

ЛИТЕРАТУРА

1. Кондрашов Н. С., Лашкова Л. А. Демпфирование колебаний многоопорных трубопроводов. «Проблемы прочности», 1976, № 5.
2. Кондрашов Н. С. Колебания балки на линейных и нелинейных упруго-демпфирующих опорах при кинематическом случайном возбуждении. В сб. «Рассеяние энергии при колебаниях механических систем». Киев, «Наукова думка», 1974.
3. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем. М., «Машиностроение», 1969.
4. Пальмов В. А., Первозванский А. А. О вычислительных особенностях матричных методов расчета колебаний. В сб. «Динамика и прочность машин». Труды ЛПИ № 210, Машгиз, М-Л, 1960.
5. Бидерман В. Л. Применение метода прогонки для численного решения задач строительной механики. Инженерный журнал МТТ, 1967, № 5.
6. Кондрашов Н. С., Сусликов В. И. Метод динамического расчета сложных стержневых систем. В сб. «Некоторые вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, вып. № 78, Куйбышев, 1976.
7. Гантмахер Ф. Р. Теория матриц. М., «Наука», 1966.

УДК 621.45.02.0.001.24:681.3

В. Н. Альперт, Л. П. Пимахина, Д. Г. Федорченко

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ СИСТЕМЫ МАШИННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД

1. ВВЕДЕНИЕ

Проектирование является важным этапом создания новых изделий, во многом определяющим достижение заявленных параметров, надежность и технологичность конструкции, стоимость изготовления и эксплуатации ГТД, а также стоимость и длительность доводочных работ.

Для повышения качества проекта существенно обеспечение наибольшей глубины его проработки в отведенный для проектирования срок.

Применение ЭВМ значительно способствовало решению этой проблемы, повысив объем и точность расчетных оценок

элементов ГТД на этапе проектирования. Однако механизация отдельных расчетов не позволяет полностью использовать преимущества современной вычислительной техники, так как передача информации при переходе от одного расчета к другому вне ЭВМ намного удлиняет время проектирования.

Большое ускорение проектирования и снижение затрат на последующую доводку дает машинное проектирование [1], при котором основной информационный поток не выходит за пределы ЭВМ и ее оконечных устройств—терминалов. Обмен информацией проектировщика с ЭВМ осуществляется при помощи быстроработающих устройств (графических и буквенно-цифровых дисплеев, графопостроителей и т. п.), что исключает такие медленные процессы, как перфорация карт оператором.

Не обсуждая здесь вопросы структуры систем машинного проектирования, библиографию по которым можно найти, например, в [1], остановимся на тех особенностях систем, которые необходимо принимать во внимание при разработке для них программ проектировочных расчетов узлов и их элементов.

2. ОСОБЕННОСТИ МОДУЛЯ СИСТЕМЫ МАШИННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Системы машинного проектирования могут работать в интерактивном режиме, предполагающем активное вмешательство конструктора в процесс принятия решений, и в автоматическом (пакетном) режиме, в котором творческое участие проектировщика ограничено предварительным выбором некоторых параметров проекта, например, типа конструкции небольшого числа деталей из «библиотеки конструкций» или марки материалов деталей и т. п.

Итеративный характер процесса проектирования, требующий для оптимизации конструкции многократного обращения к программе, вызывает повышенные требования к быстродействию программы. С другой стороны, при работе в интерактивном режиме должен быть обеспечен доступ к уточненным и естественно более медленным расчетам с более подробным описанием элементов конструкции.

Большое влияние на структуру программы оказывает тип математической модели, используемой при оптимизации параметров узла и его конструктивных элементов. Существу-

ющий в настоящее время большой набор моделей и методов оптимизации систем (см., например, [2]) позволяет выбрать наиболее подходящую для заданного уровня «детальности проработки» и приемлемую по времени работы методику. В частности, как это сделано в данной работе, в качестве математической модели может быть выбрана любая, применяемая при обычном проектировании методика прочностного расчета деталей и узлов компрессора ГТД.

Совокупность модели и ограничений, накладываемых требованиями прочности, надежности, экономичности, технологичности и т. п., позволяют при определенных условиях оптимизировать проект.

