

шего транспортного средства позволяет в более доступной форме выполнить анализ по сравнению с методикой, изложенной в Правилах №13 ЕЭК ООН;

2. На основе приведенной методики представляется возможным выбрать необходимый коэффициент распределения β , что обеспечивает удовлетворение требований Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между осями транспортного средства.

Литература

1. Economic Commission for Europe, ECE Regulation 13, Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O With Regard to Braking, Revision 06.
2. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчет и испытания / Н.А. Бухарин. – Л.: Машгиз, 1950. – 292 с.

Влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального газотурбинного двигателя на неравномерность потока на входе в силовую турбину

к.т.н. доц. Костюков А.В., Плыкин М.Е.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23 доб. 1573

Аннотация. Приводятся результаты математического моделирования течения газа в ступени силовой турбины двухвального регенеративного газотурбинного двигателя. Отмечено значительное влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального ГТД на эффективность силовой турбины.

Ключевые слова: регенеративный газотурбинный двигатель, неравномерность потока на входе в силовую турбину

Данная работа выполнялась в рамках проводимых в настоящее время ФГУП ММП «САЛЮТ» и МГТУ «МАМИ» работ по модернизации многоцелевого регенеративного газотурбинного двигателя Горьковского автозавода ГАЗ-902 (рисунок 1).

Двигатель ГАЗ-902 двухвальный с роторным теплообменником и силовой турбиной с регулируемым сопловым аппаратом (РСА).

В ходе испытаний опытного образца двигателя ГАЗ-902 было выявлено существенное снижение КПД узла силовой турбины относительно принятого при проектировании значения [1, 2].

Аналізу причин, вызвавших это снижение, а также нахождению путей их устранения и посвящена данная работа.

Одно из предположений о причинах снижения эффективности силовой турбины заключалось в создании значительных вихревых зон установленными в межтурбинном патрубке силовыми стойками (рисунок 2).

В качестве путей снижения влияния стоек предложено следующее:

- уменьшение длины стоек;
- изменение места установки стоек (в начале, середине и на выходе патрубка).

Поставленная задача решалась посредством математического моделирования 3-х мерного течения газа в турбинной ступени в специализированном вычислительном комплексе ANSYS CFX.

Модели турбинной ступени рассматривались со следующими вариантами входного устройства турбины:

- патрубков со стойками ГТД ГАЗ-902;
- короткая стойка, расположенная в входе патрубка;
- короткая стойка, расположенная в середине патрубка;
- короткая стойка, расположенная на выходе патрубка.

Длина короткой стойки меньше исходной в два раза. Возможность такого уменьшения

длины стойки подтвердил проведенный прочностной анализ стоек.

