

УДК 519.252

Ю.В. СТАРОДУБЦЕВ, В.Г. СОЛОДОВ

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕХМЕРНОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ В ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЕ

Представлена трехмерная вычислительная модель вязкого турбулентного течения через проточную часть одноступенчатой осевой турбины наддува судового дизеля. Результаты расчета сопоставляются с экспериментальными данными на модели. В вычислительной модели учитываются ступенчатый диффузор в межвенцевом зазоре и периферийная струя протечки.

**одноступенчатая газовая турбина, вязкое турбулентное течение, математическая модель, периферийная протечка**

### Введение

Работа посвящена проблеме адекватного моделирования аэродинамического взаимодействия между ступенью и присоединенными крупномасштабными устройствами проточной части: входным патрубком и выхлопным диффузором в кожухе с односторонним выхлопом. Окружная неравномерность течения, создаваемая неосесимметричным входом или выхлопом зависит от конструкции этих устройств, режима работы, влияет на экономичность и надежность работы ступени. Дискретный подвод через подводящие трубы создает на входе в ступени крупномасштабную окружную неравномерность газодинамических параметров в сравнении с шагом решетки диафрагмы, следовательно, определенные секторы каналов ступени функционируют на нерасчетных режимах и это снижает экономичность и надежность всей турбины [1]. Похожие проблемы встречаются в последних отсеках, где односторонний выхлоп создает переменный перепад давления на последнюю ступень в окружном направлении и ведет появлению переменных во времени аэродинамических сил на лопатках на полном обороте ротора.

Решение задачи о моделировании вязкого турбулентного течения в отсеке встречает определенные трудности вследствие многосвязности отсека и сложности геометрии. Кроме того, для получения адекватного решения задачи необходимо одновре-

менный расчет течения в крупномасштабном устройстве типа входного или выхлопного патрубка и во всех каналах статора и ротора подключенной ступени. Вместе с тем, шаг каждого канала ступени на два порядка меньше характерного размера устройства подвода/отвода и общая площадь трения лопаток существенно превосходит внутреннюю площадь поверхности коллектора устройства.

В настоящей работе приближенный подход, впервые опубликованный в [2, 3] тестируется на модели осевой одноступенчатой газовой турбины. Экспериментальные данные были получены в испытаниях модели воздушной турбины наддува судового дизеля большой мощности в ТУ "БИТМ", Россия [1]. Геометрическое описание, численный анализ и постпроцессорная обработка выполнены программным комплексом *MTFSoftware* [4].

### 1. Вычислительный подход

В начале 90-х одним из авторов данной работы [2] впервые был предложен подход к моделированию аэродинамического взаимодействия турбинной ступени и выхлопного патрубка. Позднее в [3] этот подход был применен к описанию аэродинамики входного отсека. В настоящей работе этот подход обобщается и тестируется сопоставлением с экспериментальными данными на течении через одноступенчатую осевую турбину.

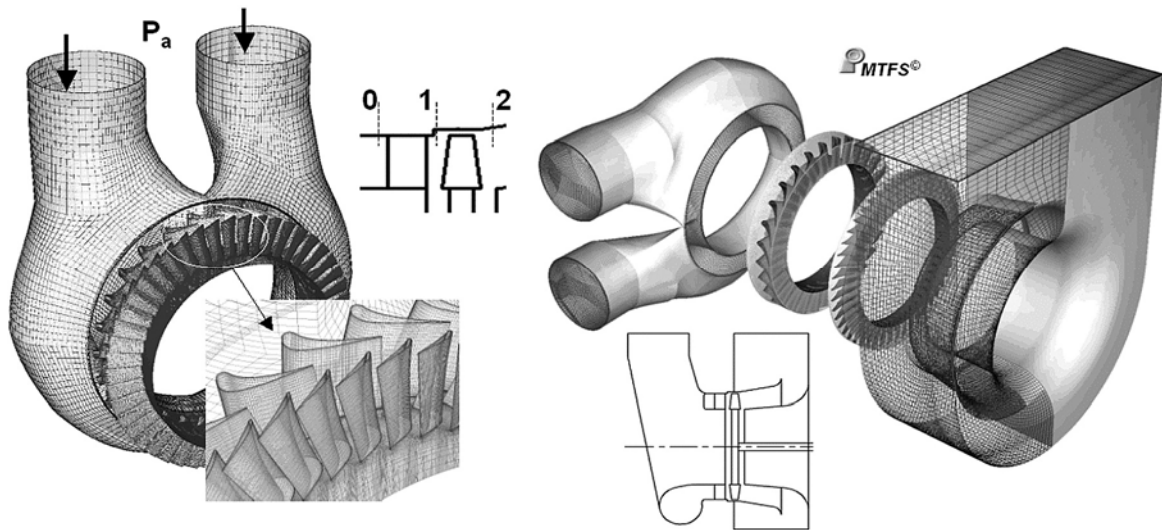


Рис. 1. Схема вычислительной области, сеточное описание и сечения между областями проточной части