Следует упомянуть еще раз о важности информационного обеспечения системы машинного проектирования, осуществляемого путем организации так называемого «банка данных». Это специализированная система обработки и хранения необходимых, в данном случае для проектирования, данных.

Таковыми справочными и директивными данными являются: механические, теплофизические свойства, сортаменты применяемых материалов, характеристики комплекующих узлов и деталей, допускаемые напряжения и запасы, нормали, ГОСТы и т. п.

В банке данных хранятся также «библиотека конструкций», результаты экспериментов с аналогичными узлами, результаты расчетов смежных узлов данного проекта, результаты статистической обработки параметров работающих изделий и т. д.

Известно, что на сбор этой информации конструктор затрачивает до 10% времени работы над проектом, однако собранный материал используется далеко не полно.

Вопросы организации записи и считывания информации банка данных представляют самостоятельный интерес и здесь не рассматриваются.

Далее предполагается, что система машинного проектирования обладает соответствующим математическим обеспечением и физическими носителями информации, составляющими банк данных.

3. СТРУКТУРА ПРОГРАММЫ

В основу формирования структуры программы проектировочного расчета осевого компрессора (ПРОК) положен функциональный подход, согласно которому последовательность рас-

четов элементов конструкции определяется в первую очередь функциональными связями между ними.

Таким образом, сначала рассматриваются узлы и детали, параметры которых входят в число ограничений для последующих элементов.

Расчеты независимых друг от друга элементов размещены из соображений ускорения счета: вперед выведены «узкие места», из которых чаще всего возможен возврат на начальные участки программы.

Так, например, параметры направляющего аппарата и конструкция уплотнения между ступенями определяют конструктивные особенности барабана или проставок между дисками рабочих колес, поэтому расчеты направляющего аппарата и уплотнения предшествуют расчету диска.

По тем же соображениям проектирование рабочего колеса начинается с построения пера лопатки, размещения его на ободке диска и подбора параметров замка. При удачном завершении этой процедуры становится возможным проектирование диска, в противном случае следует переход к модулю аэродинамического расчета компрессора с соответствующим изменением густоты решетки рабочего колеса. С учетом этого перехода, для ускорения работы программы, построение направляющего аппарата и уплотнения помещено после расчета замкового соединения. Наконец, вычисление выносов центров тяжести сечений пера лопатки, вводимых для компенсации изгиба от газовых сил, проводится после окончательного выбора оптимальных параметров компрессора.

Принципы, подобные перечисленным в примерах, принимаются во внимание и в организации процедур расчетов отдельных узлов и деталей.

Программа состоит из управляющей части и процедур, наиболее громоздкие из которых транслированы автономно. Блок-схема программы представлена на рис. 1.

Используемые в расчете исходные данные разбиты на три группы: справочные, внешние и управляющие. Справочные данные (собственно справочные и директивные) заранее заносятся в банк данных проектирующей системы и вызываются программой в процессе проектирования. Внешние (для рассматриваемого модуля) данные формируются другими модулями проектирующей системы и передаются через память ЭВМ. Наконец, управляющие данные задаются проектировщиком при помощи соответствующих устройств (дисплея, ВУ и т. п.).

Выдаваемая ЭВМ информация проектировщику не требует дополнительной расшифровки и сопровождается комментариями ситуации, сложившейся к моменту выдачи информации.