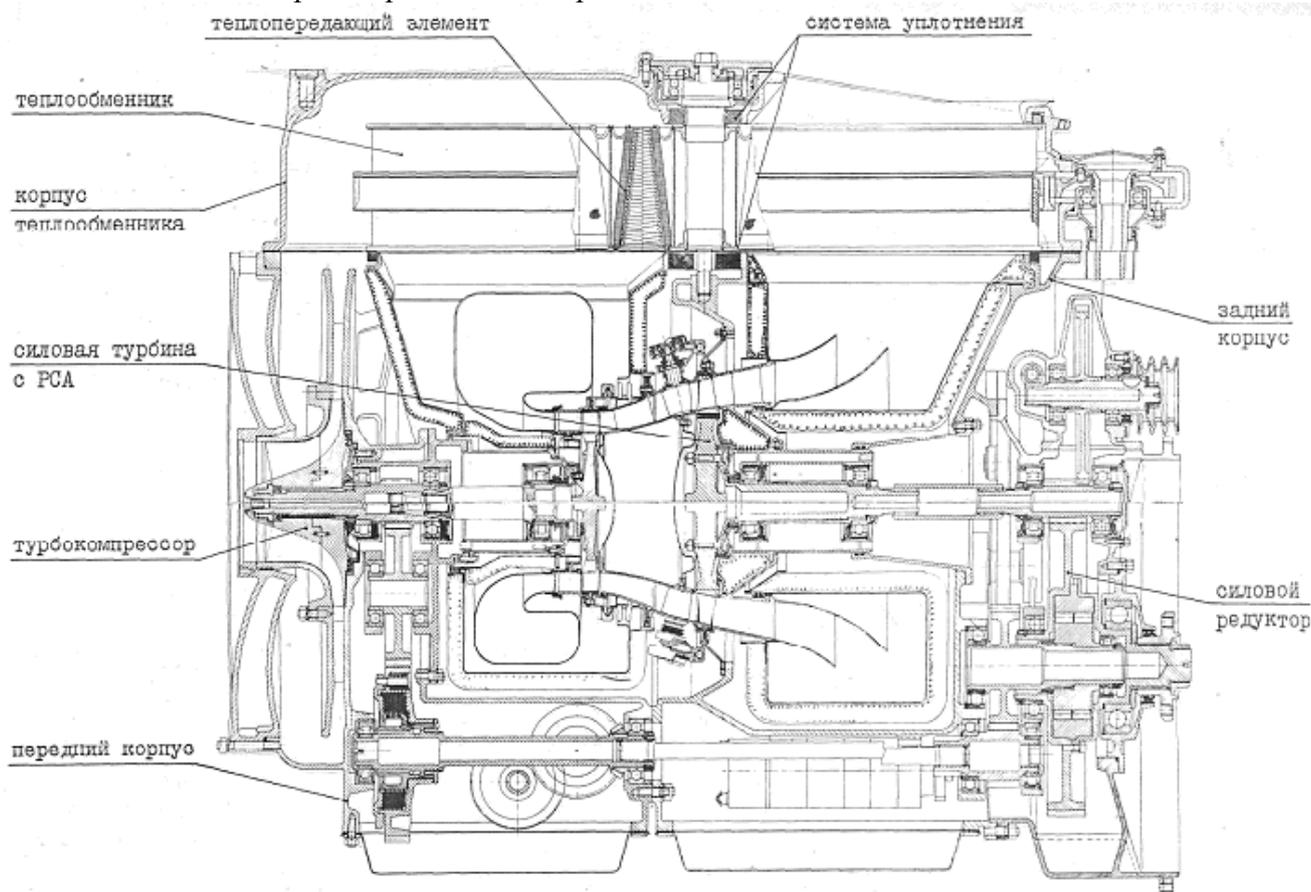


Рисунок 1 – Продольный разрез двухвального регенеративного газотурбинного двигателя Горьковского автозавода ГАЗ-902

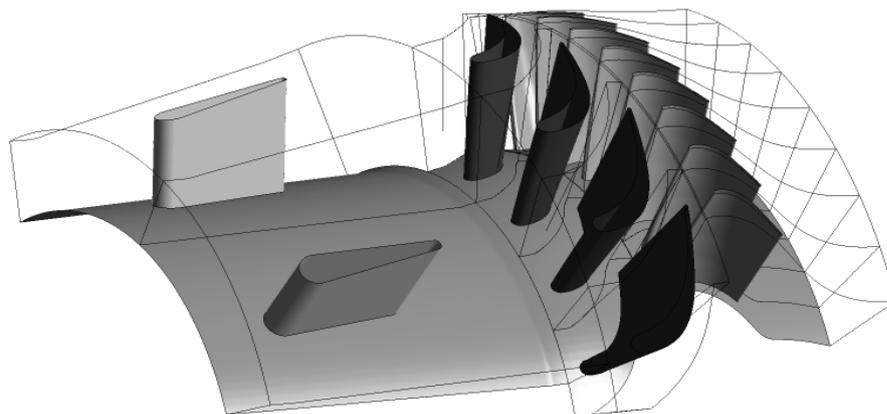


Рисунок 2 – Турбинная ступень с патрубком и стойками двигателя ГАЗ-902

Во всех моделях параметры течения выбирались соответствующими номинальному режиму: расход газа 1.94 кг/с, полная температура на входе в ступень 1260 К, полное давление на входе 230400 Па, частота вращения турбины - 26000 об/мин. На входе в расчетную модель задавалась закрутка потока, создаваемая компрессорной турбиной на номинальном режиме.