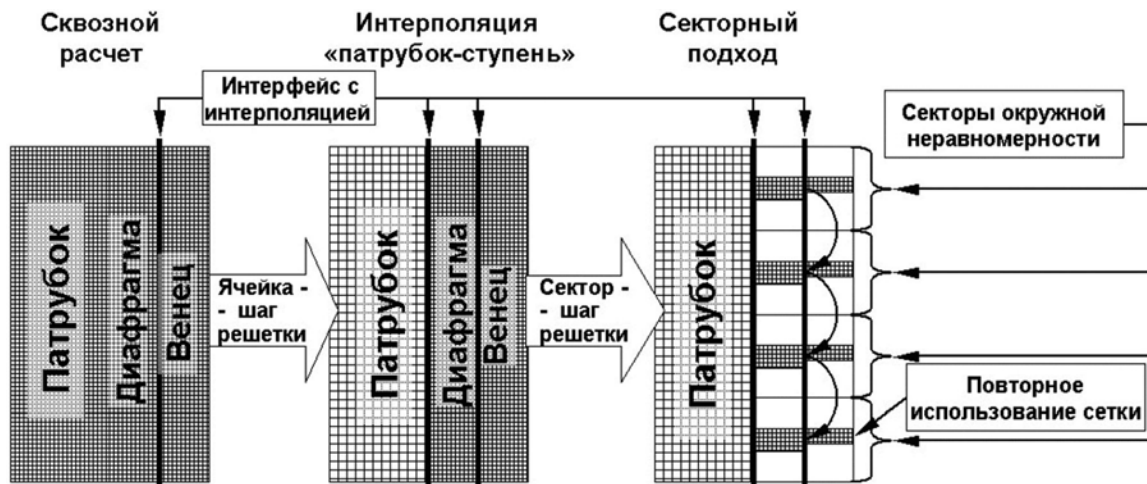


Рис. 2. Схема секторного вычислительного подхода для случая входного отсека

Модель турбины составлена из входного патрубка, полного набора лопаток диафрагмы и ротора, и выхлопного осекольцевого диффузора в кожухе с односторонним выхлопом (рис. 1).

Наиболее общий подход к моделированию течения через турбину предполагает связанную расчетную область, построенную во входном, выходном патрубках, всех каналах ступени, и сквозной расчет через эту объединенную область при задании полных параметров в подводящих трубах и выходного статического давления. Данная постановка является математически и физически корректной, соответствует экспериментальным условиям [1], но ее реали-

зация требует нереально больших вычислительных затрат (рис.2).

Выход усматривается в упрощении задачи при использовании особенностей течения через турбину. Именно, уровень скоростей во входной и выходной плоскостях ступени для расчетных режимов составляет около 0,1 – 0,2 М. Различия в характерных масштабах входного/выходного патрубков и канала ступени обеспечивают достаточно плавный характер окружных распределений параметров течения в сравнении с градиентами по шагу соплового канала. Следовательно, каждый сопловый канал приближенно может считаться функционирующим в усло-

виях равномерного натекающего потока. Это позволяет расщепить проблему течения в отсеке на отдельные подобласти с независимым сеточным описанием: входной патрубков, ступень, выхлопной патрубков, с передачей параметров через поверхности интерфейса между ними, основываясь на интерполяционной процедуре передачи массы, импульса и полной энергии. Таким образом, мы получаем первое существенное упрощение – возможность реализовать во входном/выходном патрубках сетку в окружном направлении, достаточную для разрешения особенностей и турбулентности течения в этих устройствах, но существенно более грубую, чем сетка в каналах ступени, а именно, с размером ячейки, сопоставимым с шагом решетки. Это упрощение способно принести экономию вычислительных ресурсов для устройства около 1 – 2 порядков (рис. 2).

