

двух двигателей привела к изменению величин ΔX_i . Например, если величина ΔT_T^* , определенная по (2), меньше нуля, то неисправным является второй двигатель, а если больше нуля – то первый.

Таким образом, разработанная методика позволяет существенно повысить достоверность определения технического состояния двигателей за счет снижения погрешности расчета приведенных значений измеряемых параметров и уменьшения поля допуска на их отклонения.

Библиографический список

1. *Kzuchenbezz H.D. Design and testing of the American Airlines Prototype B-747 AIDS SYSTEM. I. Aircraft. - 1972. - № 4. - P. 38-43.*

2. Цуриков О.Н. К вопросу о диагностике проточной части ТРДД на основании обработки полетной информации //Перспективы развития методов технической эксплуатации авиационной техники: Сб.науч. тр. /КИИГА. – Киев, 1980. – С. 106-110.

3. Жуков К.А., Кочуров В.А., Селезнев С.Я. Некоторые вопросы диагностирования ГТД при эксплуатации по состоянию //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб.науч. тр. /Куйбыш. авиац. ин-т. – Куйбышев, 1986, – С. 50-55.

4. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.

УДК 533.6.011:621.165

В.И.Гнесин, В.Г.Солодов

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
ДВУХ ТУРБИНЫХ СТУПЕНЕЙ
С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Для повышения надежности многоступенчатых турбомашин особую важность представляет оценка переменных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки (РЛ) и вызванных шаговой неравномерностью потока и неоднородностью параметров в межступенчатых зазорах вследствие несимметричного отбора рабочего тела.

В данной работе развивается подход к численному исследованию течения в околоотборном отсеке, позволяющий рассчитать на основе метода [1] трансзвуковое течение невязкого газа через неподвижные и вращающиеся каналы аэродинамически взаимодействующих венцов, которые работают в условиях значительных отборов рабочего тела.

Моделирование нестационарного потока через околоотборный отсек основано на сквозном расчете течения через каналы рабочих венцов предотборной и послеотборной ступеней, взаимодействующих с сопловыми аппаратами, с учетом крупномасштабной неравномерности параметров в межступенчатом зазоре. Влияние камеры отбора на течение в отсеке определяется заданием стационарного распределения статического давления $p(r, \varphi)$ в плоскости межступенчатого зазора [2].

В рамках метода предложены два подхода [3]: а) с учетом "слабого" взаимодействия ступеней; б) на основе решения полной прямой задачи о течении через каналы двухступенчатого отсека.

Первый подход основан на применении алгоритма расчета нестационарного течения через ступень турбомшины, существенно использует результаты теплового или поверочного расчетов турбинного отсека, а также опытные или расчетные данные о распределении давления в межступенчатом зазоре и щели отбора и представляет собой последовательный расчет течения через предотборную и послеотборную ступени.

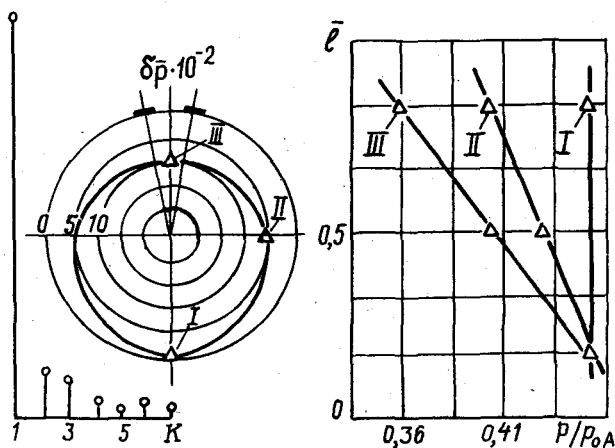
В качестве выходных граничных условий для предотборной ступени служит распределение статического давления в межобойменной щели и зазоре между ступенями. Для послеотборной ступени в качестве граничных условий на входе использованы полные параметры течения в зазоре, полученные на основе опытных данных и расчета газодинамических параметров предотборной ступени.

Второй подход является обобщением указанной постановки и основан на сквозном расчете течения через двухступенчатый отсек. Граничные условия на входе в отсек и выходе из него берут из опыта или поверочного расчета и дополняют законом распределения расхода на периферии межступенчатого зазора либо заданием эпюры неравномерности статического давления.