Для построения расчетной модели использовался комплекс ANSYS ICEM CFD, расчетная сетка состоит из гексаэдров размерностью 1.5 млн элементов. Для моделирования течения использовались уравнения Навье-Стокса, замкнутые моделью турбулентности Shear

Stress Transport SST (также известна как модель Ф. Ментера [3]). Течение в ступени адиабатическое, рабочая среда – газ со свойствами воздуха. Теплофизические свойства газа задавались в зависимости от температуры.

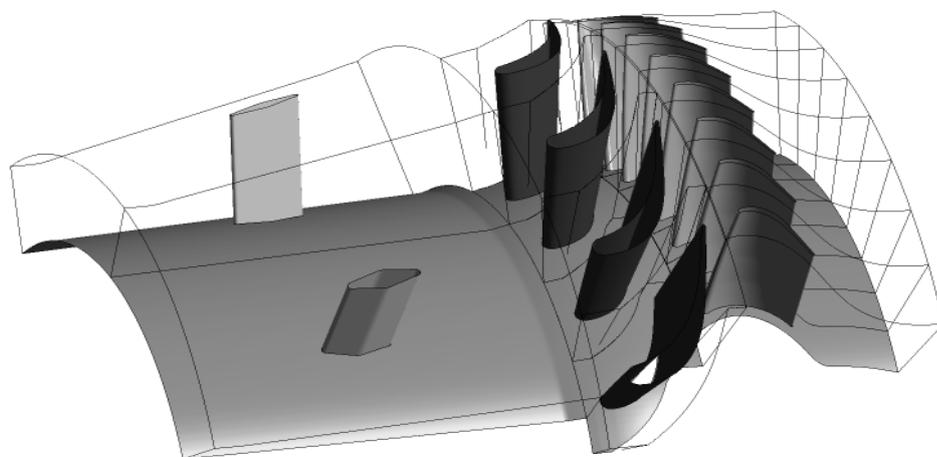


Рисунок 3 – Турбинная ступень с патрубком и укороченными стойками

Для корректной работы пристеночных функций модели турбулентности пристенные элементы выполнены с критерием $Y^+ < 1$. Это позволяет говорить о корректном расчете параметров трения на стенке. Для уменьшения размеров модели в каждом венце был взят один межлопаточный канал. Переходник имеет периодичность 45 градусов исходя из наличия 8 стоек в конструкции. По боковым сторонам всех областей расчетных моделей задавались условия периодичности. На входе моделей задавался массовый расход на выходе и полное давление.

В ходе расчета контролировались сходимости основных скоростных и массовых компонентов, а также момент на валу турбины и изоэнтропический КПД. Расчет считался сошедшим после снижения уровня невязок ниже $1e-4$, стабилизации момента и изоэнтропического КПД.

Результаты расчета приведены на рисунках 4, 5, 6, 7 и в таблице 1.

