

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ ОАО «ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ»

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., А.А. Коженков, инженер, В.И. Иовлев, к.т.н.,
А.Н. Сухарев, инженер; ООО «Турбоком»

В.А. Потанин, зам. главного конструктора; ОАО «Пензадизельмаш»

Рост среднего эффективного давления двигателей, улучшение их топливной экономичности и снижение вредных выбросов требует наличия турбокомпрессоров с высоким давлением наддува. Возникающие при проектировании проточных частей компрессора и турбины задачи оптимизации их расходных и вибрационных характеристик решаются с использованием методов трехмерного компьютерного моделирования. Возможности указанного подхода рассмотрены на примере работы, выполненной для ОАО «Пензадизельмаш» при проектировании рабочих колес турбокомпрессора со степенью повышения давления 3,8 для дизеля 6ЧН26,5/31 мощностью 1500 кВт. Спроектированы и оптимизированы реактивное колесо компрессора объемного профилирования и колесо осевой турбины с пакетным бандажом.

Основные тенденции развития двигателей, такие как рост среднего эффективного давления, улучшение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами приводит к необходимости создания агрегатов наддува с высокими степенями повышения давления. Конструктивные решения, закладываемые на стадии проектирования рабочих колес турбокомпрессора (ТК), должны обеспечивать КПД агрегата на уровне 62–65 % и ресурс надежной работы не менее 30 т. ч.

Решение поставленной задачи предполагает как улучшение аэродинамики проточных частей компрессорной и турбинной ступеней, так и численную оптимизацию прочностных и вибрационных характеристик рабочих колес. Одним из способов улучшения газодинамических характеристик агрегата наддува является использование реактивного колеса центробежного компрессора объемного профилирования [1] и осевой турбины с бандажом [2]. Расчет и оптимизация конструкции проводятся с привлечением методов трехмерного компьютерного моделирования.

Особенности указанного подхода рассмотрены на примере работы, выполненной для ОАО

«Пензадизельмаш» при проектировании рабочих колес турбокомпрессора дизеля 6ЧН26,5/31 с системой рециркуляции мощностью 1500 кВт при 1000 об/мин со средним эффективным давлением 18 бар и степенью повышения давления в компрессоре 3,8. Работа включена в федеральную целевую программу «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

Выбор основных параметров для профилирования проточной части турбокомпрессора

Основные размеры проточной части компрессора и турбины для профилирования выбираются по результатам газодинамических расчетов с учетом экспериментальных данных. При наружном диаметре рабочего колеса компрессора 260 мм коэффициент напора компрессора, определяющий окружную скорость колеса для получения требуемой степени повышения давления, заложен равным 1,22 для $\beta_{2л} = 65-70^\circ$. Для коэффициента расхода на входе в колесо принято значение $C_m = 0,30$, которое соответствует оптимальному относительному диаметру входа в колесо 0,65. Осевая протяженность полной лопатки равна 90 мм, что составляет 0,346 от наружного диаметра колеса и близко к оптимальному значению этого параметра.

Проточная часть турбины проектировалась с учетом использования хорошо зарекомендовавшей себя лопатки, находящейся в серийном производстве. За основу была принята проточная часть с диаметром ступицы рабочего колеса 168 мм, наружным диаметром 238 мм и числом лопаток 34. На основании газодинамических расчетов при степени реакции 0,40 и значении угла потока на выходе из соплового аппарата 16° был определен угол установки лопатки для получения требуемой площади на выходе.

Применение реактивного колеса компрессора связано со снижением коэффициента напора компрессора, поэтому получение той же степени повышения давления требует либо увеличения диаметра колеса компрессора при той же частоте вращения, либо увеличения частоты вращения. При этом для сохранения режима работы турбины

по коэффициенту напора, необходимо, чтобы ее диаметр был меньше диаметра колеса компрессора. Выбранное значение наружного диаметра колеса позволяет обеспечить работу турбины на расчетном режиме с коэффициентом напора 2,3–2,4.

Методика профилирования лопаток реактивного колеса компрессора

Методика профилирования лопаток реактивного колеса основана на описании профильных поверхностей спинки и корытца лопатки прямыми образующими, расположенными под углом ψ к оси колеса. При этом во входной части рабочего колеса (РК) образующая перпендикулярна оси колеса, а в выходной — параллельна оси (рис.1). Закон изменения угла ψ от осевой координаты h_n подбирается при профилировании и описывается кубическим полиномом Эрмита с учетом заданных граничных условий.

Лопатка профилируется от базовой срединной поверхности, которая описывается образующей, скользящей по некоторой кривой вдоль оси колеса с плавным отклонением образующей от радиального направления и плавным изменением углов этой кривой в цилиндрических сечениях. Выходная часть базовой поверхности формируется в сечениях, перпендикулярных оси колеса, входная — в цилиндрических сечениях.

Реактивность лопатки определяется отклонением ее образующей от радиуса в сечении, пер-

пендикулярном оси колеса. Для безотрывного течения в выходной части РК желательно плавное изменение радиуса кривизны лопатки по контуру диска от значения, близкого к бесконечности R_{PK} на каком-либо радиусе R_{df} колеса до задаваемого конечного значения R_{KD} на выходе из РК на диаметре D_2 .

Для удобства расчетов используются параметры кривизны — величины, обратные радиусу. Кроме радиусов кривизны задают угол отклонения образующей срединной поверхности лопатки у диска δ_m на выходе из колеса. Кривизна плавно меняется от заданного значения на выходе из РК ($K_D = 1/R_{KD}$) до значения на радиусе R_{df} диска ($K_P = 1/R_{KP} = 0$). Зависимость кривизны от радиуса описывается с помощью кубического полинома Эрмита.