Второй существенный рост эффективности алгоритма может быть получен на основе реализации секторного подхода на поверхности интерфейса [2, 3], который основывается на аппроксимации окружных распределений газодинамических параметров кусочно-постоянными функциями на секторах интерфейса. Суть идеи заключается в том, что для группы сопел, размещенных на определенном секторе, реализуется одинаковая структура течения. Обоснование секторного подхода основывается на оценке окружной неравномерности скоростей, которая, как правило, находится в пределах 5 – 15% на радиан после типового входного патрубка [1] с двумя подводными трубами либо перед типовым выхлопным патрубком. Окружные распределения параметров течения, как правило, достаточно гладкие [1] и это обеспечивается большими относительными размерами устройств, гладкостью сопряжения труб и коллектора, улиточным дизайном и т.п. Угловой размер сектора может быть регулируемым в окружном направлении на протяжении расчета для повышения точности подхода. Например, размер сектора на входном интерфейсе может быть выбран на ос-

нове условия минимального градиента угла натекания на диафрагму в окружном направлении.

Представленный подход имеет общность, применим как к паровым турбинам, так и к газотурбинным установкам, включая и осерадиальные машины, и может быть адаптирован к специальным случаям.

Модель ступени может быть нестационарной либо стационарной, т.е. с осреднением во времени и по окружной координате потоков массы, импульса и полной энергии в межвенцовом зазоре. В данной работе применялась стационарная модель ступени. Детали описания подхода и его тестирование сходимости в зависимости от количества секторов даны в [3].

## 2. Численный метод

Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Вычислительная область описывается неструктурированной гексаэдральной сеткой без пересечений и наложений, экспоненциально сгущаемой к твердым стенкам для адекватного описания пограничного слоя.

Вычислительная программа, использованная для анализа, является параллельным CFD кодом *MTFS*<sup>®</sup> [4], в котором базовый неявный алгоритм обеспечивается расщеплением по методу переменных направлений. Для данной задачи использовалась центрированная по ячейке TVD схема В.Г. Крупы [5] третьего порядка точности на основе приближенного решения задачи Римана. Турбулентные эффекты вводятся комбинированно на основе однопараметрической модели Спаларта-Аллмараса (C-A) для входного/выходного устройств и с помощью двухпараметрической модели SST Менгера для каналов ступени. Течение предполагается полностью турбулентным, что определяется входными граничными условиями, поэтому функция перехода в модели турбулентности не используется.

В качестве граничных условий выставляются полные параметры течения в подводящих трубах и статическое давление в плоскости выхлопа патруб-ка. Для уравнения С-А модели турбулентности начальное значение турбулентной вязкости на входной границе области выбирается в долях от величины ламинарной вязкости. Вблизи выходной границы величина турбулентной вязкости поддерживается постоянной. На твердых границах использовано обычное условие непротекания с равенством нулю модуля скорости. Переключение от модели С-А к модели SST реализуется через значение длины пути перемешивания, составлявшей 1% длины хорды направляющей лопатки, что соответствует результатам измерений [1]. Вычисления выполнены на кластере, составленном из Intel® P4-3.06 узлов при затратах памяти 0,58К/яч.

### 3. Обсуждение результатов

Модель газовой турбины [1] состоит из двух-трубного входного патрубка, ступени и свободного выхлопного патрубка с осекольцевым диффузором. Входной патрубков составлен из двух отдельных каналов подвода газа к сопловому аппарату. Каждый канал выполнен в виде улитки, проходные сечения рассчитаны из условия постоянства скорости в сечениях. Отношение площадей входа/выхода патрубка  $A_{BX} / A_{ВЫХ} = 0,92$ . Основные характеристики ступени: относительная высота сопловых лопаток и необандаженных лопаток ротора  $\bar{l}_1 = 0,892$ ,  $\bar{l}_2 = 1,54$ ; относительные шаги  $\bar{t}_1 = 0,694$ ,  $\bar{t}_2 = 0,673$ ; количество лопаток диафрагмы и ротора  $z_1 : z_2 = 28 : 48$ ; углы сопловой лопатки  $\alpha_0 = 84^\circ$ ,  $\alpha_{1Э} = 17^\circ 36'$ ; закон кривизны  $rc_u = const$ . Отношение площадей входа/выхода выхлопного патрубка находится в диапазоне  $A_{ВЫХ} / A_{BX} = 1,66 \div 2,57$ ; вариации обеспечены увеличением выходной площади благодаря возмож-

ности раскрытия боковых стенок выхлопа. Все размеры отнесены к лопаточным хордам в среднем сечении. Схема проточной части дана на рис. 1.