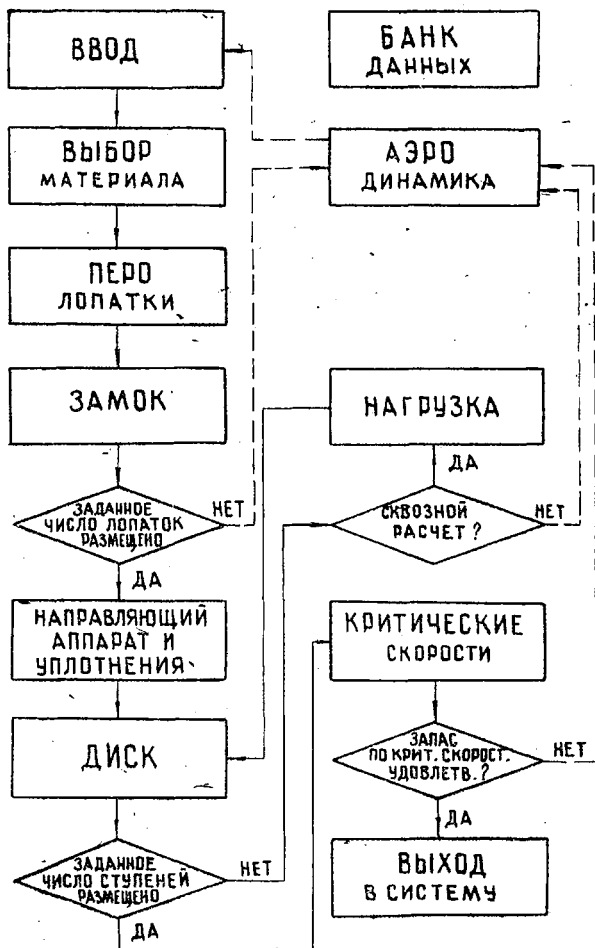


Рис. 1. Блок-схема программы ПРОК

Задавая управляющий параметр, устанавливают один из вариантов проектирования:

а) проектировочный расчет по ступеням с вводом исходных данных для каждой ступени,

б) сквозной расчет каскада компрессора с линейно изменяющейся по длине тракта высотой лопатки (одинаково спрофилированной для всех ступеней).

В последнем случае материалы лопаток и дисков всех ступеней каскада компрессора могут быть унифицированы и выбраны для условий самой горячей (последней) ступени.

Обычно при этом и параметры замковых соединений могут быть установлены одинаковыми для всех рабочих колес каскада.

В процессе проектирования в памяти ЭВМ хранится минимум информации, которая после выбора оптимального варианта компрессора используется для окончательного поверочного расчета с записью результатов на долговременные носители (печать таблиц на АЦПУ, запись на МЛ, перфокарты и перфоленту) для дальнейшего использования при разработке конструкторской и технологической проектной документации.

4. ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ МЕТОДОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Несмотря на большое разнообразие форм и типов нагружения деталей, обусловленное различием их функций, можно установить общую для всех их последовательность операций, выполняемых в процессе поиска оптимальных конструктивных решений:

1) выбор класса упорядоченных по некоторым признакам предпочтительности конструктивных форм, каждая из которых определена с точностью до масштаба и ряда отношений, определяющих ее параметры,

2) выбор материала по удельным и абсолютным характеристикам механических, теплофизических и других свойств, с учетом технологии изготовления (штамповка, ковка, сварка, пайка, литье, механическая обработка и т. п.);

3) выбор критерия оптимальности или выбор целевой функции задачи математического программирования,

4) выбор математической модели, управляющих и фазовых переменных, составление списка ограничений,

5) выбор метода оптимизации.

Для каждого из перечисленных этапов проектирования может быть построена процедура выбора альтернативы в зависимости от ситуации, сложившейся к определенному моменту проектирования узла или детали. Так, например, в разработанной программе материал каждой детали выбирается специальной процедурой «выбор», которая вызывает из банка данных все необходимые для расчета характеристики выбранного или назначенного проектировщиком материала.

С другой стороны, поскольку в программе ПРОК последовательно используются в качестве математических моделей методики поверочных расчетов, проектирование каждой детали ведется при помощи своей, специфической процедуры, что является своеобразной «платой» за быстроедействие. Тем не менее, в каждой из специализированных процедур проектирования имеются либо операторы выбора, либо сделанный заранее (предписанный методикой проектирования) выбор решения для каждой из операций, перечисленных в пунктах 1÷5. Так, оптимизация для почти всех деталей проводится из условия минимизации их веса (в модуле прочностного расчета); к исключениям можно отнести, например, выбор оптимального типа замкового соединения рабочих лопаток и диска, где весом и технологичностью приходится жертвовать для размещения заданного числа лопаток, обеспечивающих приемлемую экономичность (к. п. д.) компрессора.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ КОМПРЕССОРА

Изложим кратко основные моменты проектирования осевого компрессора на примере расчета рабочего колеса, в узел которого входят: рабочие лопатки, элементы крепления (штифты, контрвки), диск рабочего колеса.

