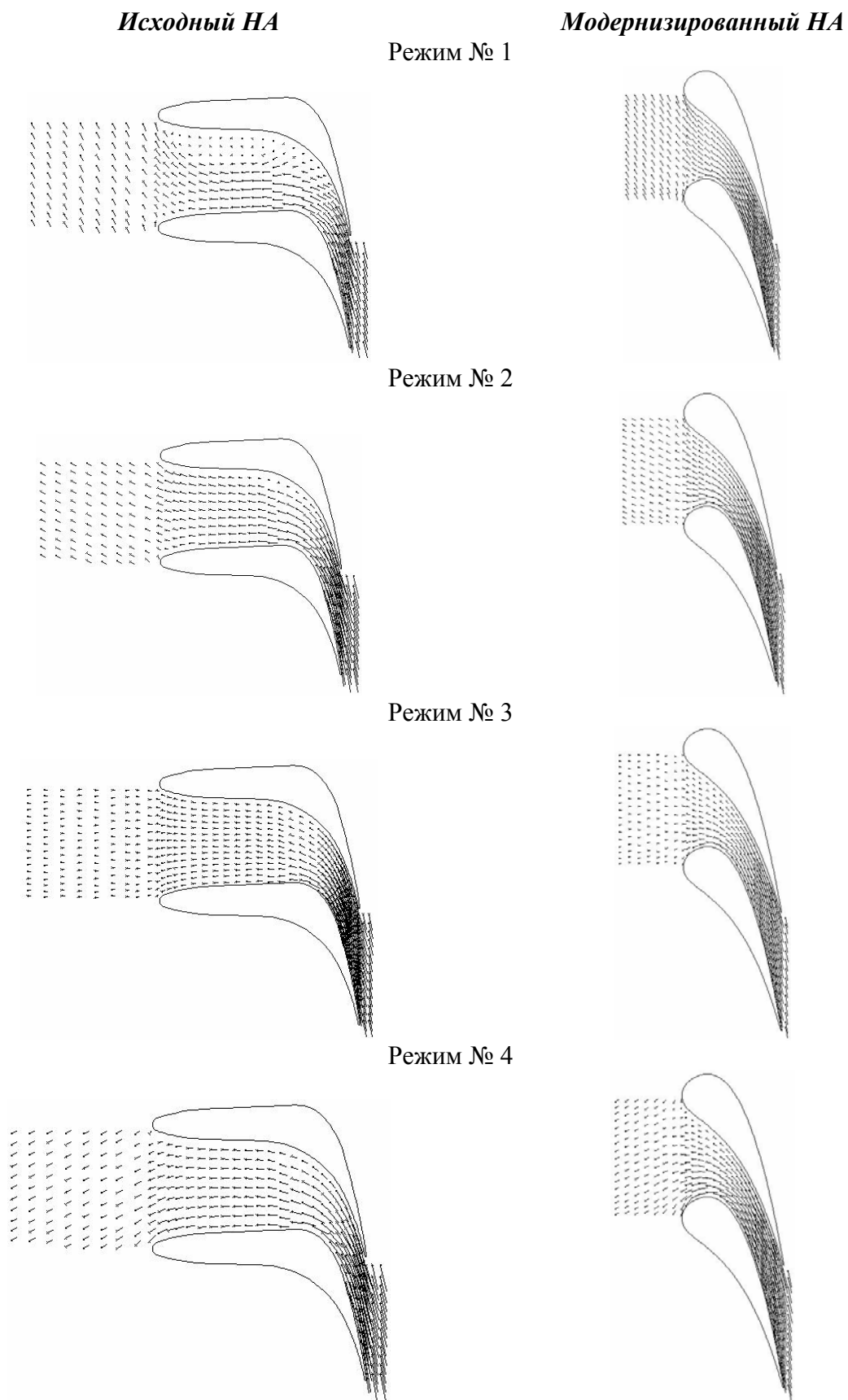


Рис. 5. Векторы скорости. Среднее сечение канала НА второй ступени

Потери кинетической энергии во 2-й ступени, %

Режим	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Исходная ступень	17,77	13,02	12,63	12,71
Модифицированная ступень	12,48	11,84	11,8	11,89

Из представленных результатов видно, что разработанный профиль лопатки НА менее чувствителен к нерасчетным углам натекания потока, за счет чего обеспечивается практически безотрывное обтекание и существенное снижение потерь кинетической энергии (на 0,8–5,3 %) во 2-й ступени в широком диапазоне режимов работы.

Далее было рассмотрено обтекание в проточной части отсека 1-й и 2-й ступеней ЦВД с модернизированной лопаткой НА № 2 на номинальном режиме работы турбины. На рис. 6 и рис. 7 показана визуализация полученных результатов расчета.