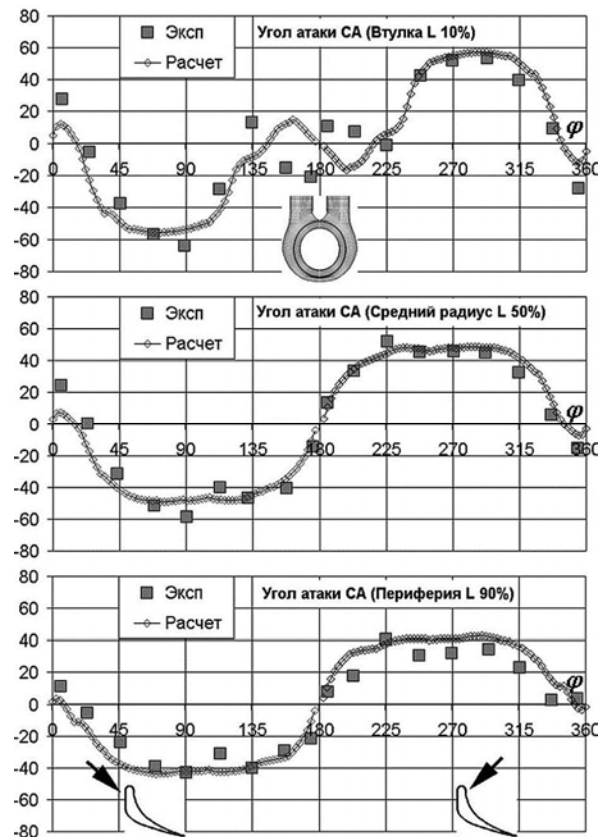


Рис.3. Угла натекания на сопловую лопатку вдоль окружности подвода (сеч.0)

Расчеты выполнены вблизи расчетного режима турбины при выдерживании постоянного перепада давления в диапазоне  $u/c_0 = 0,5 \div 0,7$ , который обеспечивался вариацией угловой скорости вращения ротора. Вычислительные модели входного патрубка без труб и выхлопного патрубка содержали около  $1,5e+6$  ячеек, что обеспечило разрешение погранслоя  $y^+ \leq 4,5$ ; модель ступени содержала проточную часть с периферийной щелью 3,5% от хорды и ступенчатое раскрытие проточной части с положительной перекрышей 10% от хорды; каждый канал содержал около  $2,0e+5$  ячеек что обеспечило разрешение погранслоя  $y^+ \leq 3$  и позволило применять модель Ментера для ступени. Расчеты сделаны для 14 секторов, т.е. с 2 сопловыми каналами на сек-

тор, так что типичное время жизни частицы в канале ротора получалось менее времени пребывания лопатки на секторе. Поверхности интерфейса выбраны в сечениях 0, 1, 2.

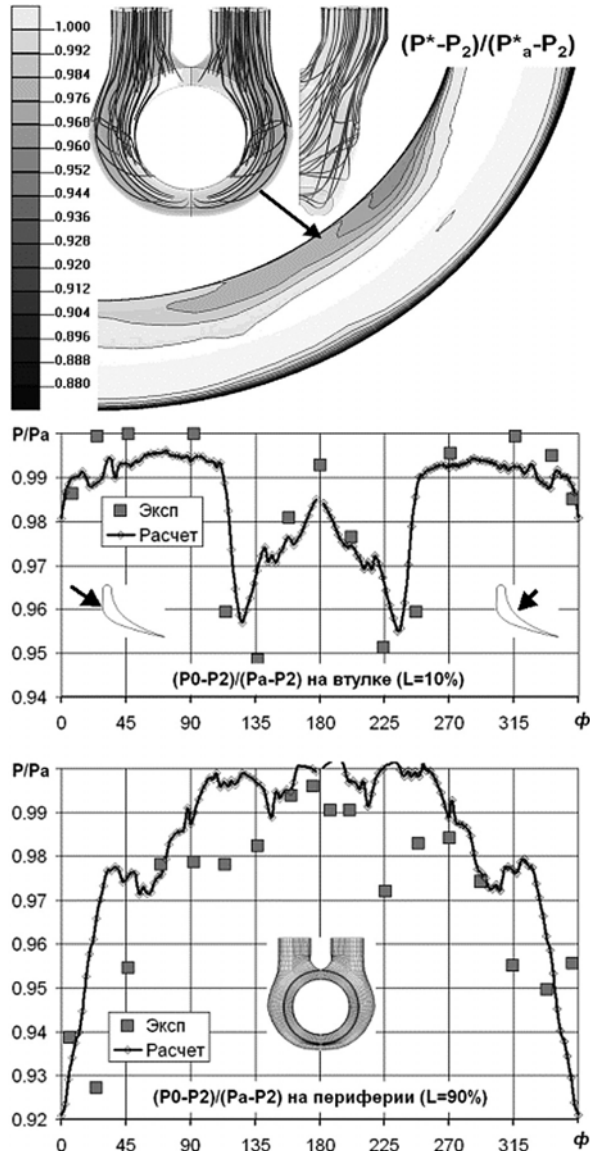


Рис. 4. Линии тока во входном патрубке и полное давление в сечении 0

Некоторые результаты численного анализа кратко представлены на рис. 3 – 12. Течение во входном патрубке реализуется при скоростях  $M < 0,1$ . В сечении 0 диапазон скоростей составляет около  $M_0 = 0,15 \div 0,16$ , Числа Рейнольдса отнесенные к длине лопатки составляют около  $Re_0 = 1 \div 2e + 5$ ; слабое нарушение симметрии течения наблюдается