Метод демонстрируется на примере исследования околоотборного отсека части низкого давления мощной теплофикационной турбины. Отсек выполнен с раскрытием проточной части $\gamma = 10^\circ$; отношение чисел лопаток $(z_c/z_p)_A = 154/224$, $(z_c/z_p)_B = 194/224$. Средний диаметр отсека

равен 3080 мм, отношение D_{cp}/ℓ для ступени A - 22, для ступени B - 17. Величина межвенцового зазора δ_z/ℓ для обеих ступеней - 0,5, межступенчатого - 1,5.

Исследуется номинальный режим работы отсека с отбором, равным 37% расхода пара через ступень A . Камера отбора отсека имеет два симметрично расположенных патрубка отбора, схематически изображенных на рис. 1. Обе ступени работают на дозвуковом режиме с отношением статического давления на выходе из рабочего венца к давлению торможения перед ступенью на среднем радиусе $(P/P_0)_A = 0,45$, $(P/P_0)_B = 0,55$. Ввиду отсутствия надежных методик расчета течения в камере отбора и межступенчатом зазоре распределение $p(r, \varphi)$ построено на основании данных опытов на моделях [4] и натурального эксперимента [5] путем линейной экстраполяции на заданные значения суммарного теплофиксационного отбора.



Р и с. 1. Неравномерность распределения статического давления в межступенчатом зазоре и его амплитудно-частотная характеристика. K - частота гармоника, отнесенная к частоте вращения ротора

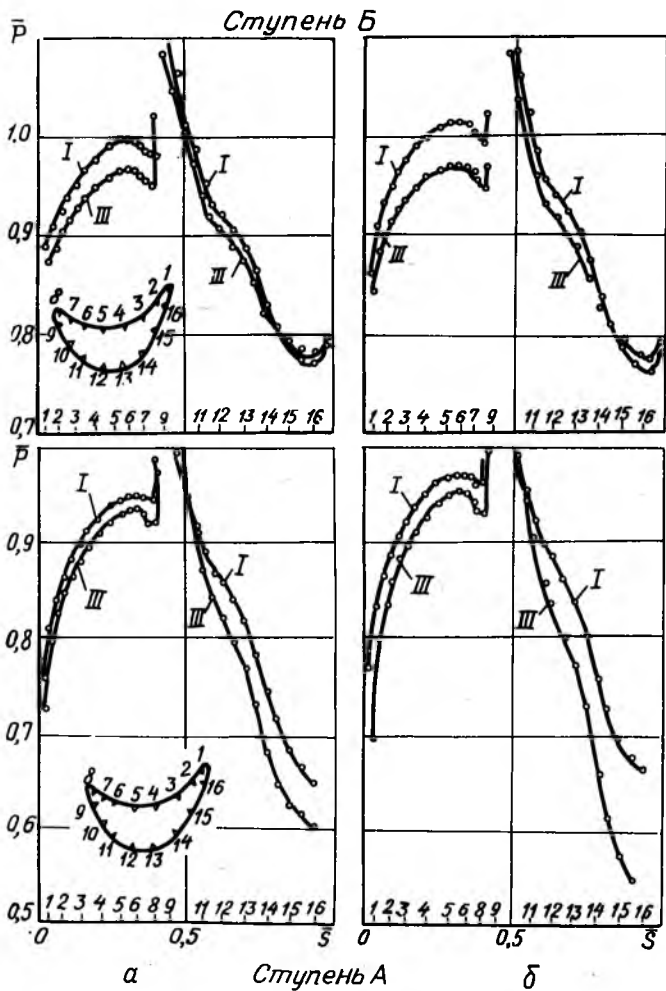
В результате получена круговая диаграмма неравномерности статического давления на периферии межступенчатого зазора (см. рис. 1) в виде разности безразмерных статических давлений без отбора и с отбором. Статическое давление обезразмерено отнесением к произведению $\rho_* a_*^2$, где ρ_* , a_* - критические значения плотности и скорости, рас-

считанные по полным параметрам перед ступенью у корня. Построение выполнено при условии равенства расхода через патрубки отбора, что выполняется для номинальных режимов работы предотборных ступеней при отношении u/c_0 , близком к оптимальному [6]. Неравномерность параметров течения в зазоре в окружном направлении (см. рис. 1) аппроксимирована кусочно-постоянной функцией. Расчеты периодического нестационарного течения через ступени отсека выполнены на участках постоянства диаграммы неравномерности $p(r, \varphi)$. При этом в межвенцовых зазорах выставлены обобщенные условия пространственно-временной периодичности [7], учитывающие фазовый сдвиг пульсаций потока в соседних каналах рассматриваемой решетки, вызванный различным количеством лопаток направляющего и рабочего венцов каждой ступени. Общее решение о нестационарном течении через каналы отсека на полном обороте ротора при неравномерных граничных условиях в межступенчатом зазоре получено путем суперпозиции решений на участках.