Изменение угла отклонения от радиуса $d\delta$ определяется изменением кривизны K (рис. 2):

$$d\delta = K \cdot dS, \quad (1)$$

где $dS = (R - R')/\cos(\delta)$, R и R' — радиусы двух соседних сечений РК.

Текущее значение угла отклонения от радиуса на контуре диска

$$\delta = \delta - d\delta \quad (2)$$

и угла профиля лопатки

$$\varphi' = \varphi + d\varphi, \quad (3)$$

где $d\varphi = S_K/R'$, $S_K = (R - R')\text{tg}(\delta)$.

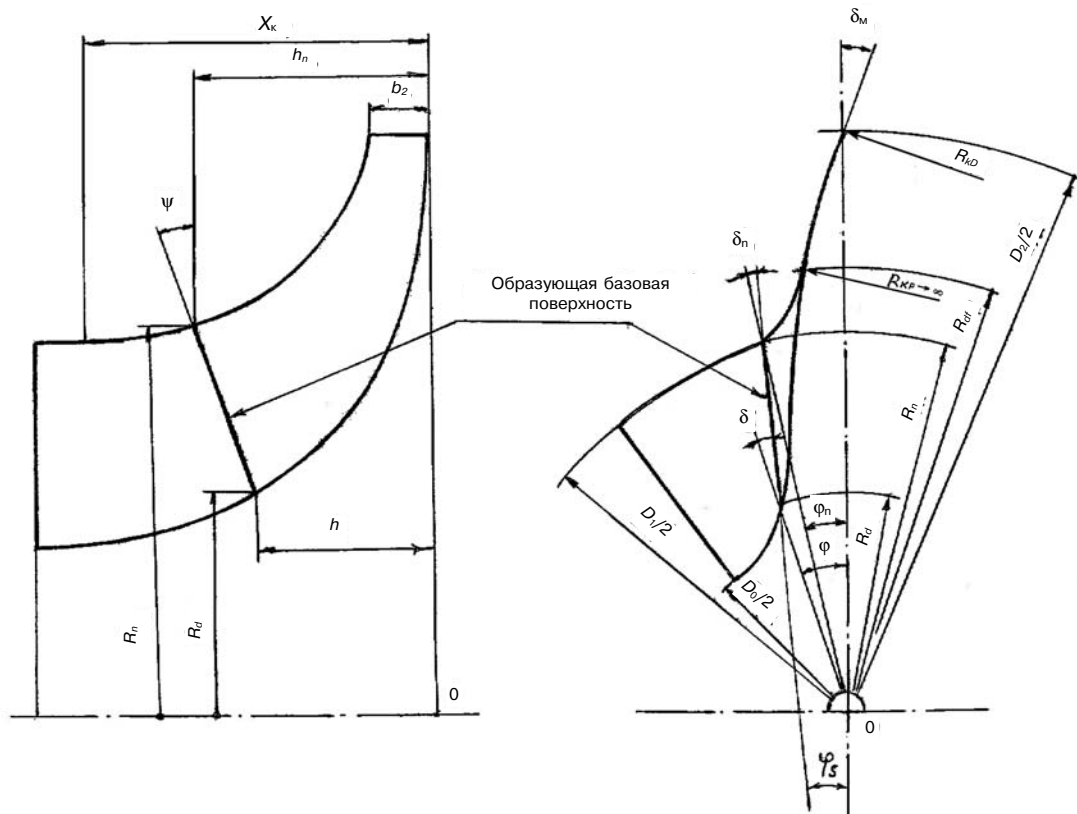


Рис. 1. Базовая поверхность полной лопатки реактивного колеса центробежного компрессора

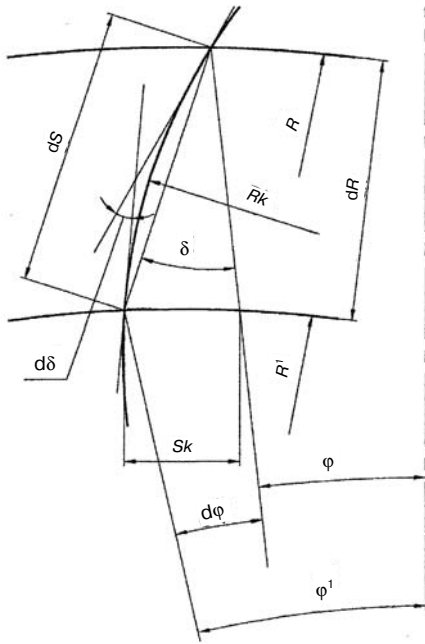


Рис. 2. Схема формирования выходной части лопатки

Между углом отклонения образующей базовой поверхности у диска δ и у проточки δ_n имеется однозначное соответствие

$$\delta_n = \arcsin(R_d \cdot \sin(\delta) / R_n) \quad (4)$$

и

$$\varphi_n = \varphi + \delta_n - \delta. \quad (5)$$

При известных значениях углов φ_n , φ и радиусов, можно определить координаты базовой поверхности на проточке и диске.

Кроме указанных выше параметров рассчитываются: угол профиля лопатки в цилиндрическом сечении на наружной проточке β , у диска β_d и угол отклонения образующей профиля от вертикали φ_s .

При достижении фиксированного радиуса колеса R_{df} дальнейшее профилирование выполняется скольжением образующей базовой поверхности по кривой зависимости угла β от осевой координаты h в цилиндрических сечениях. Кривая рассчитывается с использованием полинома Эрмита и удовлетворяет граничным условиям на входе в колесо и в точке фиксированного радиуса R_{df} .