вследствие неосесимметричного сопротивления ступени. Потери энергии в изолированном патрубке и в составе турбины близки и составляют около 2% теплоперепада на ступень. Углы атаки сопловых лопаток (рис. 3) демонстрируют хорошее количественное соответствие с данными эксперимента и слабо зависят от режима. Различия в корневом поясе вблизи угла  $180^\circ$  предположительно вызваны нестационарностью течения вследствие столкновения струй вблизи нижней перегородки (рис. 3). Максимальная завихренность и потери полного давления в секции 0 обнаруживаются на дугах вблизи углов  $135^\circ$  и  $225^\circ$  (рис. 4), и также вызваны отражением струй от нижней перегородки. Последнее также можно видеть на распределениях полного давления в этом сечении у корня (рис. 4).

Различия в ориентации сопловых лопаток относительно углов натекания вдоль окружности подвода вызывают различный уровень потерь кинетической энергии (К.Э.) на соплах и рабочих каналах ступени (рис. 5).

Рис. 6 демонстрирует структуру и проникновение каналовых вихрей через сопла. Можно видеть, что потери К.Э. в ступени существенно определяются условиями натекания потока на лопатки диафрагмы. На рис. 6 поверхности постоянных значений потерь полного давления показаны для секторов вблизи  $90^\circ$  (удар в сторону разрежения) и вблизи  $270^\circ$  (удар в сторону давления). Структура течения в периферийном зазоре на срединной поверхности показана на рис. 7. Взаимодействие между периферийной протечкой и вторичным течением в канале со стороны давления наблюдается в виде следа с низким уровнем скоростей. Его положение зависит от угла натекания на сопловую лопатку.

Осредненные по шагу радиальные распределения потерь К.Э. в сопловых каналах представлены на рис. 8. Для сравнения, даны аналогичные радиальные распределения потерь К.Э. в каналах изолированной ступени. Ориентация угла натекания на

сопловой профиль в зависимости от его положения на окружности подвода показана на рис. 3.

Распределения реактивности ступени в корневом (10%), среднем и периферийном (90%) сечениях и их сравнение с экспериментальными данными и с

реактивностью изолированной ступени представлены на рис. 9. Для секторов с натеканием в сторону давления профиля можно отметить удовлетворительное соответствие экспериментальным данным.

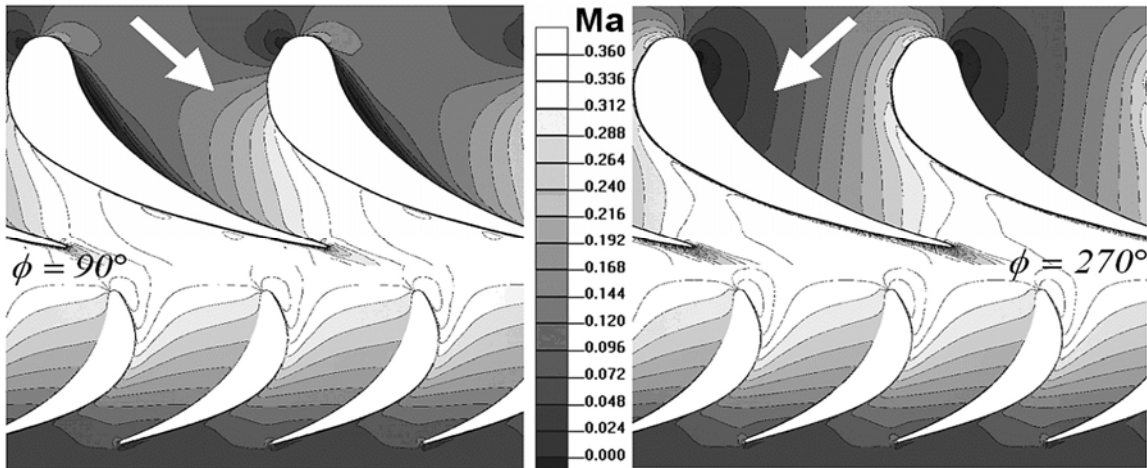


Рис.5. Поля абсолютной скорости для среднего сечения в секторах  $\phi = 90^\circ, 270^\circ$