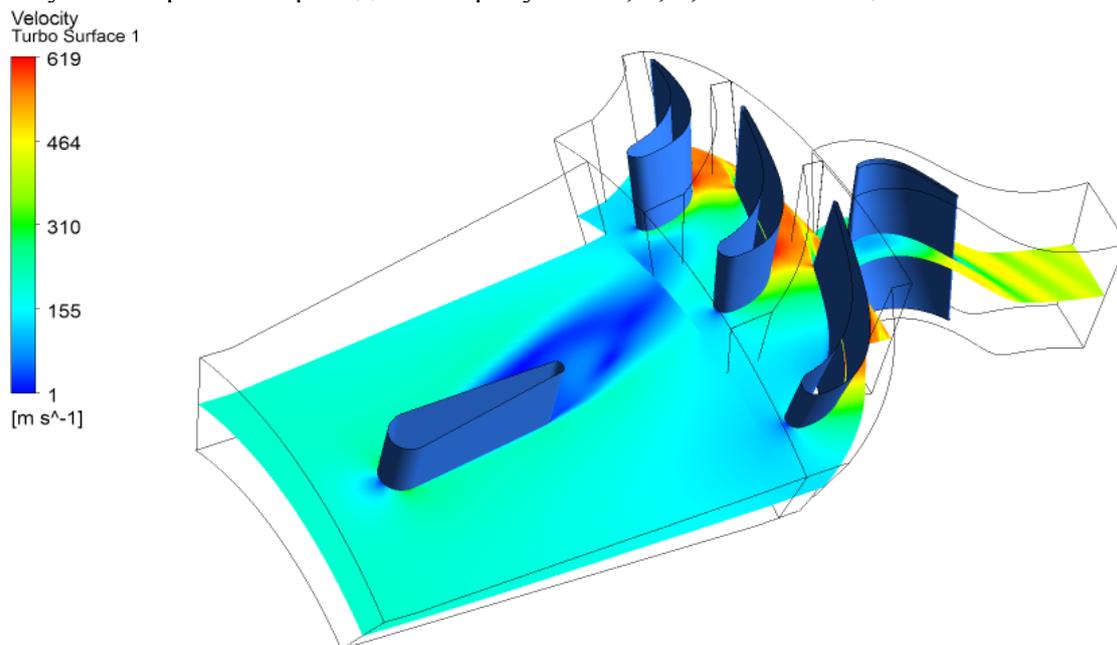


Рисунок 4 – Поле абсолютных скоростей в расчетной модели турбинной ступени с патрубком и стойками ГТД ГАЗ-902

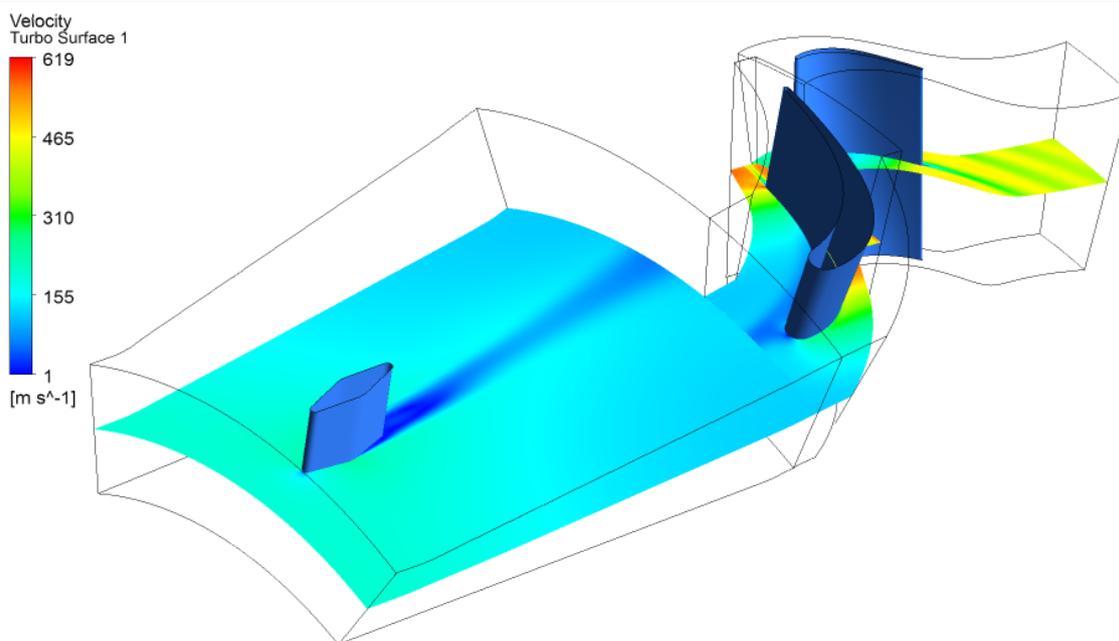


Рисунок 5 – Поле абсолютных скоростей в расчетной модели турбинной ступени с укороченными и расположенными в начале патрубка стойками