Методику поверочного расчета, положенного в основу проектирования пера рабочей лопатки, можно найти, например, в работе [3]. Проектирование пера лопатки начинается с пересчета заданных аэродинамическим расчетом параметров для сечений, используемых в прочностном модуле.

Таковыми параметрами являются: b/t — густота решетки профилей, $\bar{d} = d/b$ — относительная максимальная толщина профиля, $\bar{f} = f/b$ — относительный изгиб профиля, $\bar{x} = x_a/b$ — относительная координата положения максимальной толщины профиля; γ — угол установки профиля; q_u, q_a — газовые силы на единицу длины лопатки в окружном и осевом направлениях; b — хорда профиля лопатки, определяемая в ходе расчета; t — шаг.

Затем определяются изгибающие моменты от газовых сил, которые не меняются в процессе проектирования (до возвращения в модуль аэродинамического расчета).

В расчете использованы профили *NACA* (рис. 2), их геометрические характеристики вычислялись по формулам [4]:

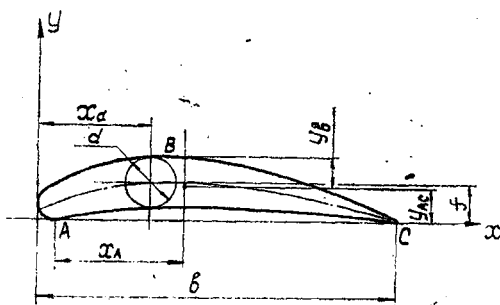


Рис. 2. Основные размеры профиля

$$x_A = K_1 b, \quad \bar{y}_{AC} = K_2 \bar{f} b,$$

$$y_B = [0,5\bar{d} + (1-k_2)\bar{f}] \cdot b, \quad F = K_3 \bar{d} b^2,$$

$$I_{\max} = K_4 \bar{d} b^4, \quad I_k = K_6 \bar{d}^3 b^4,$$

$$I_{\min} = [K_4 \bar{d}^3 + K_5 \bar{d} \bar{f}^2] b,$$

Здесь x_A, y_B, y_{AC} — координаты точек *A, B* и *C* относительно центра тяжести профиля, F — площадь сечения профиля; I_{\min}, I_{\max} — главные центральные моменты инерции сечения профиля; I_k — геометрическая жесткость при кручении сечения, а коэффициенты $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6, K_7$ для ряда профилей заданы в таблице (для промежуточных значений \bar{x} эти коэффициенты определялись при помощи стандартной подпрограммы интерполяции по схеме Эйткена).

Число лопаток устанавливается по удлинению λ , определенному для средней хорды, и густоте на среднем радиусе, после чего находятся шаг t и хорда b по высоте лопатки.

Далее вычисляется распределение допускаемых напряжений растяжения:

$$[\sigma_p] = [\sigma] - \sigma_{изг} k,$$

по которым строится так называемая «равнопрочная» лопатка [3]. Здесь k — коэффициент уравнивания газовых сил центробежными силами лопатки пера, σ_p и $\sigma_{изг}$ — соответственно напряжения растяжения и изгиба; $[\sigma]$ — допустимые напряжения. Периферийный участок ее имеет постоянную по высоте лопатки площадь F_0 , определенную по минимально допустимой из условий изготовления толщине \bar{d}_{min} . Напряжения растяжения на этом участке изменяются по закону

$\sigma_p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (R^2 - r_*^2)$, где R — радиус периферийного сечения; ρ — плотность материала; ω — угловая скорость.

Приравнивая это выражение допускаемым напряжениям, найдем радиус границы участка r_* . От радиуса r_* до радиуса корневого сечения r_0 площадь равнопрочной лопатки определяется выражением:

$$F(r) = F_0 \exp \left(\rho \omega^2 \int_r^{r_*} \frac{r_1 dr_1}{[\sigma_p]} \right)$$

По найденному таким образом распределению площадей находятся значения максимальной толщины и все остальные геометрические характеристики сечений (число сечений — одиннадцать), в том числе и моменты сопротивления. Это позволяет, в свою очередь, найти новые изгибные напряжения (полагаемые в первом приближении равными нулю), а по ним новые допустимые напряжения растяжения и т. д. Выход из процесса последовательных приближений осуществляется по достижении с заданной точностью величины запаса статической прочности и удовлетворении условию:

$$\sigma_{изг} \leq [\sigma_{изг}];$$

последним неравенством условно оцениваются переменные напряжения в пера, в первом приближении пропорциональные $\sigma_{изг}$.