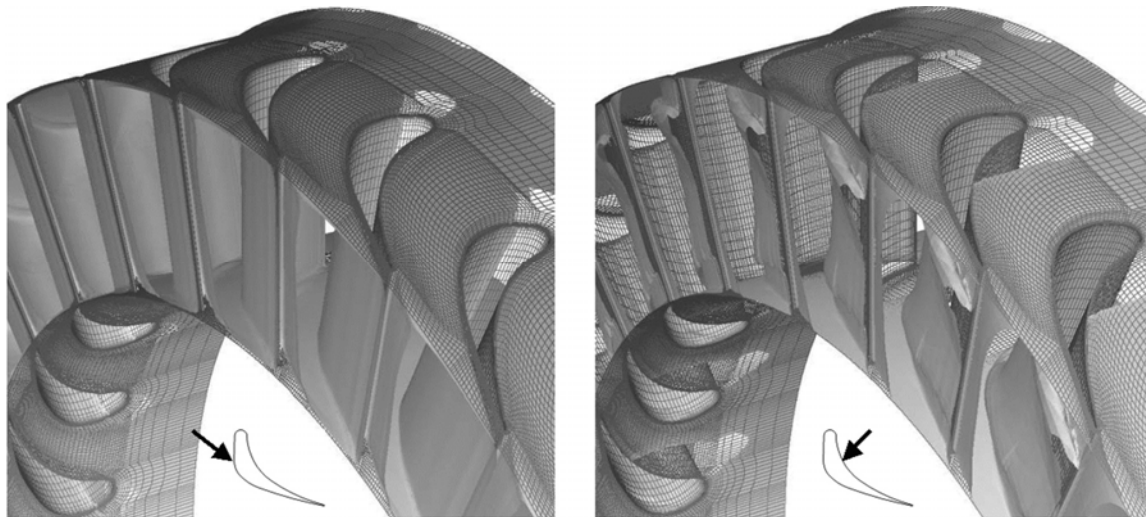


Рис. 6. Изоповерхности полного давления  $0,99P^*$  в соплах в секторах вблизи  $\phi = 90$  и  $\phi = 270^\circ$

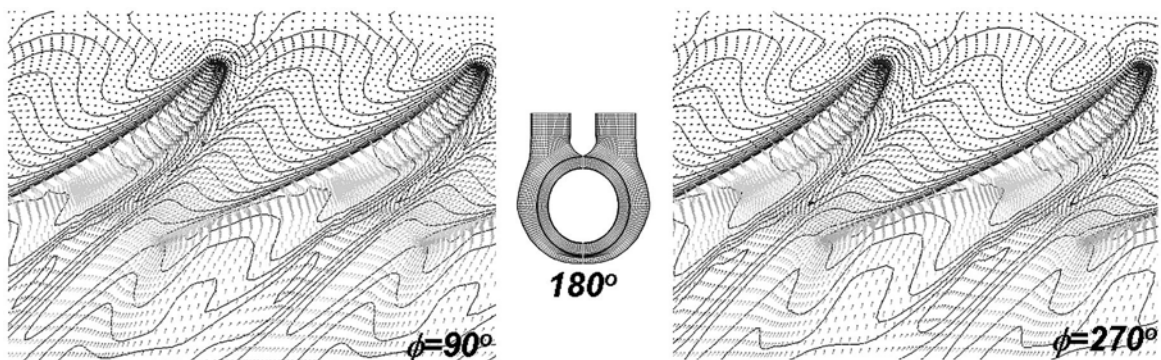


Рис.7. Изолинии скорости в струе периферийной протечки над ротором для секторов  $\phi = 90^\circ$  и  $\phi = 270^\circ$

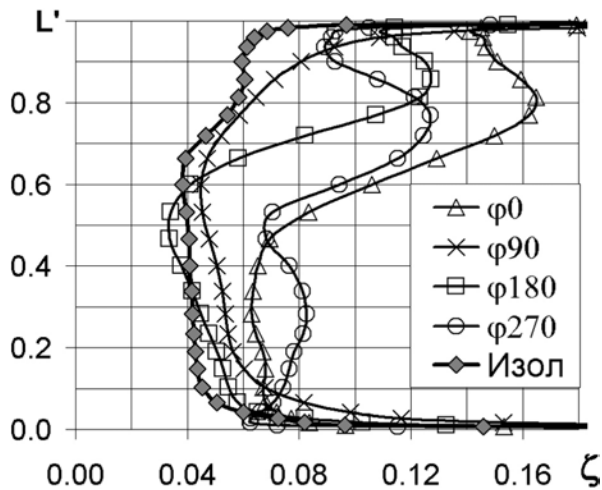


Рис. 8. Осредненные по шагу К.Е. потери в решетке диафрагмы ступени вдоль радиуса для различных секторов подвода ( $u/c_0 = 0,61$ )