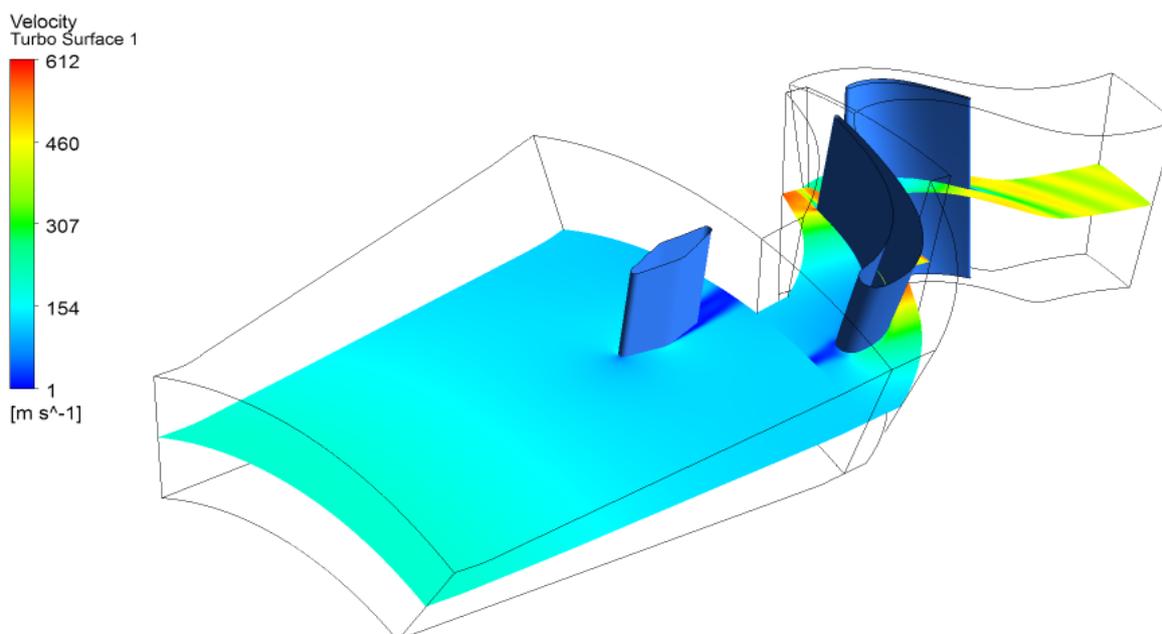


Рисунок 6 – Поле абсолютных скоростей в расчетной модели турбинной ступени с укороченными и расположенными на выходе патрубка стойками

На полях скоростей рисунки 4, 5, 6, 7 хорошо видны вихревые следы за силовыми стойками. Наибольших размеров они достигают в патрубке турбинной ступени ГТД ГАЗ-902.

Влияние стоек на КПД силовой турбины показано в таблице 1.

Таблица 1

Изоэнтропический КПД ступени силовой турбины

| Расчетная модель | кпд |
|--|-------|
| Ступень силовой турбины со стойкой ГТД ГАЗ-902 | 86,2% |
| Ступень силовой турбины с короткой стойкой на выходе патрубка | 88,9% |
| Ступень силовой турбины с короткой стойкой в середине патрубка | 88,5% |
| Ступень силовой турбины с короткой стойкой на входе патрубка | 87,1% |

Как видно из таблицы, уменьшение длины стоек и места расположения стоек приводит к существенному изменению эффективности турбины. Так, выполнение стойки в два раза

короче и установка стойки на выходе патрубка обеспечивает увеличение изоэнтропического КПД турбины на 2.7% (абсолютных).

