

ЕСТЕСТВЕННЫЕ НАУКИ

Оптимальное проектирование конструкции рабочего колеса компрессора

Якушев Д.А.

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова
tejouit@ciam.ru*

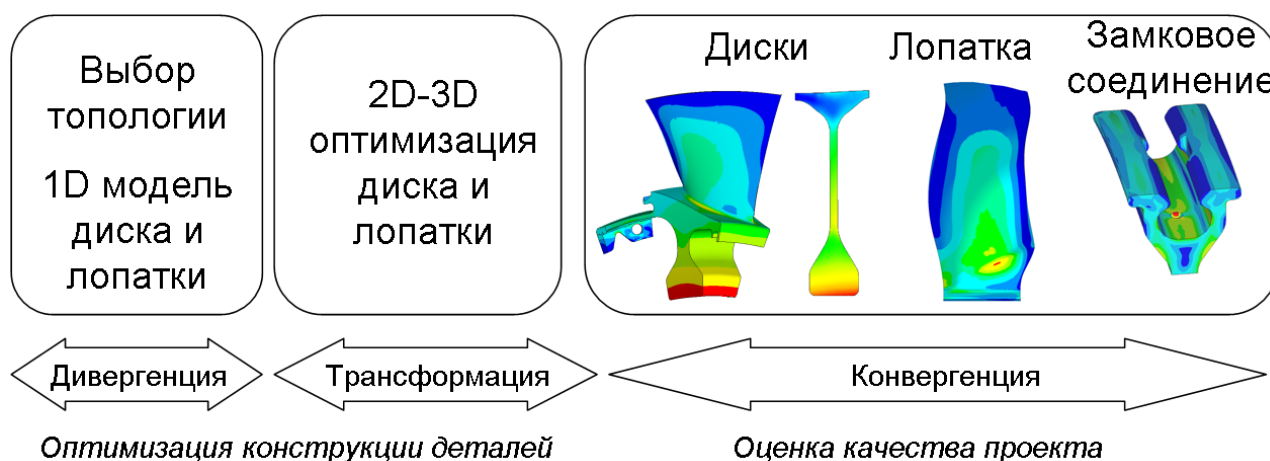
Аннотация. Рассмотрено применение методов оптимизации для конструктивного проектирования ступени компрессора авиационного двигателя. Решена задача минимизации отклонения формы лопатки в рабочем положении от расчетной аэродинамической формы и проведена отстройка собственных частот колебаний. Проведена минимизация веса диска с учетом замкового соединения при заданных ограничениях. Рассмотрены критерии оптимизации, накладываемые ограничения, параметризованные и расчетные модели, параметры проектирования. Результаты получены с использованием программы конечно-элементного анализа совместно с процедурой оптимизации методом последовательного квадратичного программирования.

Ключевые слова: конструктивная оптимизация, оптимизация формы лопатки, минимизация веса диска, оптимизация формы замкового соединения

Введение

При проектировании современных газотурбинных двигателей (ГТД) важной задачей является обеспечение весовых, прочностных, экономических характеристик и стабильность параметров двигателя по всему полетному циклу. Проектирование осуществляется с помощью многодисциплинарного программного обеспечения, включающего методы статического, динамического и аэродинамического анализа и оптимизации.

Процесс проектирования разделен на три подобласти: дивергенция (неопределенность), трансформация (преобразование), конвергенция (определенность) [1], схематично показанные на рисунке 1.

**Рисунок 1. Процесс проектирования рабочего колеса компрессора ГТД**

Процесс проектирования исходит из множества концептуальных решений в подобласти дивергентного (неопределенного) поиска и переходит к рабочему проектированию деталей в подобласти трансформации. При формировании облика ступени в подобласти дивергенции для определения основных габаритных размеров, параметров рабочего процесса и оценки массы конструкции используют инженерные одномерные модели. Эти параметры далее используют в качестве исходных данных на этапе оптимального проектирования в подобласти

трансформации. При этом применяют детальные математические модели диска, лопатки и замкового соединения. Основные противоречия при проработке конструкции узлов и деталей многократно возникают и разрешаются в подобласти трансформации. Оценка качества проекта выполняется в подобласти конвергенции.

Оптимальное проектирование, выполняемое в подобласти трансформации, состоит из нескольких последовательных этапов [2–4]: формирование функции цели, критериев и ограничений; параметризация формы деталей и выбор параметров управления формой; создание расчетной модели; выбор метода оптимизации; решение задачи оптимизации. В задачах проектирования конструкции ступени компрессора наиболее часто используют критерии минимума массы, заданной жесткости, минимума зазоров между ротором и корпусом при удовлетворении ограничений по прочности и технологичности. При автоматизированном проектировании лопатки и диски представляют в виде параметризованных геометрических объектов. Сложность и размерность расчетной модели задают исходя из допускаемой точности и предполагаемого времени на решение задачи. Выбор метода оптимизации связан с заданием параметров, размерностью параметрического пространства, гладкостью функций цели и ограничений, постоянным или переменным набором ограничений по итерациям.

Для оптимизации ступени компрессора использован универсальный программный комплекс оптимального проектирования конструктивных элементов ГТД. Каждая часть программы, выполняющая собственные подзадачи, выделена в отдельный модуль (рисунок 2). Основными частями являются модуль анализа конструкции на основе метода конечных элементов (МКЭ) и модуль оптимизации на основе алгоритма последовательной квадратичной аппроксимации (SQP) [5].