Угол отклонения образующей базовой поверхности лопатки от радиуса (ее реактивность) интерполируется на контуре диска полиномом Эрмита от значения δ_{df} при фиксированном h_{nf} (R_{df}) до нуля при $h = x_d$ с заданием углов касательных на концах. Варьирование значениями указанных величин, а также параметром x_d , меняет профилировку лопатки. При этом x_d может быть больше осевой протяженности колеса. В этом случае входная кромка лопатки будет отклонена от радиуса.

Для укороченной лопатки выполняются аналогичные расчеты с заданием соответствующих граничных условий на входной кромке лопатки и сохранением аналогичных варианту расчета полной лопатки условий для фиксированного радиуса R_{df} .

Для формирования корытца и спинки лопатки задаются толщины лопаток по контуру наружной проточки и по диску. Отсчет толщин ведется от базовой срединной поверхности в плоскости, перпендикулярной оси колеса. Толщина лопаток задается на ее концах и в средней части. Промежуточные значения толщин интерполируются полиномом Эрмита, удовлетворяющим заданным в тех же сечениях значениям углов касательных.

Для обеспечения плавного обтекания начального участка лопатки входным потоком воздуха необходимо скругление входных кромок. Для выполнения этой операции в программе предусмотрена численная процедура построения кромок. Алгоритм расчета основан на применении метода Ньютона для итерационного нахождения параметров эллипса (в частном случае — окружности), вписанного в профиль толщины лопатки, образованный спинкой и корытцем, на диске и проточке, на входе в РК.

Проектирование реактивного колеса центробежного компрессора проводилось с использованием компьютерной программы, созданной в среде MS Fortran PS. Ввод и хранение исходных данных, а также управление процессом расчета и просмотра результатов осуществляется с использованием базы данных пакета MS Access. Выводимая графическая информация позволяет качественно оценить профилировку колеса. Так, по цилиндрической развертке на диаметре входа определяется пропускная способность колеса, характеризующаяся углом установки лопатки на входе или отношением диаметра окружности, вписанной в межлопаточный канал между полными лопатками на входе, к шагу между ними (рис. 3).



Рис. 3. Развертка цилиндрического сечения межлопаточного канала, образованного двумя полными и укороченной лопатками

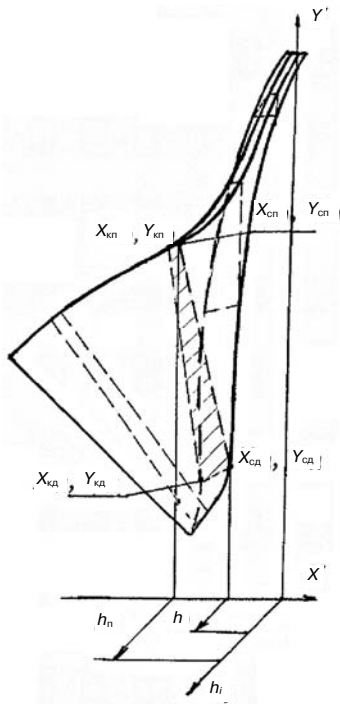


Рис. 4. Лопатка реактивного колеса

Укороченная лопатка выполняется аналогично полной только в выходной части. Ее входная часть имеет собственную профилировку, обеспечивающую равенство площадей проходных сечений на входе в сдвоенные каналы. Для контроля равенства этих площадей используются цилиндрические сечения на диаметре входа и вблизи диаметра ступицы с выводом на графике соответствующих размеров сечений (см. рис. 3). Положение образующих лопаток определяется тремя координатами на контуре диска и наружной проточки:

для корытца — $X_{кл}, Y_{кл}, h$ (диск), $X_{кп}, Y_{кп}, h_n$ (проточка) и для спинки — $X_{сд}, Y_{сд}, h$ (диск), $X_{сп}, Y_{сп}, h_n$ (проточка), показанными на рис. 4.

После выполнения профилирования проводится трехмерный (3D) конечно-элементный анализ статической прочности, а также частот и форм свободных колебаний лопаток колеса. По результатам анализа с учетом характера спектра возмущающих сил вносятся изменения в конструкцию для обеспечения требуемых запасов прочности и желательного распределения

собственных частот лопаток. Общий вид спроектированного колеса компрессора на степень повышения давления до 3,8 приведен на рис. 5.

Анализ статической прочности колеса компрессора

Оптимизационные расчеты проводились с использованием модели циклического сегмента (ЦС) — 1/9 части диска с длинной и укороченной лопатками. Частота вращения колеса $n = 34\,600$ об/мин, материал колеса — сплав типа АК. В процессе оптимизации варьировались значения толщин лопаток и радиусов галтелей. В результате достигнуто выравнивание уровня напряжений по материалу колеса и снижение максимумов напряжений в диске и лопатках примерно на 20 % по сравнению с исходным вариантом профилировки. Поскольку отличие расчетных значений напряжений для моделей ЦС и полного колеса не превышало 2–3 %, а для корректного частотного анализа необходимо применение полной модели, все дальнейшее изложение ведется применительно к последней.

Расчетная схема удовлетворяла условиям свободной посадки колеса на вал и нагрузки ступичной части диска осевым усилием от затяжки компрессорной гайки. Конечно-элементная сетка (КЭ) модели, созданная на базе квадратичных конечных элементов, с общим числом узлов примерно 176 000 показана на рис. 6.

