

ФЕДЕРАЛЬНАЯ АВИАЦИОННАЯ СЛУЖБА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Б.А. Чичков

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ ТУРБОМАШИН
(С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ)

Методическое пособие по дисциплине "Конструкция и прочность авиационных двигателей", для НИРС и дипломного проектирования для студентов специальности 160901 всех форм обучения

ДЕПАРТАМЕНТ ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Б.А. Чичков

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ ТУРБОМАШИН
(С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ)

Методическое пособие по дисциплине "Конструкция и прочность авиационных двигателей", для НИРС и дипломного проектирования для студентов специальности 160901 всех форм обучения

Научный редактор, рецензент: д.т.н., проф. Е.А. Коняев

Введение

В гражданской авиации (компрессоры и турбины маршевых и вспомогательных ГТД, турбины воздушных стартеров и т.д.), а также в ряде отраслей (автомобильной - агрегаты наддува, газовой промышленности - перекачивающие станции, энергетической-наземные энергетические установки и т.д.) широко применяются лопаточные машины типа “компрессор” и “турбина”. Турбина(-ы) рассматриваемых турбомашин обеспечивают привод того или иного агрегата (компрессора(-ов), генератора и т.п.). Широкое распространение получили радиальные рабочие колеса центробежных насосов.

Диски являются одним из наиболее нагруженных элементов машин и представляют максимальную потенциальную опасность с точки зрения вторичных разрушений элементов конструкции как самих изделий, так и летательных аппаратов (например, согласно [8], более чем в 60% случаях разрушения дисков не локализируются внутри двигателей). Причины разрушения дисков: конструктивные, технологические, эксплуатационные.

Существующие тенденции в развитии авиационной техники предполагают снижение веса узлов компрессоров и турбин, повышение их оборотности и температур в проточной части, что практически приводит к существенному увеличению напряжений в дисках. Указанное требует проверки на возникновение неупругих деформаций в диске и, при наличии таковых, определения напряжений в диске с учетом их, используя метод переменных параметров упругости.

Таким образом, вопросам прочности дисков турбомашин должно уделяться повышенное внимание при проектировании и эксплуатации, как принципиально влияющим на безопасность эксплуатации турбомашин (в ГА в т.ч. - безопасность полетов [15]).

Основное внимание в пособии уделено расчету на прочность дисков осевых ступеней компрессоров и турбин. Существующая для

малоразмерных двигателей тенденция применения радиальных рабочих колес нашла отражение в изложении особенностей расчета их на прочность. Кратко излагается влияние технологических особенностей обработки материалов на прочность дисков.

Задача о расчете на прочность диска “неэлементарного” профиля (примеры “элементарных” профилей-постоянного сечения, конического, гиперболического сечений) не имеет общего аналитического решения и поэтому решается приближенно. Были предложены методы двух и более просчетов (расчетов), отличающиеся значительной трудоемкостью и относительно невысокой точностью расчета напряжений, с которыми можно ознакомиться в [9].

Развитие возможностей вычислительной техники привело к предпочтительному решению сложных инженерных задач по расчету на прочность с использованием т.н. численных методов.

Рассматривается использование следующих численных методов: регрессии, уравнений аналитической геометрии, численного интегрирования и собственно численные методы расчета дисков на прочность: конечных разностей и переменных параметров упругости.

(Кроме метода, основанного на численном решении дифференциальных уравнений в конечных разностях, и метода переменных параметров упругости существуют группы методов, характеризующиеся [5, 8, 9]:

а) заменой профиля диска системой профилей, для которой дифференциальные уравнения напряженного состояния диска разрешимы в конечном виде;

б) численным решением интегральных уравнений напряженного состояния диска (интегральные методы);

в) графоаналитической формой расчета).

В основе рассматриваемых численных методов собственно прочностных расчетов лежит замена континуальной расчетной модели с непрерывным распределением параметров и бесконечным числом степеней свободы дискретной моделью, имеющей конечное число неизвестных, которое зависит от требований, предъявляемых к расчету, и возможностей вычислительной техники.

Замечание по области применения методики расчета на прочность с использованием метода конечных разностей, излагаемой в пособии:

1. Для дисков, включенных в конструкции типа представленной на рис. 1, заключение о прочности, полученное с использованием методики, не может являться окончательным в силу того, что она не учитывает влияния связей между элементами конструкции.