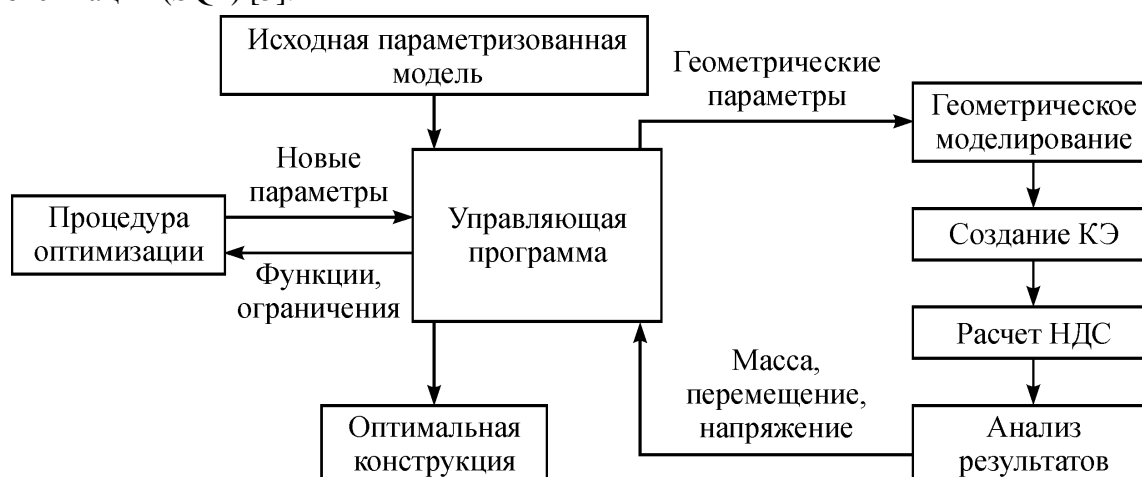


Рисунок 2. Структура взаимодействия модулей в задаче оптимизации конструкции

Взаимодействие между модулями осуществляет управляющая программа, которая последовательно передает управление каждому модулю и контролирует потоки информации между модулями построения геометрической модели, расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) и оптимизации. При изменении параметров программа проводит обновление геометрической модели и расчет НДС измененной модели, по результатам которого формируется выходной отклик. Управляющая программа по полученному отклику выполняет расчет функции цели и ограничений, которые передает в процедуру оптимизации. Процедура оптимизации генерирует новые значения параметров на основе заданного алгоритма оптимизации. Затем управляющая программа модифицирует командный файл на основе измененных параметров для запуска расчета НДС и далее повторяет процесс до нахождения оптимума. Универсальность комплекса заключается в возможности использования различных программ анализа МКЭ в качестве модуля расчета [6]. Разработанный программный модуль сокращает время и повышает эффективность проектирования оптимальных деталей ГТД.

В статье приведены примеры использования программного комплекса при проектировании оптимальной ступени компрессора. Рассмотрены различные особенности проектирования: постановка задач оптимизации; создание параметризованных моделей лопатки, диска и замкового соединения; анализ результатов оптимизации в виде зависимости оптимальной массы конструкции от различных ограничений.

Оптимизация лопатки

При проектировании лопаток компрессоров рассматривают несколько целевых функций и критериев, обеспечивающих минимизацию массы и напряжений, заданный ресурс, минимизацию отклонения формы лопатки в рабочем положении от расчетной аэродинамической формы, отстройку собственных частот колебаний [7]. Форма пера лопатки задается параметризованной геометрической моделью. Ограничения задаются в виде предельных напряжений, предельных перемещений и условием отстройки от резонансных частот.

Деформация лопатки в рабочем положении под действием центробежных и газовых сил может привести к существенному отклонению ее формы от требуемой аэродинамической формы, полученной из результатов газодинамического проектирования компрессора. Принято рассматривать «холодную» и «горячую» форму лопатки. «Холодной» формой лопатки называется форма, соответствующая ненагруженной лопатке в рабочем колесе компрессора. «Горячей» формой лопатки является форма, которую примет «холодная» форма после приложения к лопатке центробежных сил, газовых нагрузок и рабочих температур. Таким образом, основной целью оптимального проектирования является создание такой «холодной» формы лопатки, которая обеспечит минимальное отличие «горячей» формы от заданной аэродинамической формы. При этом также необходимо обеспечить минимум массы и выполнение прочностных ограничений на допустимый уровень напряжений в лопатке.

Сечения лопатки образуются пересечением аэродинамических поверхностей спинки и корыта лопатки и поверхностей вращения, определяемых трехмерными линиями тока газа. Смещения этих сечений (выносы сечений) вдоль и вокруг оси вращения при сохранении углов входа и выхода потока оказывают незначительное влияние на газодинамические характеристики потока в решетке, но существенно влияют на напряженно-деформированное состояние пера лопатки, а также на силы и моменты, приходящие на хвостовик замкового соединения с диском.

В ряде случаев сечения можно заменить набором цилиндрических или плоских сечений аэродинамических поверхностей лопатки. На рисунке 3 показаны сечения пера лопатки. Выносы сечения определяют по смещению характерной точки сечения вдоль оси вращения x_i и в окружном направлении вокруг оси вращения s_i . Характерные точки (центр масс сечения, точки входной и выходной кромок) образуют пространственные кривые выносов, которые могут быть произвольными или следовать некоторой заданной зависимости. Требование минимума массы в первом приближении может быть обеспечено заданием распределения площадей для равнопрочной лопатки. При последующих уточнениях в зависимости от цели проектирования и ограничений необходимо управлять параметрами сечения: хордой лопатки b , максимальной толщиной профиля C_{max} , изогнутостью профиля d , выносами сечений x_i , s_i и углом установки сечения к фронту решетки компрессора θ (рисунок 3).