Рис. 7 иллюстрирует деформацию лопаток и распределение главных наибольших напряжений σ_1 в материале колеса. Центробежная нагрузка вызывает тангенциальный изгиб лопаток и характерный для радиальных колес осевой прогиб периферийной части диска между лопатками, выполняющими роль ребер жесткости. Области максимальных значений σ_1 наблюдаются в средней части галтелей длинных лопаток со стороны спинки. Полученный результат объясняется не-

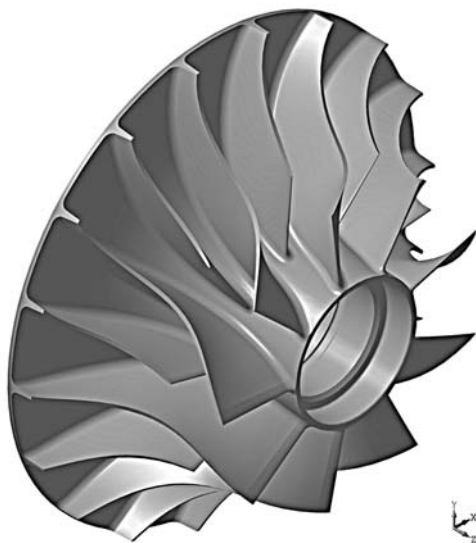


Рис. 5. Общий вид колеса компрессора

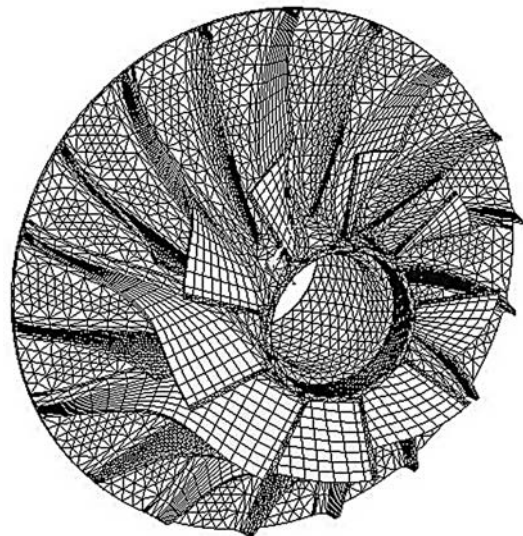


Рис. 6. КЭ модель колеса компрессора

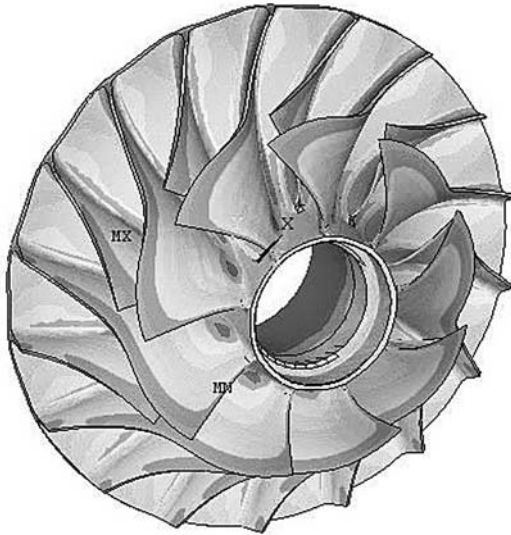


Рис. 7. Деформация и главные напряжения σ_1 в материале реактивного колеса компрессора

радиальностью образующих, соединяющих контуры спинки и корытца на проточке и диске, и связан с пространственной профилировкой поверхностей лопатки реактивного колеса. В разработанной конструкции зоны главных наибольших напряжений практически совпадают с радиальными изгибными напряжениями σ_r .

Следующая по уровню интенсивности и главных наибольших напряжений — область материала на поверхности расточки колеса с тыльной стороны ступицы (здесь σ_1 близки к растягивающим тангенциальным напряжениям σ_t). Высокие напряжения наблюдаются также в зоне сопряжения тыльной стороны диска с балансировочным буртом и в периферийном уплотнительном гребне. Отметим, что отношение наибольших главных напряжений и интенсивности напряжений σ_i для всех перечисленных областей близко к единице, что свидетельствует о малой вероятности хрупкого разрушения материала колеса в местах концентраторов напряжений.

В целом полученные расчетные значения напряжений и запасов статической прочности позволили рекомендовать спроектированное реактивное колесо для работы на степени повышения давления до 3,8.

Частотная диаграмма колеса компрессора

Наиболее сильным источником вибрационных возмущений колеса компрессора является лопаточный диффузор (ЛД). Выбор оптимального числа лопаток диффузора позволяет отстроить частоты его возмущающих гармоник от собственных частот колебаний лопаток и диска и тем

самым минимизировать уровень ожидаемых динамических напряжений в материале колеса. Такой выбор осуществлялся с использованием частотной диаграммы, построенной по результатам модального анализа [3] полного колеса с учетом ЦБС (рис. 8).

На диаграмме нанесены кривые частот свободных колебаний колеса и лучевые линии, соответствующие гармоникам ЛД с кратностями от 9 до 21. Отметим, что в случае изготовления колеса фрезерованием — технологическое отличие частот отдельных лопаток предполагается малым, поэтому на диаграмме представлены линии, а не полосы допускаемых отклонений частот лопаток.

Пересечения кривых частот собственных колебаний колеса с линиями возмущающих гармоник дают критические частоты вращения, от которых желательно отстроиться при степенях повышения давления $\pi_k > 2,0-2,2$ ($n > 23\ 000-25\ 000$ об/мин).