2. См. также 1 абзац сверху на стр. 7 и замечания по расчету дисков палиальных рабочих колес

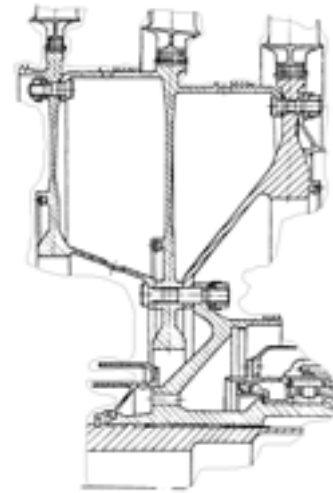


Рис. 1

Метод конечных разностей позволяет проводить однократный расчет напряжений в диске, находящемся в упругом состоянии, и характеризуется наименьшей трудоемкостью по сравнению с другими методами. В пособии предлагаются табличные формы и рекомендации, позволяющие ускорить расчет дисков на прочность при ручном счете. Однако, исследование вопросов прочности дисков наиболее эффективно при использовании ПЭВМ. В процессе написания пособия параллельно было разработано программное обеспечение, базирующееся на методических основах, изложенных в пособии, с использованием средств разработки программного обеспечения под WINDOWS. Примеры некоторых выходных графических форм приведены по тексту пособия. Полный текст и описание программного обеспечения не приводится по причинам: его значительный объем и, главное, убеждение в том, что механическое копирование программного обеспечения неэффективно - возможно внесение ошибок, не устраняемых без полного понимания функционирования программы, и не несет положительного обучающего эффекта, ведь только программируя задачи расчета (исследования) самостоятельно можно "почувствовать" тот или иной метод и освоить применение ПЭВМ в инженерной и исследовательской практике. Самостоятельная разработка программного обеспечения позволяет проводить его безболезненную модификацию и развитие в русле специфики решаемых задач. Поэтому в тексте работы приводятся лишь фрагменты расчетной части программного обеспечения и сведения, позволяющие ускорить его написание лично студентом.

Автор признателен д.т.н., проф. Засимову В.М. за предоставленную при написании работы справочную литературу по авиационным материалам.

1. РАСЧЕТ ДИСКОВ ПРИ УПРУГОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

1.1. Нагружение дисков

На диски действуют статические и динамические нагрузки. Задача расчета диска на прочность при его динамическом нагружении в данном пособии не ставится.

Статические нагрузки и вызываемые ими напряжения представлены в табл. 1.

Таблица 1

Нагрузки и напряжения в дисках

Нагрузка	Напряжение, вызываемое нагрузкой
Центробежная сила собственной массы диска	Растяжение в окружном и радиальном направлениях. Для реальных дисков возможен изгиб при несовпадении мест центров жесткости и приложения нагрузки
Центробежная сила массы рабочих лопаток	Растяжение (а практически и изгиб-см. выше)
Газовые силы от рабочих лопаток и на боковые поверхности диска	Изгиб (компенсируется моментами от центробежных сил за счет соответствующего смещения центров масс лопаток и обода)
Крутящий момент (от окружных газовых сил рабочих лопаток)	Касательные напряжения
Температурные, вследствие неравномерного распределения температуры по: а) радиусу диска, б) по толщине диска	Растяжение и сжатие Изгиб
Посадка на вал с гарантированным натягом	Сжатие
Гироскопический момент	Изгиб

Основными нагрузками, влияющими на прочность дисков, являются:

а) для дисков компрессоров первых ступеней- центробежные силы;

б) для дисков компрессоров последних ступеней и турбин-центробежные силы и температурные, вследствие неравномерного распределения температуры по радиусу;

в) напряжения вследствие посадки на вал.

Напряжения, вызываемые остальными нагрузками, как правило, невелики и ими в расчетах пренебрегают. (С вопросами учета изгиба для дисков с принципиально несимметричным меридиональным сечением, нагруженных поперечными силами, моментами, неравномерно нагретых по толщине, рассчитываемых на совместное действие растяжения и изгиба, можно ознакомиться в работе [8]).

На рис. 2 приведены примеры реально выполненных конструкций [21] (включая схематичный показ способов крепления дисков к валам) и иллюстрируются некоторые понятия, встречающиеся ниже по тексту:

- а) центробежное колесо компрессора ВСУ;
- б) барабанно-дисковая конструкция ротора компрессора высокого давления ТРДД;
- в) диск турбины ТВД (одновального);
- г) диск турбины высокого давления ТРДД;
- д) диск турбины среднего давления трехвального ТРДД;
- е) осевое колесо турбины воздушного стартера.