Изменение длины хорды и других параметров сечения может изменить аэродинамическое качество лопатки. Поэтому диапазон их варьирования невелик и должен быть согласован с аэродинамическим расчетом. В основном размер хорды и параметры сечений варьируют при отстройке собственных частот, когда задают ограничения на собственную частоту колебаний лопатки.

При требовании снизить уровень напряжений в лопатке в качестве функции цели выбирается норма, соответствующая максимальным напряжениям в лопатке. Минимум этой нормы может быть достигнут путем изменения выносов сечений при условии неизменяемости углов установки сечений. Управление массой и уровнем напряжений возможно также

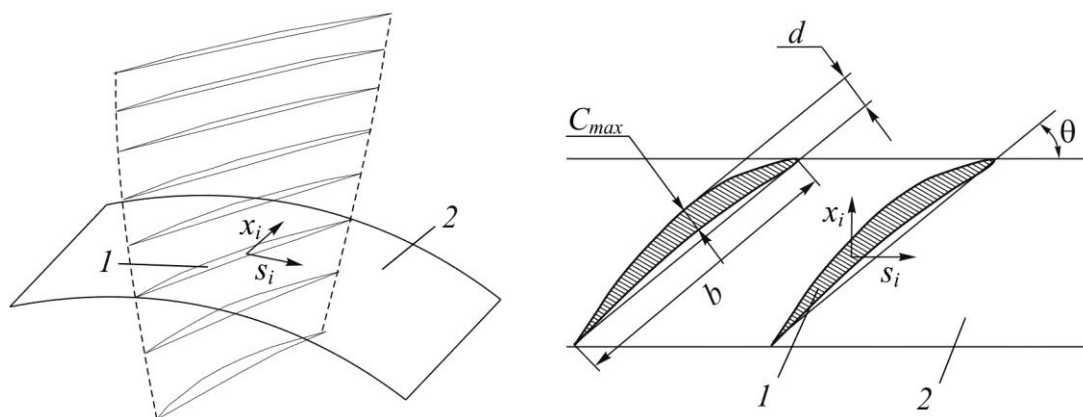


Рисунок 3. Выносы сечений лопатки: 1 – i -ое сечение; 2 – поверхность, по которой происходит смещение сечения

Важной задачей является обратная задача построения исходной («холодной») формы лопатки по заданной аэродинамической форме при удовлетворении требованиям и ограничениям как по массе, так и по частотам колебаний и уровню статических напряжений. В этом случае параметрами управления могут быть выносы, углы установки и параметры сечений, а функция цели имеет вид:

$$F = q_{\Phi} F_{\Phi} + q_M F_M + q_{\sigma} F_{\sigma} + q_f F_f. \quad (1)$$

Слагаемые в формуле (1) являются функциями цели: F_{Φ} – минимум рассогласования аэродинамической формы лопатки и формы, которую принимает «холодная» лопатка под действием рабочих нагрузок; F_M – минимум массы; F_{σ} – минимум напряжений; F_f – частотная отстройка. Параметры $q_{\Phi}, q_M, q_{\sigma}, q_f$ – весовые коэффициенты.

Для решения многокритериальной задачи оптимизации с функцией цели (1) применяют различные методы оптимизации. В случае однокритериальной оптимизации целевая функция (1) строится при условии, что один из весовых коэффициентов равен единице, а остальные коэффициенты равны нулю. Функции цели при нулевых коэффициентах переводят в ограничения и для решения используют методы условной оптимизации. В другом случае, подбирая коэффициенты в формуле (1) на основе опыта конструктора, можно преобразовать многокритериальную задачу проектирования к однокритериальной и использовать эффективные методы нелинейного программирования для безусловной оптимизации.

Конструктивные и аэродинамические задачи оптимизации лопатки, направленные на повышение ее эффективности, могут решаться одновременно или по отдельности. В статье рассмотрена конструктивная оптимизация изолированной лопатки. Учет аэродинамических ограничений выполнен путем наложения ограничений на допустимое изменение параметров проектирования. Для расчета НДС лопатки использован метод конечных элементов.

Цель оптимизации заключалась в поиске начальной «холодной» формы лопатки, обеспечивающей минимальное отклонение лопатки от заданной аэродинамической формы на взлетном и крейсерском режимах. Функцией цели являлся минимум модуля разности между углами хорд сечений аэродинамической формы лопатки и сечений «горячей» формы на взлетном и крейсерском режиме, соответственно. В качестве изменяемых параметров управления использованы кубические зависимости выносов сечений лопатки в окружном и осевом направлениях и углов установки сечения. Общее количество параметров управления формой лопатки равно девяти. Максимальные значения выносов сечений ограничены величиной 30 мм. Расчеты НДС проведены с учетом действия центробежной нагрузки и газовых сил на взлетном и крейсерском режиме. Статическое давление на поверхностях лопатки считалось заданным. В расчете учтены геометрическая нелинейность и зависимость центробежных сил от перемещений.

Результаты расчета исходной лопатки и оптимальной лопатки представлены на рисунке 4. Показано отклонение формы лопатки (углы между хордами сечений) в рабочем положении на взлетном и крейсерском режимах от заданной аэродинамической формы. Ось ординат соответствует требуемой аэродинамической форме. Относительная координата z по высоте лопатки задана по входной кромке.