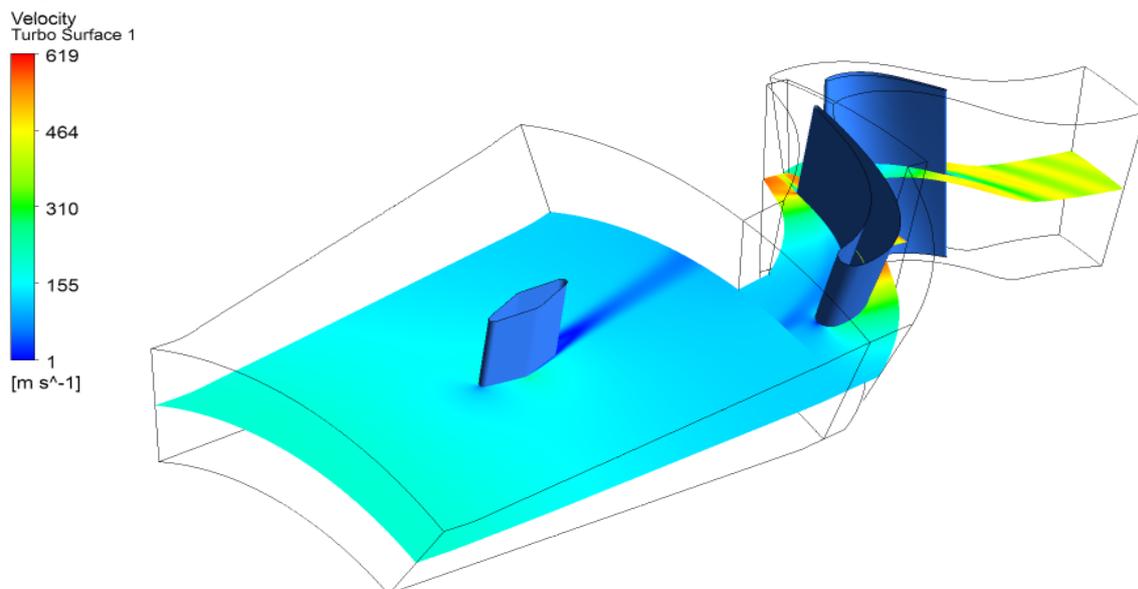


Рисунок 7 – Поле абсолютных скоростей в расчетной модели турбинной ступени с укороченными и расположенными в середине патрубка стойками

Влияние места расположения стоек на эффективность турбины можно объяснить тем: что межтурбинный патрубок является по сути своей диффузором и поэтому возмущения течения среды в начале патрубка по мере перемещения к его выходу увеличиваются.

Выводы

1. При наличие закрутки потока на входе в патрубок силовой турбины его силовые стойки оказывают значительное влияние на эффективность турбины.
2. Уменьшение длины стойки в два раза приводит к росту изоэнтропического КПД турбины на 2.3% (абсолютных).
3. Для получения максимального КПД турбины стойка должна устанавливаться на выходе патрубка как можно ближе к турбине. В этом случае по сравнению с вариантом установки стойки на входе патрубка эффективность турбины увеличивается на 1.8% (абсолютных).

Литература

1. Маханёв В.Т. Разработка и исследование РСА турбин малоразмерных газотурбинных двигателей. Диссертация на соискание учёной степени к.т.н., Казань, 1984.
2. Костюков А.В., Плыкин М.Е., Кустарев Ю.С. Повышение эффективности двухвальных газотурбинных установок. Известия МГТУ «МАМИ», № 2(8), 2009.
3. Menter F.R. Multiscale model for turbulent flows. 24th fluid dynamics conference. AIAA, 1993.

Об исследованиях процесса разрушения положительных электродов свинцовых кислотных аккумуляторов

доц. Кочуров А.А., к.т.н. проф. Картуков А.Г.
Рязанский военный автомобильный институт

Аннотация. В статье описаны результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса разрушения положительных электродов свинцовых кислотных аккумуляторов и установлены закономерности изменения эксплуатационных показателей их работы в зависимости от конструктивных особенностей, режимов эксплуатации и срока службы.

Ключевые слова: свинцовый кислотный аккумулятор, положительный электрод