Спектр колебаний полного колеса содержит 24 собственные частоты и формы, среди которых имеются парциальные лопаточные, дисковые и связанные лопаточно-дисковые формы колебаний. Структура спектра позволяет разбить его на пять групп (см. рис. 8), цифрами в левой части диаграммы указаны значения крайних частот групп. Справа от поля диаграммы приведены

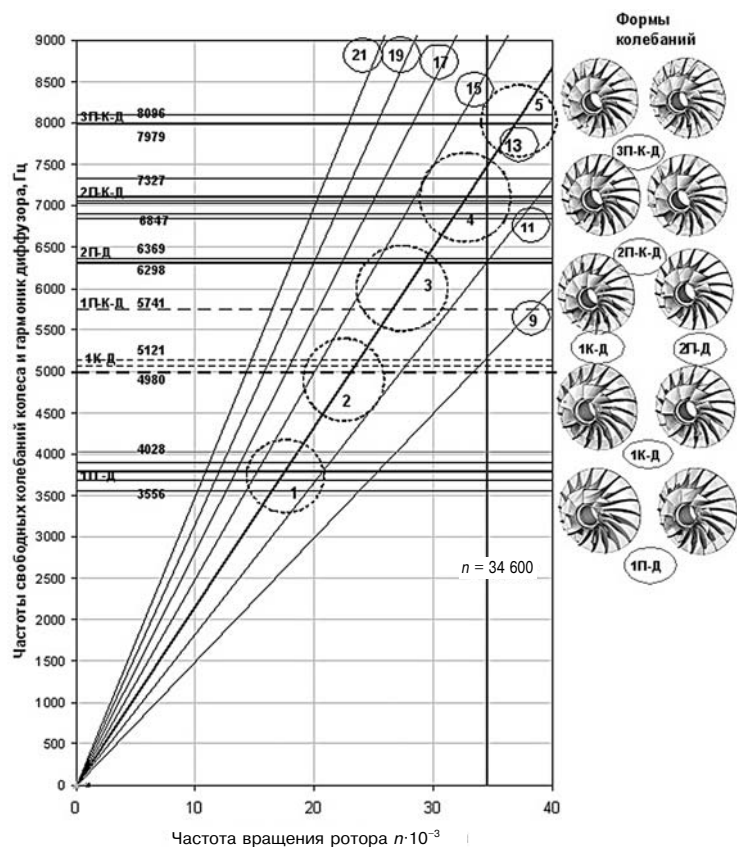


Рис. 8. Частотная диаграмма реактивного колеса компрессора

изображения характерных для группы собственных форм. Буквенно-цифровые обозначения идентифицируют формы по порядку следования и преимущественному возбуждению того или иного элемента колеса: 1, 2, 3 — номер формы (число узловых областей), П- полная лопатка, К- укороченная лопатка, Д- диск.

Как следует из диаграммы, спектр собственных частот колеса практически перекрывает область возмущающих гармоник диффузора с числом лопаток от 9 до 21 шт., что затрудняет возможность полной отстройки от возмущающих гармоник ЛД. Оптимальным числом лопаток диффузора следует признать число 13, обеспечивающее наилучшую отстройку резонансов при номинальной частоте вращения колеса 34 600 об/мин и приемлемую работу на частичных режимах с пониженными π_k .

Области, подлежащие оценке с точки зрения опасности возбуждения колебаний колеса гармониками ЛД с 13 лопатками, обведены на рис. 8 пунктирными окружностями 1, 2, ..., 5.

Первая (3556–4028 Гц) и пятая (7693–8096 Гц) частотные группы располагаются вне интересующего нас интервала частот и режимов работы колеса. Первая — в области низких частот вращения (и, соответственно, π_k), пятая — заведомо выше и поэтому не представляют опасности вибрационного разрушения.

Резонансы второй и третьей групп (частоты 4980–6369 Гц) лежат в диапазоне частичных режимов работы ТК с пониженными скоростями вращения $n < 28\ 000$ об/мин. Наиболее потенциально опасна четвертая группа собственных частот (6847–7327 Гц) вблизи $n = 34\ 600$ об/мин (577 Гц), $\pi_k = 3,8$.

Подробный анализ форм колебаний колеса 2-й и 3-й групп показал, что связанные лопаточно-дискосые формы имеют 2–4 узловых диаметра по диску, при этом максимумы амплитуд первой и второй изгибных форм колебаний лопаток локализованы в их входной части.

Для 4-й группы наблюдается аналогичная картина. Близкие к парциальным, 2-е изгибные формы колебаний лопаток (6847–6902 Гц) имеют наибольшие амплитуды на входной кромке и различные фазы для отдельных лопаток колеса. Формы колебаний в интервале 7012–7073 Гц носят преимущественно осевой характер и связаны с колебаниями диска.

Ближайшая к номинальному режиму работы ($n = 577$ Гц) форма колебаний относится к типу 2-П-К-Д и имеет частоту 7327 Гц (соответствующая резонирующая гармоника 13-й кратности $n_{13} = 7497$ Гц, отстройка 170 Гц). Данная форма колебаний относится к связанной лопаточно-дискосой с максимальной амплитудой в верхней входной части длинной лопатки и относительно

малыми амплитудами укороченной лопатки. Число узловых диаметров диска для данной формы равно шести.