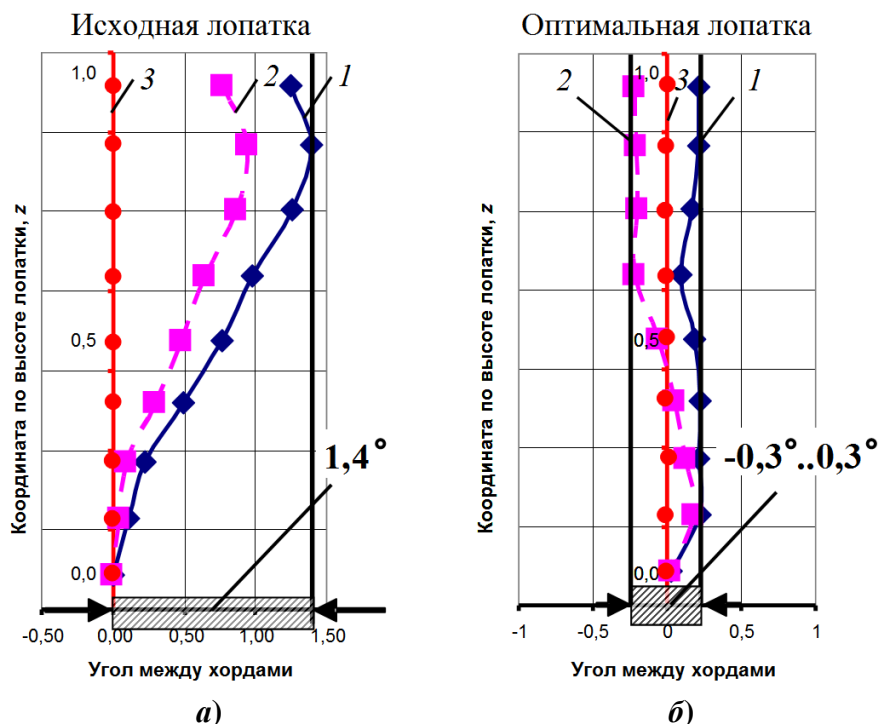


Рисунок 4. Углы между хордами сечений по высоте исходной (а) и оптимальной (б) лопатки: 1 – форма на взлетном режиме; 2 – форма на крейсерском режиме; 3 – аэродинамическая форма

Оптимальная лопатка на крейсерском режиме имеет углы отклонения сечений «горячего» деформированного профиля от заданного аэродинамического профиля не более $0,3^\circ$; для исходной лопатки максимальный угол отклонения равен $0,9^\circ$. Углы отклонения оптимальной лопатки на взлетном режиме не более $0,3^\circ$, в то время как для исходной лопатки угол отклонения достигает $1,4^\circ$.

Одна из задач при проектировании лопаток заключается в необходимости изменения частот собственных колебаний лопатки для исключения попадания резонансных режимов в диапазон режимов работы. Возбуждающие нагрузки на лопатки от пульсаций давления могут приходиться от направляющих аппаратов, отверстий отбора воздуха, неравномерности входного потока.

Использование процедуры оптимизации для поиска необходимого распределения частот существенно облегчает задачу проектирования. При отстройке собственных частот задают ограничения на собственную частоту колебаний лопатки $f_j(\omega) \notin [k(\omega - \Delta\omega), k(\omega + \Delta\omega)]$, где k – номер гармоники, ω – роторная частота, $\Delta\omega$ – полуширина полосы запаса по частоте. Задачей оптимизации является увеличение или уменьшение частот собственных колебаний лопаток таким образом, чтобы их пересечения с гармониками ротора не попадали в рабочий диапазон.

В качестве изменяемых параметров управления при оптимизации использованы квадратичные зависимости выносов сечений лопатки в окружном и осевом направлениях и углов установки сечений. Также использованы квадратичные зависимости характеристик сечения: вариация максимальной толщины профиля C_{max} , вариация изогнутости профиля d , вариация

длины хорды b . Изменение конструктивных параметров сечения ограничено величиной не более 5%. Максимальные значения выносов сечений не более 30 мм. Общее количество параметров управления формой лопатки равно двенадцати. Ограничениями являлись максимальные значения эквивалентных напряжений на спинке и корыте лопатки не более 600 МПа. В рамках конечно-элементной модели поле эквивалентных напряжений заменено на максимальное напряжение в узлах сетки.

На рисунке 5 показана резонансная диаграмма с первыми тремя частотами исходной и оптимальной лопатки и пятью гармониками. Относительная частота колебаний отнормирована к максимальной частоте вращения ротора. На графике окружностью отмечен возможный резонанс, когда третья частота f_3 пересекается с четвертой гармоникой внутри рабочего диапазона 90...100%, отмеченного заштрихованной областью. Также окружностью отмечен возможный резонанс, когда вторая частота f_2 пересекается с третьей гармоникой на границе рабочего диапазона. Такой резонанс следует учитывать при разбросе значений собственных частот из-за технологии производства и податливости диска с лопатками. В результате оптимизации лопатки вторая и третья частоты ($f_{2\text{оптим}}$ и $f_{3\text{оптим}}$) понижаются, и точки пересечения с гармониками выходят из рабочего диапазона, что показано перекрестиями.