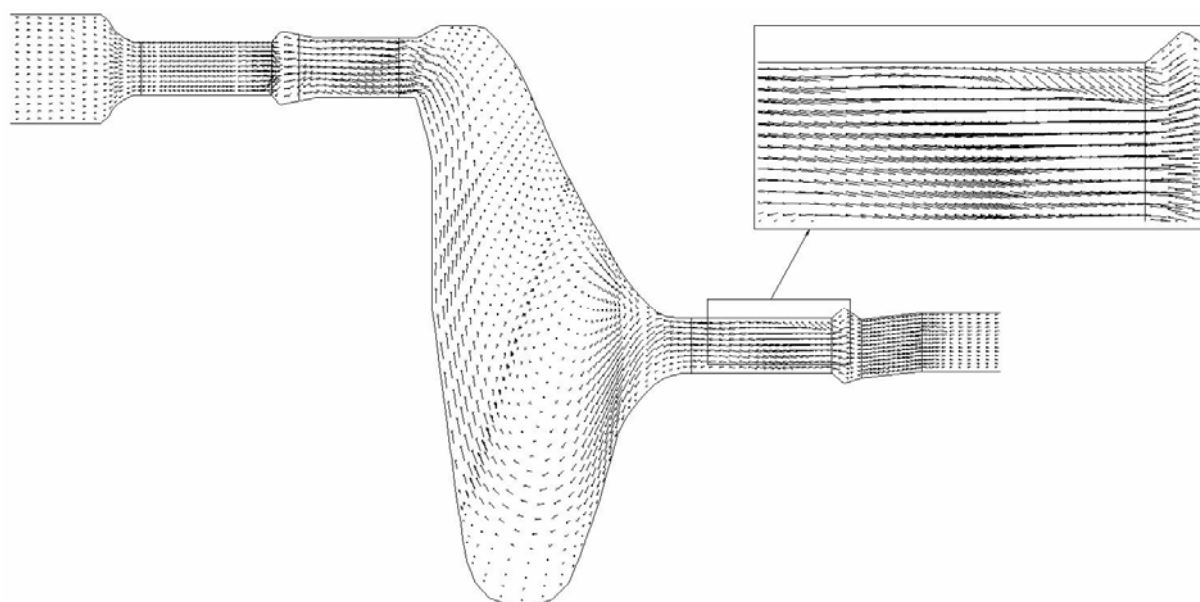
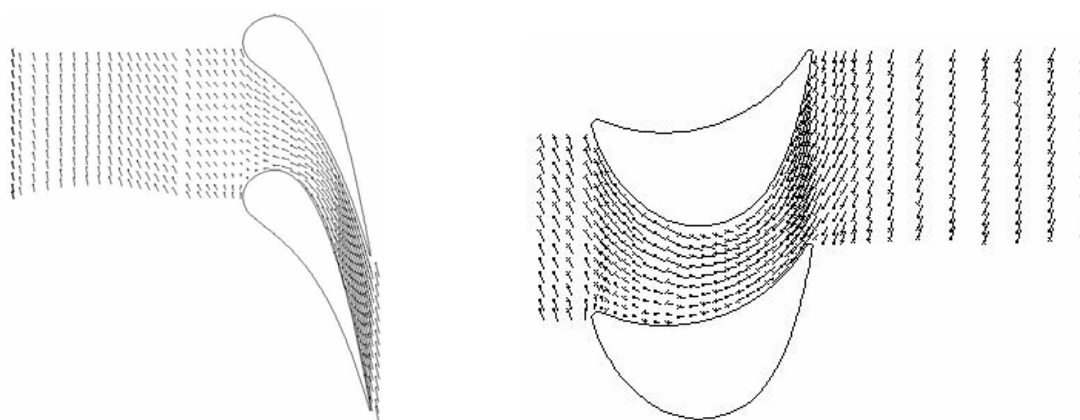


Рис. 6. Векторы скорости. Среднее сечение в меридиональной плоскости



а) – среднее сечение канала НА 2-й ступени; б) – среднее сечение канала РК 2-й ступени

Рис. 7. Векторы скорости

В модернизированной проточной части существенно уменьшились отрывные течения в ступени № 2, следствием чего является значительное увеличение эффективности работы проточной части. Так, потери кинетической энергии для первой ступени составляют 19,1 %, для второй – 14,0 % и в двух ступенях – 18,7 %. Эффект от применения модернизированного НА для проточной части в составе 2-х ступеней выше по сравнению с полученным при исследовании изолированной 2-й ступени. Это свидетельствует о том, что предлагаемая лопатка НА обеспечивает более благоприятное обтекание при нерасчетных углах натекания потока не только в окружном направлении, но и в меридиональной плоскости, а также при неравномерном распределении параметров по высоте канала (эти факторы не учитывались при исследовании изолированной 2-й ступени).

### **Заключение**

Выполнено численное исследование течения в отсеке, состоящем из первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на номинальном режиме работы. Предложена новая форма лопатки НА 2-й ступени, малочувствительная к нерасчетным углам натекания потока, применение которой позволило снизить потери кинетической энергии на 6,2 %. Данная конструкция лопаточного венца является предварительной и может быть уточнена для удовлетворения требований по прочности и вибропрочности. В дальнейшем планируется рассмотреть возможность использования в качестве 1-х (регулирующих) ступеней ЦВД ступени радиально-осевого типа.

**Список литературы:** 1. Свідомство про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашиних «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов. – 19.02.1996. 2. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов // Монография. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 3. Lampart P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / 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. 4. Хомылев С.А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 23–31. 5. Русанов А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2. – С. 32–37.

© Русанов А.В., Левченко Е.В., Швецов В.Л., Косьянова А.И., 2010  
Поступила в редколлегию 15.02.10