1.2. Расчетная схема диска осевой ступени -

в общем случае приведена на рис. 3.

Строится с учетом следующих допущений:

1) диск симметричен относительно срединной плоскости, перпендикулярной оси вращения. Профиль реального диска приводят к симметричному путем равномерного распределения масс отбрасываемых (несимметричных и резко выступающих частей) относительно радиальной оси;

2) температура постоянна по толщине диска и изменяется только по радиусу (т. е. нагрев диска - осесимметричный);

3) центробежные силы рабочих лопаток и замковой части обода диска равномерно распределены по наружной цилиндрической поверхности сплошной части обода диска на радиусе r_k . Действие этих сил заменяют действием радиальных контурных напряжений σ_{rk} ;

4) диск находится в плоском напряженном состоянии (т. е. в площадках, параллельных срединной плоскости, не возникают нормальные напряжения);

5) напряжения на любом радиусе диска не меняются по толщине.

Таким образом, расчетной 10 соответствует осесимметричное плоское напряженное состояние, характеризуемое действием радиальных σ_r и окружных нормальных σ_φ (тангенциальных) напряжений.

Следует дать следующие дополнительные замечания к построению расчетной схемы диска:

1) для цельных осевых рабочих колес (например турбин воздушных стартеров) расчетное сечение “ k ” соответствует максимальному диаметру диска (рис. 2е);

2) особенности расчетной схемы для радиальных рабочих колес рассматриваются ниже, в п. 1.6;

3) прикрепление к дискам дефлекторов, элементов уплотнений и т.п. (см. рис. 2) может быть учтено с использованием принципов метода присоединенных масс (подробнее о методе- см. п. 1.6).

4) на рис. 3:

а) показана расчетная схема диска осевой ступени с облопачиванием съемными лопатками;

б) элементы фиксации лопатки в осевом направлении условно не показаны и отнесены к замковой части рабочей лопатки;

в) расчетный элемент диска A выделен двумя радиальными плоскостями и концентрическими сечениями;

г) позиции:

1- бандажная полка рабочей лопатки,

2- перо рабочей лопатки,

3- переходная часть рабочей лопатки,

4- замковая часть рабочей лопатки,

5- тело диска;

д) r_c – радиус центрального отверстия диска;

е) при наличии съемных лопаток радиус r_k принято считать равным минимальному радиусу элементов замка, однако при проведении прочностной оценки обода диска необходимо учитывать, что наиболее

нагруженным напряжениями растяжения является поперечное сечение в перемычке выступов обода диска, определяемое с учетом конкретных особенностей замка (подробнее см. п. А10).