Может, однако, случиться, что лопатка мало напряжена, тогда производится построение линейной лопатки. Условием

перехода к такому построению принято выполнение неравенств:

$$r_6 > r_{*}, k_m > 10,$$

где r_6 — радиус 6-го сечения (от нулевого корневого сечения); k_m — запас статической прочности.

Для линейной лопатки с постоянной по радиусу хордой в программе принято линейное изменение безразмерной толщины профиля от $\bar{d} = 0,1$ в корневом сечении до $\bar{d} = \bar{d}_{\min}$ на периферии.

По координатам корневого профиля пера с учетом радиусов перехода от пера к хвостовику лопатки, определяются размеры хвостовика в тракте или трактовой полки, что позволяет перейти к построению замка крепления лопатки в диске.

Тип замка выбирается из условия размещения заданного числа лопаток из конкурирующих конструкций, расставленных в порядке технологической сложности. Порядок предпочтительности принят следующий: замок типа «ласточкин хвост», елочный замок, шарнирный замок.

Проектирование замка «ласточкин хвост» проводится на базе рекомендаций ОСТ 1 11031-73 и методика поверочного расчета [5].

Используя задаваемый стандартом размеры H и c (рис. 3), определим путем подбора минимальную глубину паза h_1 :

$$h_1 = \frac{Q_l k_b \operatorname{ctg} \alpha \cdot \cos \gamma}{\sigma_b (b_3 - H \sin \alpha)},$$

обеспечивающую заданный запас k_b по несущей способности

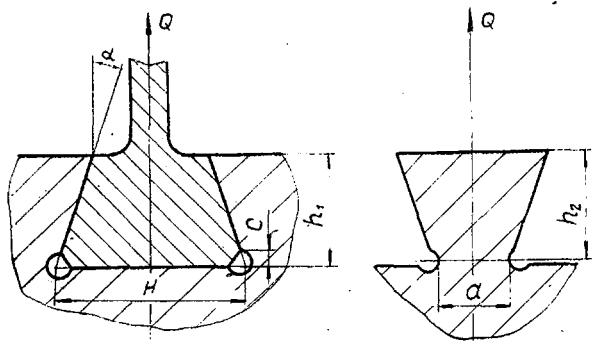


Рис. 3. Расчетная схема для замка «ласточкин хвост»

соединения при действии растягивающей силы $Q_{\text{л}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{хв}}$ где $Q_{\text{п}}$, $Q_{\text{хв}}$ — центробежные силы пера и хвостовика лопатки, соответственно, $\sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{\text{в}'}$ — пределы прочности материала лопатки и диска, b_3 — длина замка. Показанный на рис. 3 угол паза α принимает последовательно значения 45° , 30° и 20° , для каждого из которых при помощи стандарта определяются размеры выступа диска, показанные на рис. 3.

Напряженность выступа диска оценим по формуле [5]:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{p}} + \sigma_{\text{z}} .$$

Здесь σ_{p} — нормальное напряжение растяжения от центробежной силы Q , действующей на перемычку выступа, σ_{z} — нормальное напряжение стесненного кручения выступа моментом $M_{\text{к}}$, определяемые равенствами:

$$\sigma_{\text{p}} = \frac{Q'}{b_3 a} , \quad Q' = Q_{\text{л}} \frac{\sin \alpha + \frac{\pi}{z}}{\sin \alpha} + Q_{\text{в}} ,$$

$$\sigma_{\text{z}} = \frac{30 M_{\text{к}} h_2}{b_3^2 a^2} \left(1 - \frac{2 h_2}{b_3} \right) , \quad M_{\text{к}} = Q_{\text{л}} r_{\text{д}} \frac{\pi}{z} \sin \gamma \frac{\sin \left(\alpha + \frac{\pi}{z} \right)}{\sin \alpha} ,$$

где $r_{\text{д}}$ — радиус диска; a , h_2 — размеры, определяющие геометрию замка; z — число лопаток; $Q_{\text{в}}$ — центробежная сила выступа диска.