В целом лопаточные формы колеса компрессора с частотами до 7900 Гц локализованы во входной части лопаток, где возмущения, вызываемые ЛД, установленном на выходе из колеса, относительно невелики. Возбуждение колебаний при близкой к номинальной частоте вращения связанных лопаточно-дискосых форм с 5-ю и 6-ю узловыми диаметрами на диске при числе лопаток диффузора 13 и соотношении чисел лопаток колеса и диффузора 18/13 может быть оценено как маловероятное.

Таким образом, проведенный модальный анализ подтвердил обоснованность выбора в качестве оптимального варианта диффузора с 13-ю лопатками.

Статическая и динамическая прочность колеса турбины

Основной задачей при проектировании колеса турбины была оптимизация конструкции пакетного бандажа литого колеса по газодинамическим и прочностным критериям. Поскольку моделирование трехмерного течения газа в турбине трудоемко, а основные газодинамические требования к покрывающему колесо бандажу достаточно очевидны, прочностной оптимизации предшествовала конструкторская проработка 3D модели бандажа. Проведенное исследование показало, что обеспечение плавного безударного входа потока на периферии колеса возможно при использовании для сопряжения полки и лопаток галтелей переменного радиуса — минимального на входной кромке лопаток и максимального в средней части спинки и корытца. При этом удается минимизировать и осевое свисание бандажной полки, существенно снизив напряжения в полке и в верхних галтелях лопаток.

Следующим необходимым шагом для повышения прочности материала пакетного бандажа, как показал численный анализ, является частичное удаление консолей полок между пакетами лопаток. При относительно небольшом влиянии открытия стыков между пакетами (6 стыков на 34 канала) на КПД турбины имеет место 40–50 %-ное снижение напряжений в материале крайних частей бандажа. Один из расчетных вариантов технологически простого межпакетного разреза был принят в качестве окончательного.

Переходя к описанию методики и результатов проектирования турбины, отметим имеющее место для пакетного бандажа, отличие напряженного состояния материала лопаток и полки внутри и на стыках пакетов. Это предполагает, вообще говоря, проведение оптимизации на модели полного колеса. В силу большой численной

размерности задачи на стадии вариантных расчетов целесообразно использовать модель двойного сегмента для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) крайних лопаток и консолей бандажа смежных пакетов. Для внутренних лопаток и участков бандажа при достаточно большом числе лопаток в пакетах допустима стандартная модель циклического сегмента колеса с одной лопаткой. Уточнение решения для полного колеса с несколькими пакетами и различным числом лопаток в пакетах проводится на заключительной стадии моделирования.

НДС окончательного варианта рассчитывается с учетом теплообмена вращающегося колеса с потоком горячих газов, т. е. на основании решения задач теплопроводности и термоупругости [4].

Твердотельные модели оптимизированного колеса турбины с 6-ю пакетами лопаток и рекомендованной конфигурацией межпакетных разрезов, а также единичного (1/34 часть колеса) и двойного сегментов показаны на рис. 9. Положение сегментов на колесе выделено темными тонами.

Расчетная схема предусматривала учет влияния левого и правого полувазов ротора (на рисунках не показаны) на НДС колеса. Граничные условия закрепления конструкции как твердого тела ставились на свободном конце входного полувала.

КЭ сетка модели полного колеса содержала около 295 000 узлов (рис. 10). Густота сеток в

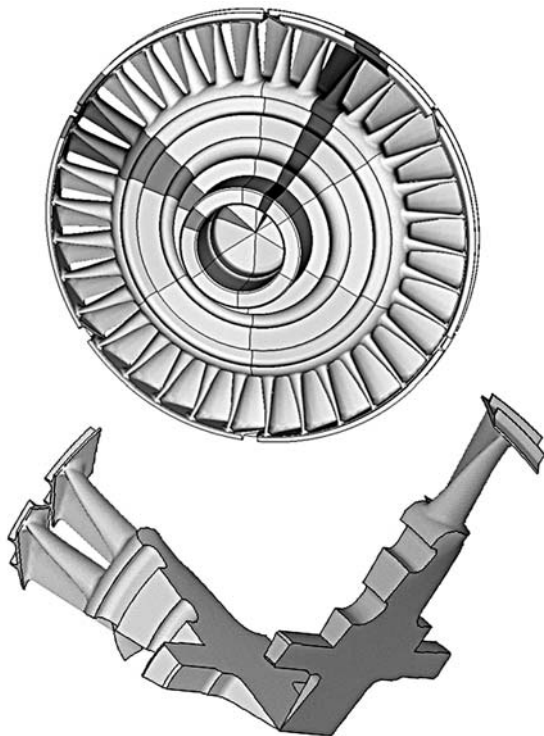


Рис.9. Модели полного колеса, единичного и двойного циклических сегментов турбины

оптимизационных расчетах на моделях сегментов была примерно в 5–6 раз выше.

Рис. 11 иллюстрирует деформацию колеса и распределение σ_1 от ЦБС. Перемещения даны в увеличенном масштабе; в левой части рисунка показан фрагмент верхней части лопатки и бандажной полки (ракурс — со стороны входа в колесо). Как видно из рис. 11, галтели входных частей лопаток испытывают моментную нагрузку, вызываемую прогибами полки между лопатками. Перо лопатки растянуто под действием собственных ЦБС и центробежных сил полки. Максимальные значения растягивающих напряжений σ_1 имеют место в материале галтелей со стороны спинки. Здесь наибольшие физические напряжения — тангенциальные σ_t , составляющие примерно 80 % от уровня σ_1 .

Главные сжимающие напряжения наблюдаются в средних частях межлопаточных пролетов в материале входного уплотнительного гребня бандажа. На рис. 11 местам экстремальных значений напряжений в материале колеса и его фрагмента соответствует более темная окраска.