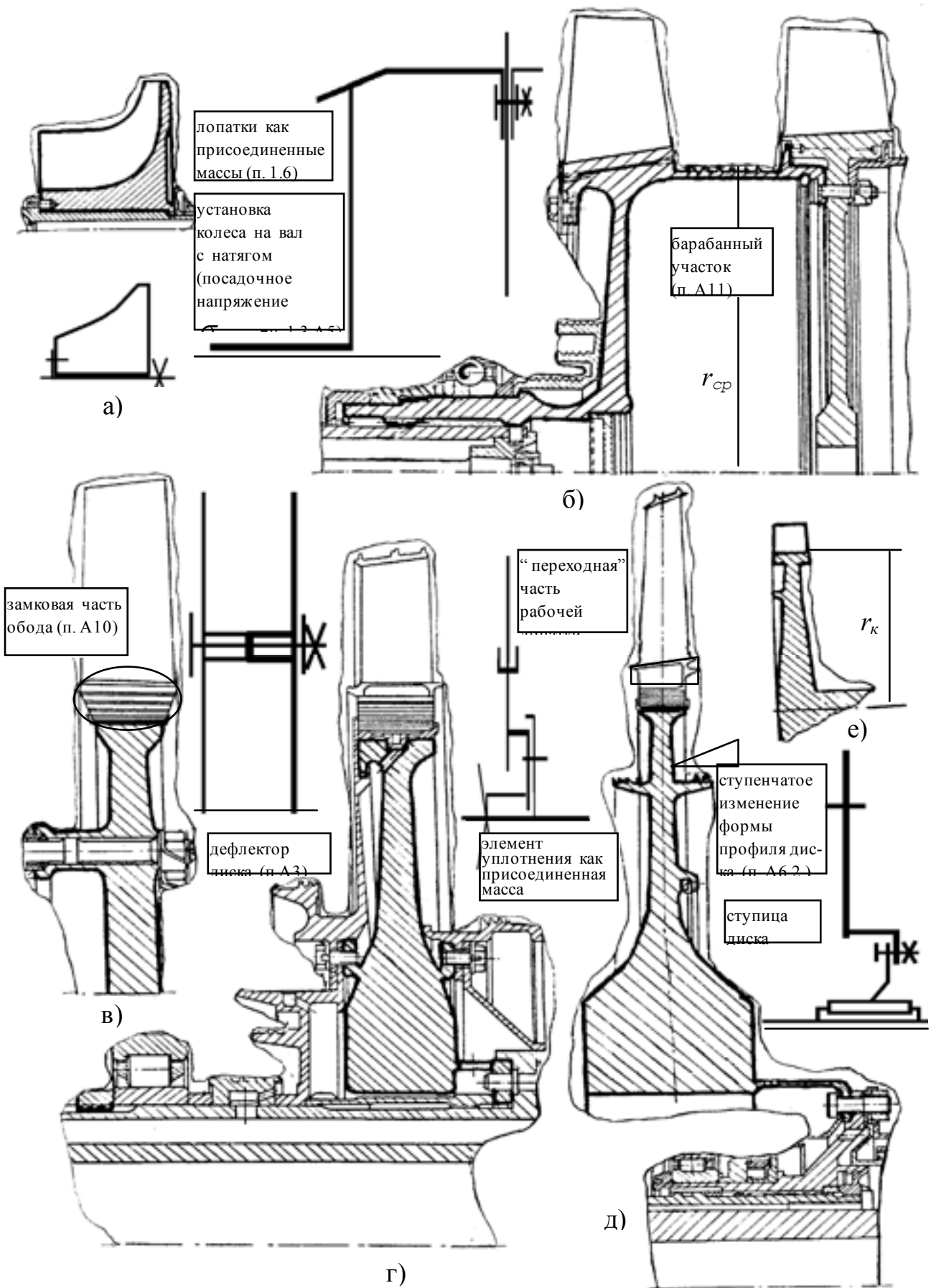


Рис. 2. Примеры выполненных конструкций. Некоторые понятия и элементы

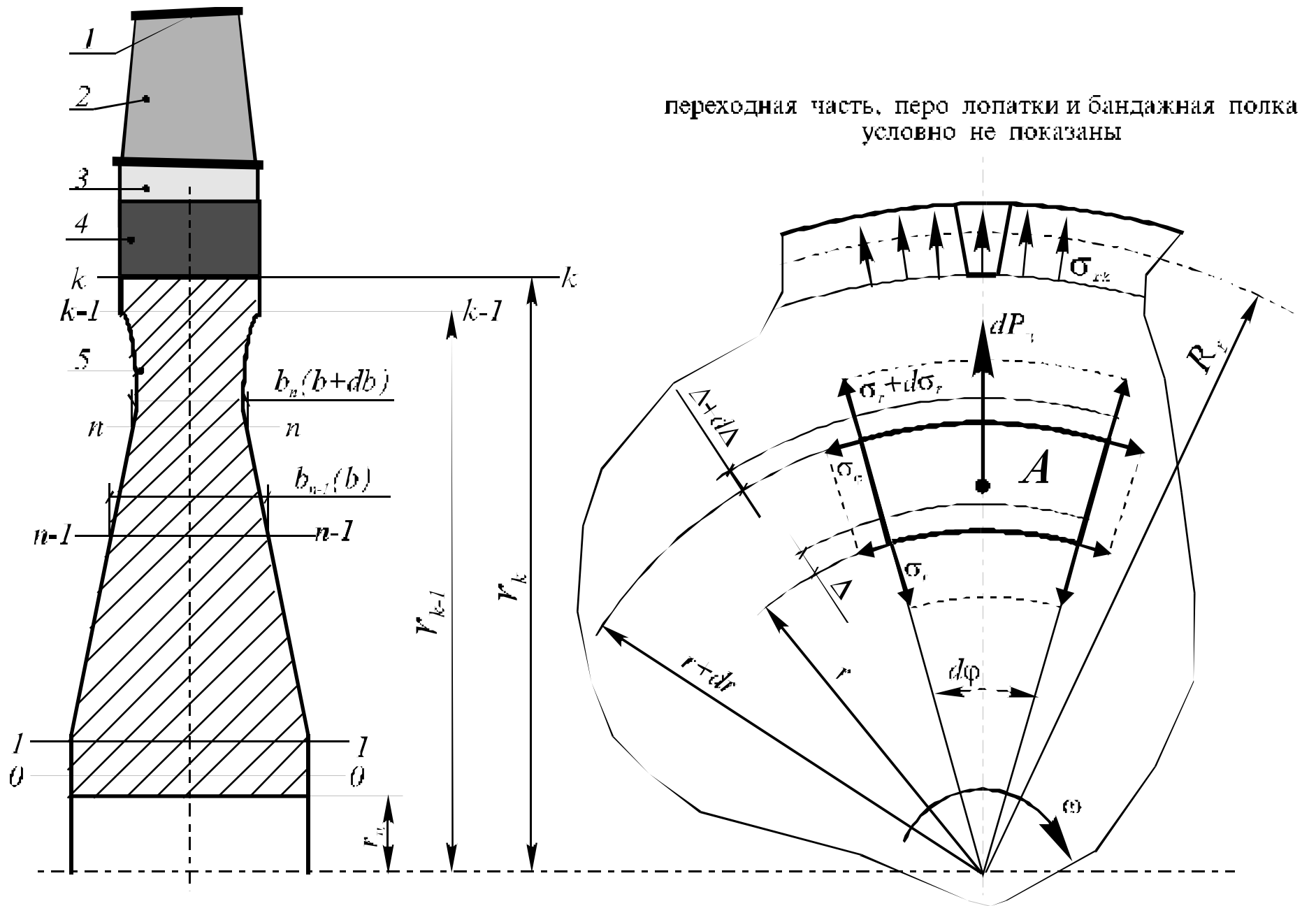


Рис. 3. Расчетная схема облопаченного диска осевой ступени со съёмными лопатками

1.3. Краткие теоретические сведения об уравнениях напряженного состояния диска и граничных условиях

Уравнения напряженного состояния диска получают с использованием уравнений равновесия, совместности деформаций и физических соотношений между напряжениями и деформациями [2, 3, 5, 6, 8, 9, 12].

Уравнение равновесия элемента диска A , выделенного двумя радиальными плоскостями и концентрическими сечениями (см. рис. 3), отражает то, что рассматриваемый элемент находится в статическом равновесии, т.е. сумма векторов сил, действующих на него, равна нулю.

После ряда преобразований получают:

$$\frac{d(\sigma_r \cdot b \cdot r)}{dr} + \rho \cdot b \cdot r^2 \cdot \omega^2 - \sigma_\varphi \cdot b = 0, \quad (1)$$

где

- ρ - плотность материала диска;
- b - толщина элемента на радиусе r ;
- σ_r -радиальные напряжения;
- σ_φ -окружные напряжения;
- ω -угловая скорость вращения диска.

Уравнение совместности деформаций отражает условие неразрывности диска при его нагружении:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\varphi + r \cdot \frac{d\varepsilon_\varphi}{dr}. \quad (2)$$