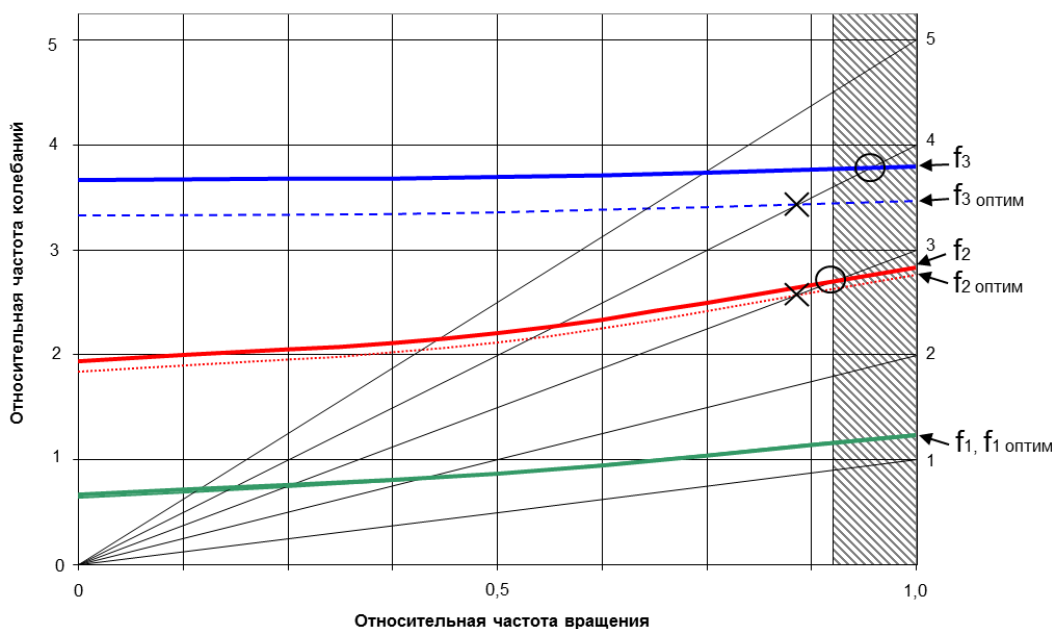


Рисунок 5. Резонансная диаграмма

Следует отметить, что поиск глобального минимума в задаче оптимального проектирования лопатки требует много расчетных ресурсов. Поэтому конструктор должен выбирать начальную «холодную» форму лопатки из некоторого набора решений, приводящих к формам близким к расчетным аэродинамическим. Наибольший интерес представляют начальные «холодные» формы, которые не увеличивают массу лопатки. Дополнительно при частотной отстройке может быть проведен анализ флаттера [8].

Оптимальное проектирование диска

Оптимальное проектирование дисков, во многом определяющих массу ротора ГТД, в большинстве случаев направлено на минимизацию их массы при выполнении прочностных и жесткостных ограничений. В статье рассмотрена задача поиска оптимального диска при различных градиентах температур между ободом и ступицей и различных ограничениях на допустимое радиальное перемещение обода диска с учетом критерия прочности. Анализ проведен на примере средних ступеней компрессора высокого давления (КВД) из титанового сплава.

В процессе работы диски компрессора нагреваются неравномерно. Разность температур ΔT между ободом и ступицей диска увеличивается по ступеням последовательно к выходу из

компрессора и на самом нагруженном взлетном режиме может достигать более 600°C . Это приводит к большим температурным напряжениям в дисках, которые можно уменьшить либо изменяя форму диска и, следовательно, массу, либо применяя конструктивные решения по дополнительному прогреву ступиц дисков для уменьшения градиента температур [9].

Важной задачей для обеспечения эффективной работы КВД является поддержание требуемого уровня радиальных зазоров над рабочими лопатками. При этом уровень рабочих напряжений не должен превышать допустимые значения, определяемые запасами по напряжениям и по разрушающей частоте вращения. Наибольшее изменение зазора происходит на взлетном режиме при максимальных частотах вращения и наличии большой разности температур между ободом и ступицей непрогретых дисков. Решение задачи оптимизации для управления радиальными перемещениями дисков позволяет повысить эффективность работы КВД.

Для постановки задачи оптимизации ротора КВД создан универсальный шаблон диска, подходящий для широкого класса задач (рисунок 6). В этот шаблон введена параметризация осесимметричной формы диска, включающая 19 параметров (рисунок 6,а). Шесть параметров, определяющих толщину полотна и размеры ступицы диска, изменяются в процессе оптимизации (рисунок 6,б). Оставшиеся 13 параметров предназначены для определения размеров ободной части в диалоговом режиме. Такая упрощенная схема параметризации формы диска позволяет исследовать большее число вариантов конструкции, быстро получить оптимальный вариант и оценить поведение оптимального решения при изменении ограничений.

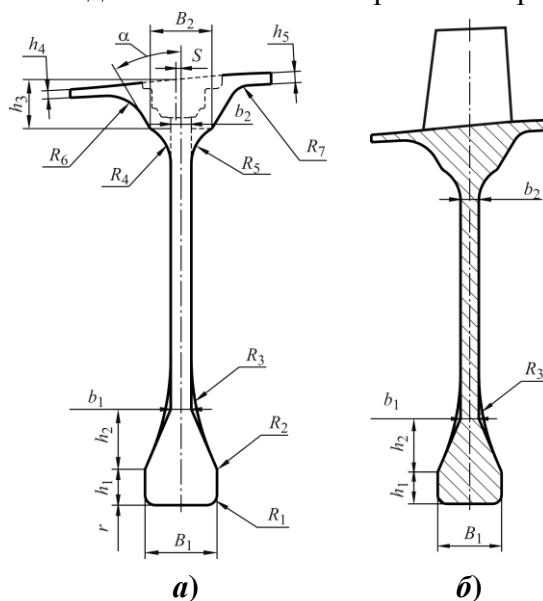


Рисунок 6. Параметризованная модель диска

Целью задачи оптимизации диска является минимизация массы путем изменения формы диска при ограничениях на напряжения и перемещения. Также учитывают технологические и конструктивные ограничения, которые определяют границы изменения параметров. Ограничения на радиальные и осевые перемещения обода диска задают нужную жесткость.