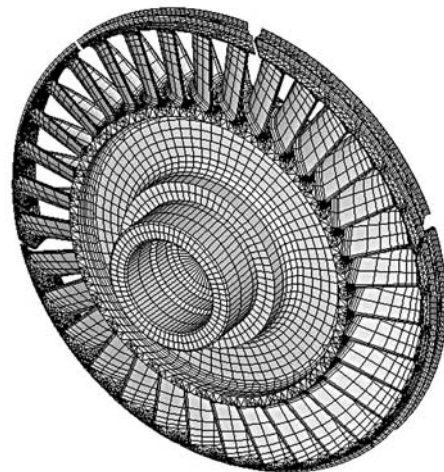


Рис. 10. КЭ модель колеса турбины

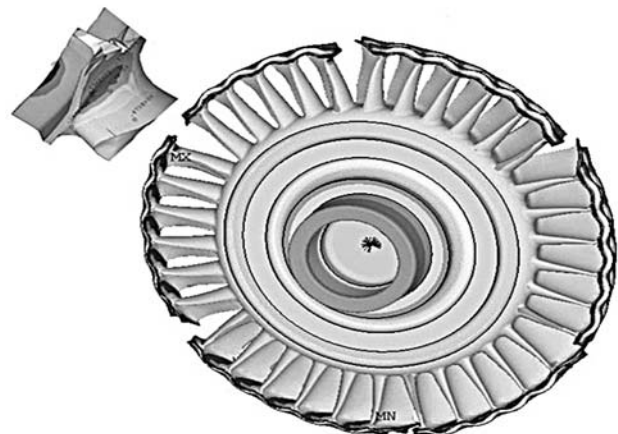


Рис.11. Деформация и главные напряжения σ_1 в материале колеса на входе в турбину

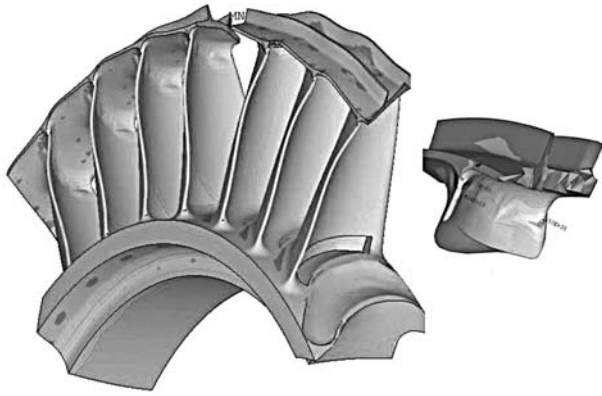


Рис. 12. Деформация и радиальные напряжения σ_r в материале лопаток и банджа смежных пакетов на выходе из колеса

Качественно иной характер деформаций имеет место для участка банджа со стороны выхода из колеса, НДС которого представлено на рис. 12. На рисунке показаны фрагменты соседних пакетов лопаток с ободом диска и верхняя часть лопатки с фрагментом полки. Полка в данном месте конструкции ведет себя как жесткая, ее центробежные силы растягивают и скручивают выходные кромки лопаток. Главными для податливой на изгиб и растяжение тонкой выходной кромки лопатки становятся радиальные напряжения σ_r (95 % от уровня σ_1). Наибольшие значения напряжений возникают уже не в самой галтели, а в материале верхней части пера лопатки.

В целом использование верхних галтелей переменного радиуса, уменьшение осевой консолидности полки и удаление частей консолей полок между пакетами выравнивают и снижают максимальные напряжения в концентраторах банджа и лопаток на 30% по сравнению с исходным вариантом. Полученные расчетные коэффициенты запаса длительной прочности колеса турбины из жаропрочного никелевого сплава имеют допустимые значения. Отметим, что в ка-

честве исходного был взят предоставленный заказчиком, вариант банджа турбины ТК близкого типоразмера, достаточно хорошо проработанный.

Анализ частот и форм свободных колебаний конструкции проводился с использованием моделей двойного сегмента и полного колеса турбины с учетом инерционных сил, $n = 34\,600$ об/мин. Как показало моделирование, различное число лопаток в пакетах, связанность колебаний лопаток, пакетов и диска приводят к сложной структуре частотного спектра колеса. Собственные частоты образуют группы с подобными по конфигурации и отличающимися по фазе формами колебаний отдельных пакетов и лопаток колеса.

Для рассматриваемой конструкции турбины частоты трех первых форм колебаний лопаток и диска лежат в интервале 4000–6500 Гц.

При общем трехмерном характере колебания по первой изгибной форме (рис. 13, а) происходят в плоскости наименьшей жесткости лопаток, преимущественно в тангенциальном направлении. Две половины колеса колеблются в противофазе.

Для второй формы (изгибно-крутильной) тангенциальная и осевая составляющие вектора колебаний примерно равны (рис. 13, б). Колебания пакетов и лопаток колеса синфазны.

Третьей по порядку идет, показанная на рис. 13, в 2-я изгибная парциальная лопаточная форма колеса. Направление перемещений при колебаниях по данной форме — тангенциальное. Фазы лопаток совпадают.

Как известно из практики, наиболее опасными с точки зрения вибрации являются рассмотренные выше 1-я и 2-я изгибные формы колебаний лопаток. Возбуждение данных форм колебаний импульсами отработавших газов из цилиндров двигателя зависит от степени повышения давления, системы наддува двигателя, числа цилиндров и вводов в турбину. Первая возмущающая гармоника соплового аппарата с числом лопаток 24 лежит в нашем случае в области высоких частот.