Физические уравнения, связывающие между собой напряжения и деформации, записывают с использованием закона Гука для плоского напряженного состояния с учетом температурных деформаций и получают уравнение совместности деформаций, выраженное в напряжениях:

$$\begin{aligned} & (1 + \mu) \cdot (\sigma_r - \sigma_\varphi) + (\sigma_\varphi - \mu \cdot \sigma_r) \cdot \frac{r}{E(T)} \frac{dE(T)}{dr} = \\ & = r \cdot \frac{d(\sigma_\varphi - \mu \cdot \sigma_r)}{dr} + r \cdot E(T) \cdot \frac{d(\alpha(T) \cdot T)}{dr} \end{aligned} \quad (3)$$

где

μ - коэффициент Пуассона

(следует отметить, что коэффициент Пуассона зависит от температуры и возрастает с ее повышением-например, для дисков турбин из сталей или жаропрочных сплавов - примерно от 0.3 до 0.45). В учебных расчетах, ввиду незначительной разницы между максимальными напряжениями, определенными с учетом и без учета изменения μ , допускается принимать $\mu=const$ ($\mu=0.3$ для дисков из сталей и жаропрочных сплавов, $\mu=0.33$ -ВД-17, $\mu=0.3$ -ВТЗ÷ВТ-9, $\mu=0.09$ - стеклотекстолит ВПС-4 [5]. Данные приведены для упругого деформирования);

α - коэффициент линейного расширения;

T - температура диска ($T=F(r)$).