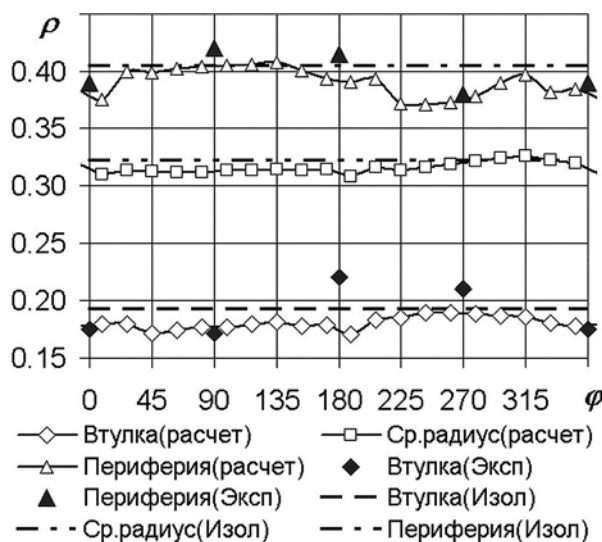


Рис. 9. Реактивность вдоль окружности для изолированной ступени и для ступени в составе турбины ( $u/c_0 = 0,61$ )

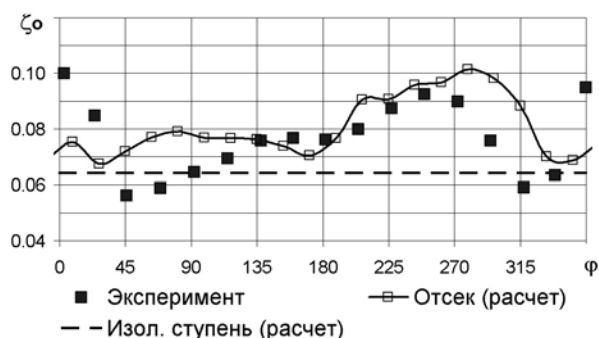


Рис.10. Потери К.Э. в сечении за сопловым аппаратом

Сопоставления расчетных и экспериментальных данных по потерям К.Э. на входном патрубке и диафрагме (рис. 10) демонстрируют удовлетвори-

тельное соответствие за исключением дуг подводящими трубами.

На рис. 11 представлены зависимости К.П.Д. изолированной ступени и всей турбины. Можно видеть перепредсказание этих коэффициентов в расчетах в среднем на 0,7%. Предположительно это перепредсказание не определяется секторным подходом, так как присутствует также и в расчетах изолированной ступени.

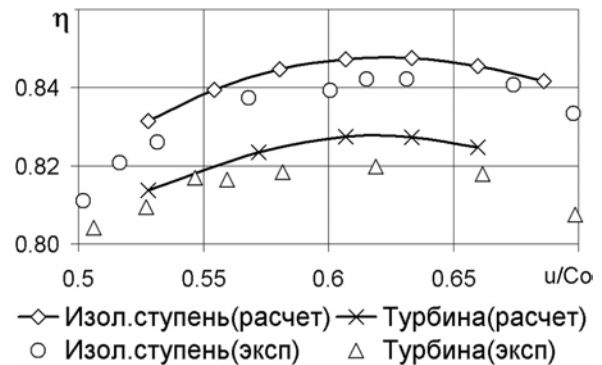


Рис. 11. К.П.Д. турбины и изолированной ступени в диапазоне режимов

Структура течения для варианта турбины с выхлопным патрубком при  $n = 2,57$  показана на рис. 12. Периферийная струя стабилизирует структуру течения в диффузоре, поэтому отрыв потока вблизи внешней оболочки диффузора отсутствует.

### Заключение

Развит инженерный подход к моделированию аэродинамики отсеков осевых и радиальных турбин. Обсуждается проблема численного моделирования вязкого турбулентного течения через одноступенчатую турбину. Это численное решение дает возможность дальнейшего анализа течения применением более точных сеточных разбиений для ступени на интересных секторах при граничных условиях от входного и выходного патрубков.