Напряжения σ_{max} сравниваются с допустимыми напряжениями и в случае выполнения неравенства $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$ осуществляется переход к расчету последующих элементов. В противном случае рассматривается следующее значение α , а при исчерпании их следует проектирование елочного замка.

Параметры елочного замка (рис. 4) подбираются по стандарту ОСТ 1 10975-73 при помощи методики поверочного расчета, например, [3].

В расчете оценивается напряженность основных элементов замка:

а) напряжения изгиба, среза и смятия зуба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{6 P_1 l}{b_3 h^2} , \quad \tau = \frac{P_1}{b_3 h} , \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{P_1}{b_3 \Delta} ;$$

б) напряжения растяжения по первой перемычке хвостовика лопатки и последней перемычки выступа диска, соответственно:

$$\sigma_{\text{рл}} = \frac{Q_{\text{л1}}}{F_{\text{л}}} , \quad \sigma_{\text{р\delta}} = \frac{Q'}{F_{\delta}} .$$

Здесь $P_1 = \frac{Q_{л1}}{2z_1 \sin \alpha}$ — усилие на один зуб при постоянной по высоте замка длине,
 z_1 — число зубьев, замка,
 l, h, Δ — размеры, определяющие геометрию замка;
 $Q_{л1}$ — центробежная сила лопатки до первой перемычки хвостовика,
 $F_{л1}$ — площадь сечения первой впадины хвостовика,

$$Q' = Q_{л1} \frac{\sin\left(\alpha + \frac{\pi}{z}\right)}{\sin \alpha} + Q_{в};$$

$F_{в}$ — площадь сечения последней впадины выступа диска.

Не приводя здесь подробной схемы процедуры проектирования елочного замка, отметим, что процедура состоит из построительной части, в которой на базе принципа равнопрочности выбираются размеры перемычек хвостовика лопатки и выступа диска, ближайший угол развала ϕ , начальное (минимальное) число зубьев z_1 и шаг s , а затем проводится поперечный расчет элементов замка. При удовлетворении ограничений по прочности осуществляется переход к дальнейшему расчету, в противном случае: при недостаточной прочности перемычек проводится построение шарнирного замка; при недостаточной прочности зубьев увеличивается шаг, а затем, когда шаг станет кратным следующему числу зубьев и минимальному шагу, увеличивается число зубьев. По окончании перебора всех предусмотренных стандартом значений параметров замка происходит переход к построению шарнирного замка.

Процедура построения шарнирного замка на базе методики поперечного расчета [3] или более подробного расчета [6] опущена ради краткости, ее структура подобна структурам изложенных выше процедур построения замковых сое-

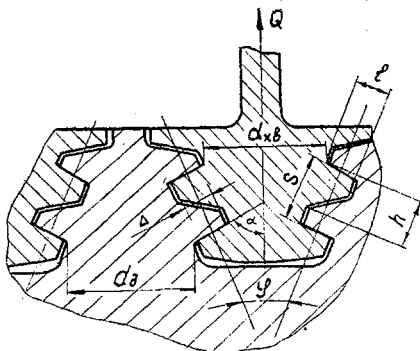


Рис. 4. Расчетная схема для замка «елка»

динений и содержит все операции, упомянутые в разделе настоящей статьи. Укажем только, что после удачного завершения построения шарнирного замка осуществляется переход к дальнейшим расчетам, а в случае неудачи к аэродинамическому модулю с уменьшенной у втулки густотой решетки.

В заключение этого раздела рассмотрим построение диска рабочего колеса (для простоты — без барабана). Как и во всех предыдущих примерах, форма диска выбирается из набора конкурирующих конструкций, расположенных в порядке возрастания их несущей способности.