Уравнения (1) и (3) составляют систему дифференциальных уравнений напряженного состояния диска, решение которой относительно неизвестных напряжений можно получить, зная граничные условия для них, представляемые следующим образом:

1) для сплошного диска:

$$\text{при } r=0 \quad \sigma_\varphi = \sigma_r = \sigma_0, \text{ при } r=r_k \quad \sigma_r = \sigma_{rk} \quad (4)$$

2) для диска с центральным отверстием радиуса $r_{ц}$:

$$\text{при } r=r_{ц} \quad \sigma_r = 0, \quad \sigma_\varphi = \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0, \text{ при } r=r_k \quad \sigma_r = \sigma_{rk} \quad (5)$$

3) для диска, напрессованного на вал с посадочным напряжением

$\sigma_{пос}$:

$$\text{при } r=r_{ц} \quad \sigma_r = -\sigma_{пос}, \quad \sigma_\varphi = \sigma_{\varphi 0} = \sigma_0,$$

$$\text{при } r=r_k \quad \sigma_r = \sigma_{rk} \quad (6)$$

Замена дифференциалов конечными разностями осуществляется с использованием формул (7).

$$d\sigma_r \approx \Delta\sigma_r = \sigma_m - \sigma_{r(n-1)}; \quad d\sigma_\varphi \approx \Delta\sigma_\varphi = \sigma_{\varphi n} - \sigma_{\varphi(n-1)}; \quad dr \approx \Delta r = r_n - r_{n-1}; \quad (7)$$

$$dE \approx \Delta E = E_n - E_{n-1}; \quad d(\alpha \cdot T) \approx \Delta(\alpha \cdot T) = (\alpha \cdot T)_n - (\alpha \cdot T)_{(n-1)}; \quad db \approx \Delta b = b_n - b_{n-1}.$$

Подстановкой (7) в систему дифференциальных уравнений напряженного состояния диска получают уравнения (8) и (9), в которых коэффициенты - см. формулы (34)- (43).

$$\sigma_{rn} = \sigma_{\varphi(n-1)} \cdot \gamma_n + \sigma_{r(n-1)} \cdot \beta_n - \psi_n \cdot \gamma_n, \quad (8)$$

$$\sigma_{\varphi n} = \sigma_{\varphi(n-1)} \cdot \delta_n + \sigma_{r(n-1)} \cdot \lambda_n - \mu \cdot \psi_n \cdot \gamma_n - \theta_n. \quad (9)$$

Формулы (8) и (9) позволяют по известным напряжениям в сечении $n-1$ и известным величинам коэффициентов в сечении n рассчитать напряжения в

сечении n .

По результатам записи (8) и (9) для $1,2,3...n$ сечений с учетом граничных условий получают формулы (54) и (55), выражающие напряжения в сечении диска n через напряжения в нулевом сечении.

1.4. Методика расчета на прочность диска (осевой ступени) произвольного профиля для упругих деформаций

Точные решения дифференциальных уравнений напряженного состояния могут быть получены только для некоторых простых форм дисков - постоянной толщины (см. также п. 1.5), конического, гиперболического и т.п., которые, как таковые, в реальных конструкциях практически встречаются очень редко. Для дисков произвольного профиля указанные уравнения решают приближенными методами, перечень которых приведен во введении.

Рассмотрим использование в расчете диска осевой ступени метода конечных разностей, который позволяет заменить дифференциальные уравнения системой алгебраических уравнений.

Алгоритм (А) расчета диска на прочность сводится к следующему:

A1. Подготовить исходные данные расчета:

A1.1. результаты газодинамического расчета и профилирования проточной части, необходимые для использования в соответствующих формулах (см. ниже);

A1.2. данные (μ , ρ_1 , ρ_2) по материалам диска и рабочих лопаток (см. прил.);

A1.3. вычертить в масштабе расчетную схему полотна диска и отметить наличие присоединенных масс;

A1.4. вычертить в масштабе замковую (и переходную - при наличии) часть лопатки и диска;

A1.5. вычертив в масштабе корневое и периферийное сечение пера рабочей лопатки, определить их площади.

Площадь i -того сечения для лопатки без внутренних каналов [9]

$$f_i = 0.7 \cdot b_i \cdot \delta_i,$$

(10)

где

 f_i - площадь, м²; b_i - хорда профиля, м; δ_i - максимальная толщина профиля, м.