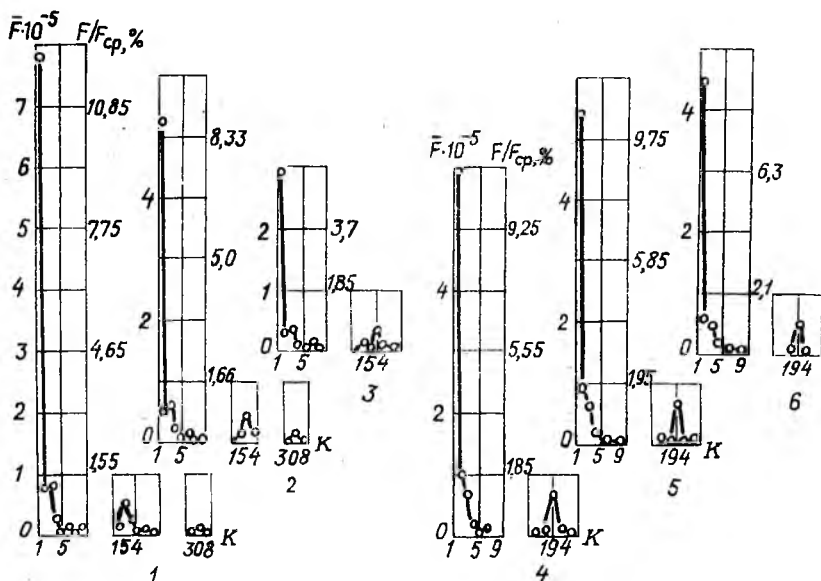
Постановка задачи с использованием первого подхода к моделированию не учитывает взаимного нестационарного влияния предотборной и послеотборной ступеней. Вместе с тем экспоненциальный характер затухания возмущений в потоке и значительные размеры межступенчатого зазора позволили провести расчеты течения через отсек в рамках приближенного "слабого" взаимодействия между ступенями без существенной потери точности в оценке аэродинамических сил на РЛ. При этом предполагалось, что распределение статического давления в межступенчатом зазоре вдоль радиуса от периферии к корню имеет постоянный положительный градиент, величина которого основана на данных опытов по изучению структуры течения в межступенчатом зазоре при наличии отбора [2]. Зависимость давления, отнесенного к полному давлению перед ступенью А, вдоль радиуса в характерных точках диаграммы I, II, III представлена на рис. 1.

Некоторые результаты расчетов, относящиеся к структуре потока в рабочих венцах, а также характеристики переменных аэродинамических сил на РЛ ступеней отсека даны на рис. 2, 3.

Обтекание рабочих венцов отсека за время полного оборота ротора характеризуется низкочастотными (НЧ) изменениями полей газодинамических параметров, вызванными неосесимметричным распределением давления за ступенью А, и высокочастотными (ВЧ) пульсациями от шаговой неравномерности течения в межвенцовых зазорах, частота которых определяется соотношением чисел лопаток статора и ротора.



Р и с. 2. Распределение давления по профилю РЛ в корневом (а) и периферийном (б) сечениях при различных мгновенных положениях рабочих каналов на диаграмме



Р и с. 3. Амплитудно-частотная характеристика ПАС в периферийном, среднем и корневом поясах РЛ предотборной (1-3) и послеотборной (4-6) ступеней. F_{cp} - средняя сила, действующая на пояс

Вследствие неравномерности статического давления за РЛ ступени А теплоперепад на рабочую решетку изменяется во времени, при этом НЧ пульсации скорости достигают 12...15% местной скорости звука. Неравномерность противодавления проникает вверх по потоку до выходных кромок направляющих лопаток, вызывая значительные изменения статического давления по обводам профилей в сечениях РЛ (см. рис. 2).

Ступень Б менее нагружена, чем ступень А, и характеризуется дозвуковым режимом обтекания с выраженным диагональным характером течения в рабочих каналах, особенно в местах минимальных перепадов давления (точка III). При обтекании сопловых лопаток, расположенных в этой области, на периферии проточной части расчетом выявлена область противотока из сопловых каналов навстречу основному потоку, протяженность которой периодически изменяется во времени в осевом направлении и достигает 30...35% длины межступенчатого зазора.