Таким образом, формы диска (но не его размеры) заданы заранее и выбираются в процессе проектирования из числа удовлетворяющих условиям прочности, конструктивным и технологическим ограничениям, в следующем порядке:

а) диск-кольцо (обычно для малонагруженных колес подпорных ступеней каскада низкого давления);

б) диск с полотном постоянной (минимально допустимой) толщины;

в) то же, что в пункте б), но со ступицей;

г) диск со ступицей и полотном, состоящим из двух участков, один из которых имеет постоянную толщину, а второй — толщину, изменяющуюся вдоль радиуса по экспоненте;

д) диск со ступицей и полотном, толщина которого меняется вдоль радиуса по экспоненте;

е) сплошной диск, полотно которого меняется по экспоненте.

Все элементы этого набора формирует одна процедура, производящая выбор формы в зависимости от ситуации в момент проектирования. Не разбирая всех разветвлений процедуры, рассмотрим ее работу в наиболее общем случае построения диска по пункту г). Как и во всех остальных случаях, проектирование диска начинается с обода (рис. 5). Внешнюю нагрузку p полагаем равномерно распределенной по ободу:

$$p = \frac{Qz}{2\pi r_b b_1},$$

где Q — центробежная сила лопатки и выступа диска, z — число лопаток, b_1 , r_b — ширина и радиус обода диска.

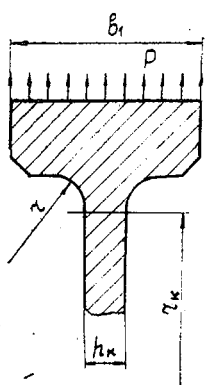


Рис. 5. Расчетная схема для обода диска

Толщина обода диска $\delta_{об}$, а также радиусы r перехода от обода к полотну определяются по формулам:

$$\delta_{об} = K_8 h_3, \quad r = K_9 h_3,$$

где коэффициенты K_8 и K_9 устанавливаются на основе статистического анализа, работающих конструкций, h_3 — высота замка.

Для простоты будем рассматривать диск с цилиндрическим ободом.

Толщину диска в «шейке» h_k определим из условия:

$$k_{b2} \leq \left[\sigma_B \left(\int_{r_k}^{r_b} h dr + h_k r_k \right) \right]^{1/2} \left(p r_b b_1 + \rho \omega^2 \int_{r_k}^{r_b} h r^2 dr \right)^{-1/2}, \quad (*)$$

где h — толщина диска, которое определяет запас по разрушающим оборотам k_{b2} части диска, заключенной между радиусами r_b и r_k . После этого проверяется, не выходят ли точки сопряжения радиусов с внутренней поверхностью обода за его пределы (с учетом фасок). В случае выхода радиусы перехода уменьшаются до целого числа мм так, чтобы такого выхода не было, и построение обода повторяется. Здесь же проверяется выполнение ограничения $h \geq h_{\min}$.

В рассматриваемом случае это неравенство переходит в равенство, которое сохраняется до радиуса r_* , на котором выполняется условие (*) со знаком равенства (с заменой r_k на r_* и h_k на h_*).

Построение полотна для $r < r_*$ проводится по известной формуле для толщины равнопрочного диска:

$$h(r) = h_* \exp \left(\frac{\rho \omega^2}{2 \sigma_B} [k_{br}] (r_*^2 - r^2) \right).$$

Далее, кольцевой диск имеет у центрального отверстия ступицу, форма которой показана на рис. 6. Размеры ступицы определены с точностью до радиуса $r_8 = r_4 + x$ и угла ψ . В простейшем случае можно зафиксировать значение ψ , тогда оставшийся неизвестным параметр определится из заданного условия прочности, представленного в виде равенства

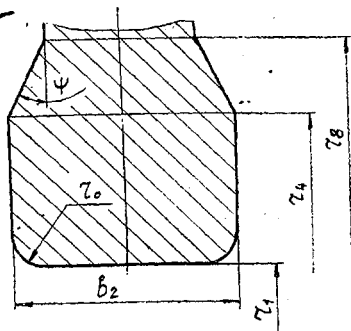


Рис. 6. Расчетная схема для ступицы диска

$$k_{b1} = \left(\sigma_B \int_{r_a}^{r_b} h dr \right)^{1/2} \left(p r_b b_1 + \rho \omega^2 \int_{r_a}^{r_b} h r^2 dr \right)^{-1/2},$$

где $k_{\text{в1}}$ — запас по разрушающим оборотам всего диска. Решение этого уравнения проведем методом последовательных приближений.