Предложенный подход может быть применен для разнообразных задач проектирования и теории турбомашин: для оптимального проектирования подвода с целью минимизации потерь К.Э. турбиной ступени; для решения задачи парциального под-

вода; для анализа структуры течения в околообор-  
 ных ступенях; для оценки оборотной составляющей  
 переменных аэродинамических сил на лопатках ро-

тора; для секторной подстройки сопловых лопаток;  
 для прямого моделирования течения в турбинах и  
 т.д.

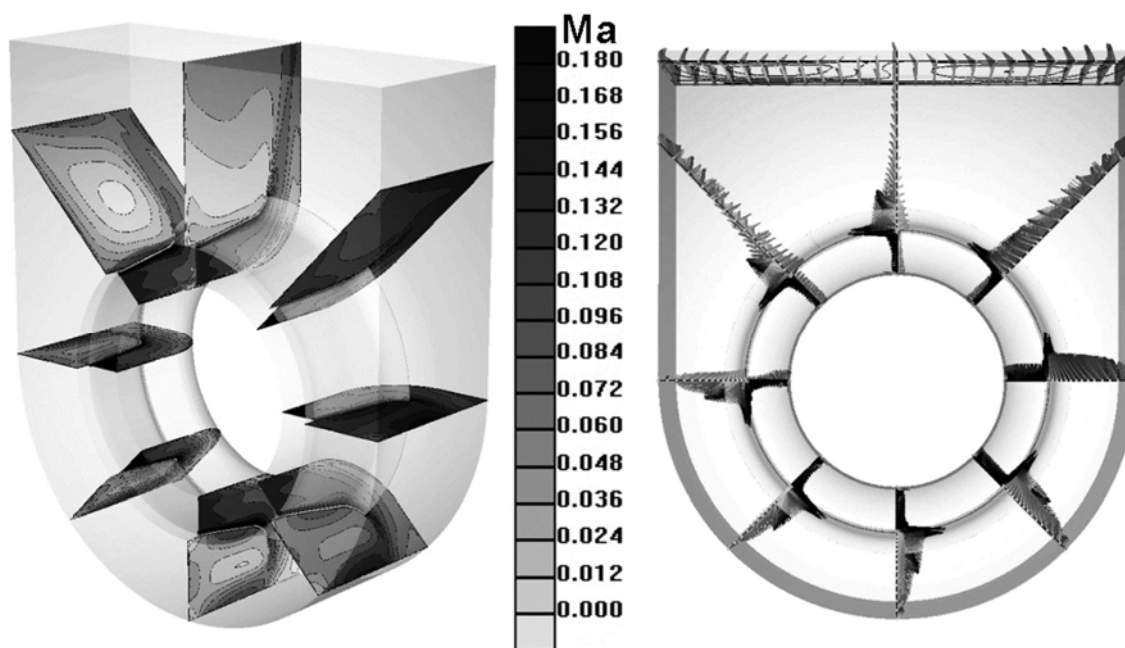


Рис. 12. Структура течения в выхлопном патрубке: эффект периферийной протечки

Развитие этой работы предполагается в направ-  
 лении применения модели нестационарной ступени.

Авторы благодарят проф. И.Г. Гоголева (ТУ  
 БИТМ, Россия) за полезные обсуждения.

### Литература

1. Гоголев И.Г., Дроконов А.: Аэродинамиче-  
 ские характеристики турбинных ступеней и патруб-  
 ков. – Брянск: Грани, 1995. – 257 с.

2. Solodov V., Gnesin V. Nonstationary 3D Nu-  
 merical Model of Last Turbine Stage-Exhaust Hood  
 Aerodynamic Interaction // VDI Berichte, No.1185. –  
 1995. – P.359 – 373

3. Solodov V., Starodubtsev Yu. Numerical Model  
 of Viscous Turbulent Flow in “Inlet Pipe – 1<sup>st</sup> Stage”  
 Compartment of Power Steam Turbine” – Trans. of the

IFFM PAN – Gdansk, Poland – 2004 – No.113, P. 1 –  
 10.

4. Solodov V., Starodubtsev Yu. The Scientific  
 Application Software *MTFS*<sup>®</sup> for Calculation of 3D  
 Viscous Turbulent Liquid and Gas Flows in Arbitrary  
 Shape Domains. Certificate of State Registration,  
 Ukrainian State Agency of Copyrights and Related  
 Rights, No.5921, 07.16.2002.

5. Крупа В. Разностные схемы высокого поряд-  
 ка точности для гиперболических уравнений // Вы-  
 числ. матем. и матем. физика. – 1998 – Т. 38, №.1. –  
 С. 85 – 97.

*Поступила в редакцию 29.04.2005*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. М.А. Подригало,  
 Харьковский национальный автомобильнодорож-  
 ный университет, Харьков.