Задача оптимизации формы диска решена в двумерной осесимметричной постановке с использованием МКЭ. Использован четырехузловой элемент первого порядка аппроксимации. Для моделирования нагрузок от лопатки использованы элементы, реализующие плоское напряженное состояние, с заданной толщиной. Распределение толщины на лопатке задано таким образом, чтобы учесть центробежные нагрузки от реальной трехмерной лопатки, масса и координаты центра масс которой известны. Минимизация массы диска проведена при силовых и тепловых нагрузках взлетного режима.

На рисунке 7 приведена обобщенная зависимость относительной массы M/M_{min} оптимальных дисков от допускаемого радиального перемещения U_r диска для различных гради-

ентов температуры между ободом и ступицей диска. Значение относительной массы M/M_{min} рассчитано относительно минимальной массы среди всех вариантов оптимальных дисков. Также на рисунке 7 приведены формы оптимальных дисков для различных условий нагружения и ограничений. При ослаблении ограничений на радиальные перемещения диск становится менее жестким и имеет меньшую массу. Уменьшение допускаемых радиальных перемещений на 20% приводит к увеличению массы на 50% для диска с перепадом температуры 400°C , а для диска с более нагретой ступицей и перепадом температуры 200°C приводит к увеличению массы на 70%. Различный перепад температур между ободом и ступицей позволяет оценить выигрыш по массе для различных дисков КВД при одинаковом радиальном перемещении. Для более жесткого ограничения по радиальным перемещениям разность масс оптимальных дисков изменяется нелинейно.

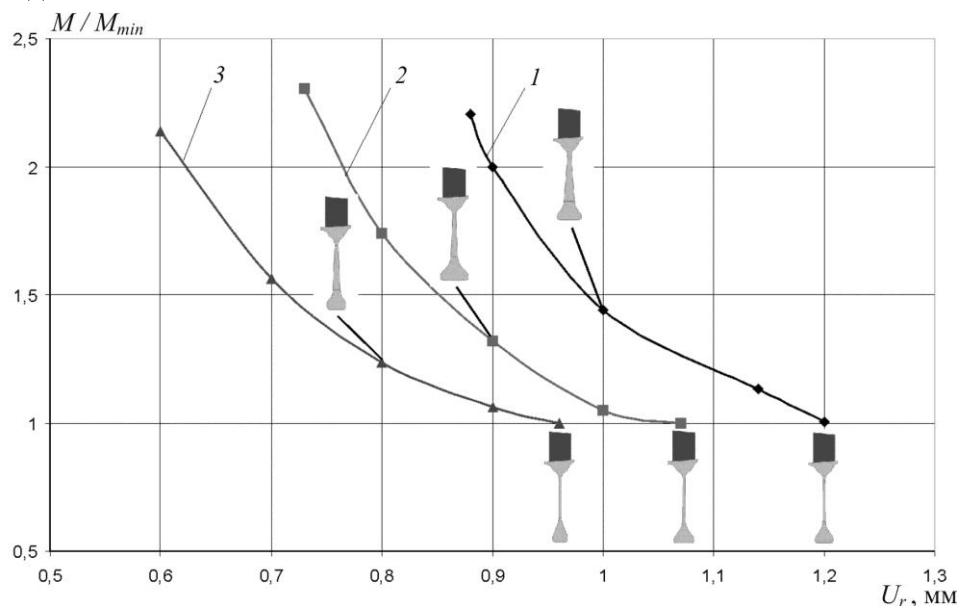


Рисунок 7. Зависимость относительной массы оптимальных дисков от допускаемого радиального перемещения для различных перепадов температуры между ободом и ступицей: 1 – $\Delta T=200^{\circ}\text{C}$; 2 – $\Delta T=300^{\circ}\text{C}$; 3 – $\Delta T=400^{\circ}\text{C}$

При увеличении уровня допускаемого радиального перемещения становится существенным ограничение на коэффициент запаса по напряжениям, что устанавливает предел дальнейшего снижения массы.

Оптимизация замкового соединения

Одним из наиболее распространенных типов замковых соединений в авиационных двигателях являются замки типа «ласточкин хвост». Чаще всего их применяют для соединения лопаток компрессоров ГТД с дисками. Такое соединение обеспечивает простую и надежную сборку, но, вместе с тем, оно является одним из наиболее нагруженных. Проведены исследования особенностей напряженно-деформированного состояния замкового соединения типа «ласточкин хвост» различных вариантов конструкций. Рациональная параметризация геометрии замкового соединения и дальнейшее решение задачи оптимизации позволяет минимизировать массу конструкции замкового соединения при выполнении необходимых прочностных ограничений в галтелях паза замка, а также ограничений на уровень контактных напряжений. Для некоторых конструкций и условий нагружения существует оптимум для параметров, изменение которых может происходить не непрерывно, а дискретно, например, из-за технологии изготовления. Для большинства конструкций и условий нагружения оптимум лежит на границе прочностных и конструктивных ограничений.