В рабочих каналах ступени Б в отличие от ступени А за время

оборота ротора НЧ пульсации статического давления и скорости распределены более равномерно по всей поверхности лопатки. При приближении рабочей лопатки к области Ш (см. рис. 1) изменения в распределении давления по поясам увеличиваются к периферии (см. рис. 2), что качественно согласуется с данными опытов по структуре потока в зазорах [4] и указывает на диагональный характер течения в рабочем канале при прохождении им дуги отбора.

ВЧ пульсации давления оказывают основное воздействие на переднюю часть каждой РЛ на протяжении 15...20% ширины лопатки, затухая вниз по потоку. Слабое влияние шаговой неравномерности на распределение давления по лопаточным поверхностям объясняется большими относительными межвенцовыми зазорами.

Интегрирование нестационарных распределений статического давления вдоль лопаточных поверхностей дает переменную полную аэродинамическую силу (ПАС), действующую на РЛ в течение полного оборота ротора. Результаты гармонического анализа ПАС в виде их амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) приведены на рис. 3. для периферийных, средних, корневых поясов рабочей лопатки ступеней А и Б. Амплитуда ПАС \bar{P} обезразмерена отнесением к произведению $\rho_* a_*^2 \ell^2$, где ℓ - высота рабочей лопатки, и дана в виде функции дискретного ряда гармоник с частотой, кратной частоте вращения ротора.

Анализ ПАС и их спектра показывает существенное превышение амплитуды НЧ пульсаций (1 - 3-я гармоники) над амплитудой ВЧ пульсаций сил от шаговой неравномерности (154-я, 194-я и кратные им гармоники). Спектр ПАС в низкочастотной части определяется в основном спектральным составом неравномерности статического давления в межступенчатом зазоре, что свидетельствует о линейном характере силового взаимодействия между рабочими лопатками и потоком в рассматриваемом примере. Сравнение АЧХ ПАС на рабочих лопатках предотборной и послеотборной ступеней демонстрирует качественные различия в распределении сил вдоль длины лопатки как по изменению амплитуды, так и по фазовым характеристикам. Обращает на себя внимание подобие гармонического состава АЧХ сил в поясах РЛ послеотборной ступени и распределения статического давления на периферии межступенчатого зазора, что указывает на необходимость строгого учета всех факторов, участвующих в формировании структуры неравномерности давления в тракте отбора.

Библиографический список

1. Соколовский Г.А., Гнесин В.И. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашинах. - Киев: Наук. думка, 1986. - 260 с.
2. Гнесин В.И., Солодов В.Г. Влияние неоднородности потока в камере отбора и в выхлопном патрубке на нестационарные характеристики турбинной ступени //Теплоэнергетика. - 1988. - № 4. - С. 22-26.
3. Гнесин В.И., Солодов В.Г. Аэродинамическое взаимодействие двух турбинных ступеней с промежуточным отбором рабочего тела //Тез. докл. XI Всесоюз. конф. по аэроупругости турбомашин, Ужгород, сент. 1987 г. - Киев: ИПШ АН УССР, 1987. - С. 6-7.
4. Лапин Н.В., Марченко Ю.А. Организация отборов пара в проточной части и их влияние на экономичность ступеней //Тр. ЦКТИ.-1981. - Вып. 184. - С. 106-112.
5. Прокопенко А.Г., Лазаренко А.В., Палийчук А.С. и др. Исследование полей давления в камере ступени регенеративного отбора паровой турбины //Теплоэнергетика.-1969. - № 5. - С. 41-43.
6. Гоголев И.Г., Перевезенцев В.Т., Осипов А.В. и др. Исследование пространственной структуры потока в камере отбора теплофикационной паровой турбины //Теплоэнергетика. - 1979. - № 3. - С. 48-51.

УДК 629.7.036.017.1

Н.И.Епишев, В.П.Кажаев

ВЕРОЯТНОСТНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ МНОЖЕСТВЕННЫХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ГТД ПО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

В работе рассматриваются неисправности проточной части ГТД и излагаются основы метода разделения неисправных узлов - компрессоров, турбин, камеры сгорания. Метод основан на вероятностном разделении неисправностей в пространстве признаков, которыми являются отклонения измеряемых параметров. Необходимость вероятностного распознавания обуславливается погрешностью измерения. Количественные оценки погрешностей используются наряду с отклонениями измеряемых параметров.

Предлагаемый метод предназначен для оценки состояния узлов проточной части двигателя при длительных испытаниях, а также для оценки