В заключение отметим, что для расчета динамических напряжений и определения запасов прочности колеса по критерию циклической прочности σ_{-1} необходимы поля амплитуд и фаз пульсаций полного давления в каналах. Соответствующие исследования, включающие моделирование течения в турбинной ступени, проводятся в настоящее время

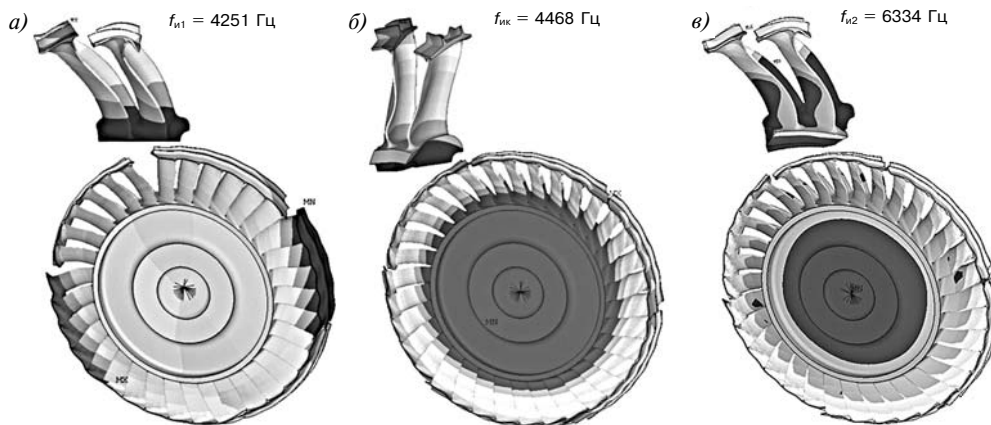


Рис. 13. Низшие лопаточные формы колебаний колеса турбины

специалистами ОАО «Пензадизельмаш» с использованием пакета FlowVision. Результаты представленного модального анализа турбины позволяют качественно оценить опасность возбуждения той или иной собственной формы колеса и дают диапазоны частот, в которых должна быть рассчитана вынужденная вибрация колеса.

Заключение

1. Спроектирована проточная часть компрессора с реактивным колесом, оптимизированным по прочностным и вибрационным характеристикам.

2. Предложен и подтвержден результатами численного моделирования теплового и напряженного состояния наиболее целесообразный вариант пакетного бандажа колеса турбины.

3. Рекомендуемая конструкция рабочих колес турбокомпрессора соответствует требованиям газодинамической эффективности, обеспечивает

приемлемые запасы прочности и может быть использована для турбокомпрессора со степенью повышения давления до 3,8.

Литература

1. Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Коженков А.А. Проектирование компрессорной ступени высокого давления для ГТУ // Двигателестроение. — 2007. — № 1. — С. 26–29.
2. Neuenschwander, M.Thiele, M. Seiler, ABB Turbo Systems Ltd, Switzerland "New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes", Paper № 128, CIMAC Congress 2010, Bergen
3. Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа / Пер. с англ. под ред. И.Н. Коваленко. — М.: Мир, 1983, 312 с.
4. Локай В.И., Бодунов М.И., Жуйков В.В., Щукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1985, 216 с.

ПАМЯТИ В.А. ПОТАНИНА

**На 76 году жизни 31 декабря 2012 г.
скоропостижно скончался
заместитель главного конструктора
ОАО «Пензадизельмаш»**

Вячеслав Алексеевич Потанин

В.А. Потанин начал свою трудовую деятельность на Пензенском дизельном заводе в 1959 г. после окончания Брянского института транспортного машиностроения по специальности «Турбиностроение».

С 1962 г. (год организации специального конструкторского бюро турбокомпрессоростроения — СКБТ) В.А. Потанин работал практически на всех инженерных и руководящих должностях — от инженера-конструктора до генерального директора и главного конструктора СКБТ. До последних дней В.А. Потанин продолжал производственную деятельность в должности заместителя главного конструктора по турбокомпрессоростроению ОАО «Пензадизельмаш».

В современной России В.А. Потанин был одним из наиболее квалифицированных специалистов по турбокомпрессорам и системам наддува дизелей. При его непосредственном участии разработаны и поставлены на серийное производство более 40 модификаций турбокомпрессоров одиннадцати типоразмеров для дизелей различного назначения в ОАО «Пензадизельмаш» и ОАО СКБТ. Общее количество выпущенных турбокомпрессоров этой серии превышает 150 тысяч штук. Под руководством В.А. Потанина в содружестве с ведущими отечественными предприятиями и научно-исследовательскими институтами теоретически и экспериментально были исследованы наиболее распространенные схемы и системы наддува.

В последние годы под руководством В.А. Потанина и его непосредственном участии на производственной базе ОАО «Пензадизельмаш» была создана унифицированная серия турбокомпрессоров типа ТК32, параметры которых по показателям эффективности не уступают зарубежным аналогам ведущих мировых производителей, а по показателям надежности даже превосходят их. Реализация этого проекта позволила ОАО «Пензадизельмаш» в полной мере удовлетворить потребности ОАО «Коломенский завод» в турбокомпрессорах для серийных тепловозных модификаций дизелей.

В.А. Потанин — автор многих изобретений и научных работ в области дизелестроения. За добросовестный труд награжден несколькими правительственными наградами.

Коллектив ОАО «Пензадизельмаш», редакция журнала «Двигателестроение», коллеги и друзья приносят искренние соболезнования родным и близким В.А. Потанина.