В зоне контактного взаимодействия между хвостовиком лопатки и замковым выступом диска при высоком уровне контактных напряжений возможно развитие фреттинг-коррозии по контактным поверхностям, что ведет к усталостному разрушению замкового соединения.

Исследование контактных напряжений в зоне контакта и поиск их оптимального распределения представляет значительный интерес. Отметим, что имеет место аналогия между распределениями контактных давлений в классических задачах о вдавливании штампа в упругое полупространство и распределениями контактных давлений в контакте хвостовика лопатки с диском.

Традиционная конструкция замкового соединения типа «ласточкин хвост» подразумевает прямолинейность профиля контактных поверхностей как хвостовика лопатки, так и паза замкового соединения в диске (рисунок 8,а). Наиболее предпочтительной представляется конструкция с закругленной поверхностью площадки контакта хвостовика лопатки (рисунок 8,б). В этом случае максимум контактных напряжений смещается к центру контакта. Можно предположить, что варьируя радиус скругления поверхностей контакта хвостовика и диска можно получить наиболее рациональное распределение контактных напряжений. Для определения этого радиуса применены методы оптимального проектирования конструкций.

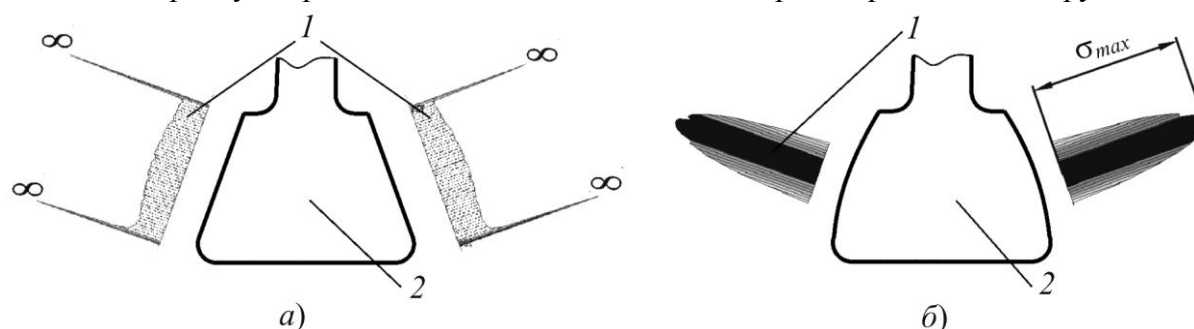


Рисунок 8. Распределение контактного давления 1 на поверхности хвостовика 2: а – плоские поверхности; б – закругленные поверхности

Рассмотрена задача поиска оптимального диска с замковым соединением при ограничениях на напряжения. При постановке задачи оптимизации проведена параметризация формы диска с замковым соединением на основе девяти параметров (рисунок 9,а). Среди них четыре параметра позволяют изменять толщину полотна и размеры ступицы диска: параметр b_1 определяет толщину полотна диска; параметры B_1 , h_1 , h_2 определяют размер ступицы, внутренний радиус которой не изменяется. Радиусы галтелей и остальные размеры диска в ободной части в процессе оптимизации не изменяются. Для параметризации замкового соединения используются пять параметров: p_1 – угол наклона контактной поверхности паза; p_2 – расстояние от центральной линии до выступа диска; p_3 – радиус галтели паза; p_4 – радиус кривизны контактной поверхности; p_5 – радиус кривизны основания паза диска.

Успех решения задачи оптимизации определяется правильно выбранной схемой параметризации модели. Увеличение количества параметров расширяет область поиска оптимального решения, но также увеличивает время вычислений. На размеры дисков могут быть наложены ограничения для обеспечения технологичности в виде интервала допустимого изменения параметра.

Задача оптимизации формы диска и замкового соединения решена в двухмерной плоской постановке с использованием МКЭ. Для расчета НДС создана модель сектора диска с углом, соответствующим шагу лопаток. По границам сектора приложены условия циклической симметрии. Нижняя поверхность сектора диска закреплена в окружном направлении. К верхней кромке хвостовика лопатки приложена распределенная нагрузка, соответствующая усилию от пера лопатки на расчетных режимах работы. Задание нагрузок происходит на основе режима нагружения, в который входят частота вращения ротора и распределение температуры по диску. Для расчета использован четырехузловой элемент первого порядка аппроксимации.

Решение задачи минимизации массы диска проведено при ограничениях на напряжения

в галтелях и на контактные напряжения. На рисунке 9,б-в показано распределение эквивалентных напряжений и контактных напряжений в оптимальном по массе замковом соединении.

В результате оптимизации замкового соединения получено снижение массы диска на 4%. При этом уменьшенная масса замковой части оказывает меньшую центробежную нагрузку, что приводит к меньшим напряжениям в диске. Добавление четырех параметров, определяющих размеры диска, к параметризации замкового соединения при решении задачи позволило добиться снижения массы диска на 9%.