В процессе проектирования ступицы ее ширина ограничивается, чтобы ступица была достаточно компактной, отношением:

$$b_2 \leq K_{10} (r_4 - r_1), \text{ где } K_{10} = 4 \div 6; r_1, r_4 \text{ — радиусы ступицы.}$$

Построенный таким способом диск подвергается затем поворочному расчету. В данной программе напряженное состояние диска определяется методом Р. Граммеля [7]. Диск переменной толщины заменяется ступенчатым, с плоскими участками. Используется известное распределение напряжений в плоском кольцевом диске из упругого материала и условия сопряжения соседних участков. Для удовлетворения граничных условий применяется метод трех расчетов (в работе [7] используется метод двух расчетов). В результате расчета определяются окружные и радиальные напряжения, а по ним и местные запасы прочности.

В случае, если местные запасы ниже регламентированных, проводится корректировка исходных данных построительной части программы, для чего полагается:

$$k'_{\text{в2}} = k_{\text{в2}} \left(\frac{[k_{\text{м}}]}{k_{\text{мr}}} \right)^{1/4} \text{ при } k_{\text{мr}} < [k_{\text{м}}];$$

$$k'_{\text{в1}} = k_{\text{в1}} \left(\frac{[k_{\text{м}}]}{k_{\text{м\theta}}} \right)^{1/20} \text{ при } k_{\text{м\theta}} < [k_{\text{м}}],$$

где $k_{\text{м\theta}}$, $k_{\text{мr}}$, $[k_{\text{м}}]$ — вычисленные местные запасы по окружным, радиальным напряжениям и допустимые, соответственно.

При этом начинается заново построение ступицы, если $k_{\text{м\theta}} < [k_{\text{м}}]$, и построение начинается с обода, если $k_{\text{мr}} < [k_{\text{м}}]$.

В заключение построения кольцевого диска проводится контроль отношения диаметра внутреннего отверстия к ширине ступицы: если оно превосходит десять калибров, то проводится построение сплошного диска, о чем выдается соответствующая информация проектировщику.

Заканчивая на этом рассмотрение методик расчетов деталей компрессора и подчеркивая их, в известной степени, иллюстративный характер, следует отметить, что эти методики достаточно достоверно описывают главные черты работы деталей и поэтому вполне пригодны для практического применения.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опыт организации модуля прочностного проектировочного расчета позволяет сделать вывод о целесообразности разработки автоматизированных систем проектирования, способных работать как в интерактивном, так и в автоматическом (пакетном) режимах.

Представляется необходимой разработка таких унифицированных методов расчета, как метод конечного элемента, для проверочных расчетов, и методов эффективного построения оптимальных конструкций.

В последних трудно ожидать унификации вследствие большого разнообразия деталей и выполняемых ими функций, а также разнообразия их технологического исполнения.

Тем не менее, создание фонда модулей проектировочных расчетов, удовлетворяющих требованиям совместности и оформленных в виде стандартных подпрограмм, позволит ускорить и удешевить создание эффективных систем автоматизированных (машинных) систем проектирования ГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машинное проектирование. Итоги науки и техники. Авиастроение. Том 3, М., ВИНТИ, 1976.
2. Снапелев Ю. М., Старосельский В. А. Моделирование и управление в сложных системах. М., «Советское радио», 1974.
3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., «Машиностроение», 1966.
4. Хилтон У. Ф. Аэродинамика больших скоростей. М., «Иностранная литература», 1955.
5. Альперт В. Н. Некоторые вопросы статической прочности замкового соединения типа ласточкиного хвоста. В сб. «Прочность и динамика авиационных двигателей». Вып. 3, М., «Машиностроение», 1966.
6. Лейкин А. С., Несатый И. М. Исследование напряженного состояния и прочности шарнирных замковых соединений. В сб. «Прочность и динамика авиационных двигателей». Вып. 5, М., «Машиностроение», 1969.
7. Бицено К. Б., Граммель Р. Техническая динамика. Том 2, М.—Л. ГИТТЛ, 1952.