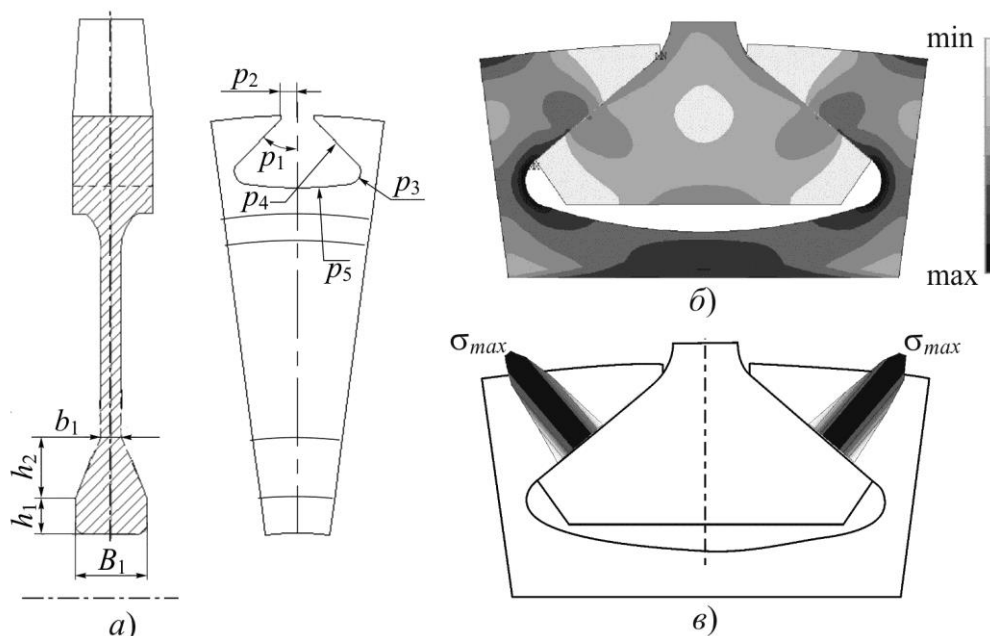


Рисунок 9. Оптимизация диска с замковым соединением:

а – схема параметризации; б – распределение эквивалентных напряжений; в – распределение контактных напряжений

Из анализа полученных результатов видно, что замена прямолинейного профиля контактной поверхности на скругленный профиль позволила добиться перераспределения контактных напряжений, при котором их максимум сместился к центру поверхности. Оптимальный радиус скругления контактной грани предполагает отклонение от прямолинейного профиля на величину порядка 50...70 мкм.

Заключение

Задача оптимизации рабочего колеса компрессора ГТД при заданных ограничениях исследована с использованием разработанной программы конечно-элементного анализа с процедурой оптимизации SQP.

При проектировании лопатки используется несколько функций цели и критериев, заключающихся в минимизации массы и напряжений, минимизации отклонения формы лопатки в рабочем положении от расчетной аэродинамической формы и отстройки частот. Поиск оптимальной формы диска при различных градиентах температур между ободом и ступицей и различных ограничениях на радиальные перемещения обода диска с учетом критерия прочности показал, что результаты решения нелинейно зависят от теплового состояния диска и ограничений. Это подтверждает необходимость управлять тепловым состоянием не только дисков, но и всей конструкцией ГТД, разменивая температурные градиенты, жесткость и долговечность при минимизации массы всей конструкции.

Рациональный выбор параметризации геометрии замкового соединения и дальнейшее решение задачи оптимизации позволило минимизировать массу конструкции замкового соединения при выполнении прочностных ограничений на величину эквивалентных напряже-

ний в галтелях паза и величину контактных напряжений. Использование скругленного профиля позволило добиться перераспределения контактных напряжений.

Разработанный программный комплекс сокращает время и повышает эффективность проектирования оптимальных деталей ГТД, позволяя на ранних стадиях проектирования оценивать соответствие конструкции техническому заданию и управлять ресурсом и массой.

Литература

1. Темис Ю.М. Основные аспекты создания ГТД // *Машиностроение: энциклопедия* / ред. совет: К.В. Фролов и др. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели / В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Темис и др.; под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 2010. С. 142-156.
2. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимальное проектирование конструктивных элементов // *Машиностроение. Энциклопедия* / Ред. совет: К.В. Фролов и др. Самолеты и вертолеты. Т. IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3 / В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Темис и др.; под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 2010. – С. 570-579.
3. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимальное проектирование конструктивных элементов ГТД // *Техника воздушного флота*. М.: ЦАГИ, 2009. №1(694). С. 54–64.
4. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД // *Вестник СГАУ им. акад. С.П Королева*. 2011. №3 (27). С. 183-188.
5. Schittkowski K. NLPQL: A Fortran Subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems. *Annals of Operation Research*, 1985.
6. Бондарь В.С., Темис Ю.М., Алхимов Д.А., Факеев А.И., Якушев Д.А., Пестов А.В. Система автоматизированного проектирования роторов ГТД // *Известия МГТУ «МАМИ»*. Серия «Естественные науки». №1 (23), 2015.– С. 10-20.
7. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимальное проектирование формы лопатки компрессора // *Межвузовский сборник "Проблемы прочности и пластичности"*. – Ниж. Новгород. – 2011. Вып. 73. – С. 141-149.
8. Temis J.M. Multidisciplinary technology for blade bending-torsion flutter prediction // *Proceedings of the 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Seoul, Korea, September 12-15, 2010. 530-537 pp.
9. Стешаков Е.Г., Старцев А.Н., Темис Ю.М., Новокрещенов В.В., Якушев Д.А., Мишуков А.А., Харьковский С.В. Патент RU 2506436 "Устройство оптимизации радиальных зазоров многоступенчатого осевого компрессора авиационного газотурбинного двигателя", 2014.