Иначе площадь сечения i -того сечения лопатки (в том числе для лопаток с внутренними каналами) может быть приближенно определена как сумма площадей элементарных элементов профиля с использованием численного метода, суть которого (для простоты показана лопатка без внутренних каналов) понятна из рис. 4.

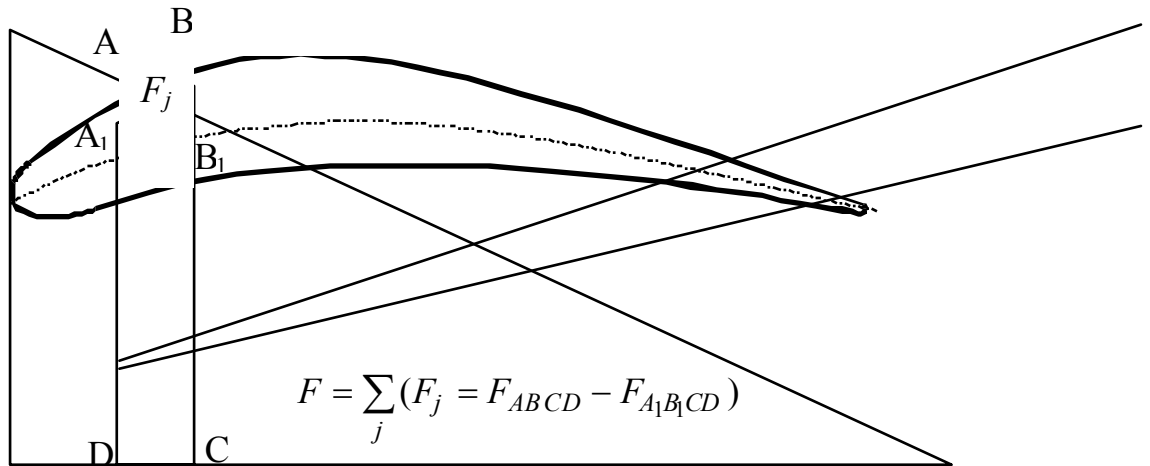


Рис. 4. К определению площади сечения лопатки

А1.6. рассчитать напряжения растяжения в корневом сечении рабочих лопаток под действием центробежных сил.

Считая, что площадь сечения лопатки изменяется вдоль радиуса по степенному закону вида (11)

$$F(R) = F_{\kappa} - (F_{\kappa} - F_0) \cdot \left(\frac{R - R_{\kappa}}{R_0 - R_{\kappa}} \right)^q$$

(11)

напряжения растяжения в корневом сечении лопатки могут быть определены согласно (12).

$$\sigma_{рк} = 2 \cdot \rho_2 \cdot u_{ср}^2 \cdot \frac{1 - \bar{d}}{1 + \bar{d}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot \left(1 - \frac{F_0}{F_k}\right)}{(1+q) \cdot (2+q)} \cdot \left(1 + \frac{q}{1 + \bar{d}}\right) \right] + \frac{P_{бп}}{F_k}, \quad (12)$$

где

$\sigma_{рк}$ - напряжения растяжения в корневом сечении, Па;

q - показатель степени в степенной функции, описывающей закон изменения площадей сечений лопатки по высоте (для турбинных лопаток $q=0.5 \div 0.6$, для компрессорных $q=1$ [6, 9]);

F_0, F_k - площади периферийного и корневого сечений лопатки, м²; (рекомендуется [6] отношение площадей, равное $0.25 \div 0.35$);

$P_{бп}$ - центробежная нагрузка от бандажной полки, Н;

ρ_2 - плотность материала лопатки, кг/м³;

$u_{ср}$ - окружная скорость рабочего колеса на среднем радиусе, м/с;

\bar{d} - втулочное отношение.

A2. Провести на расчетной схеме полотна диска расчетные сечения и записать их геометрические характеристики (r_n, b_n), при этом учесть требования :

A2.1. к нулевому сечению:

- для диска с отверстием - проводится по радиусу отверстия,

- для диска без отверстия - на радиусе порядка $1 \div 5\%$ от радиуса $r=r_k$;

A2.2. к отношению r_n / r_{n-1} :

- для первых 3 сечений - $r_n / r_{n-1} < 1.1$,
(13)

- для остальных сечений - $r_n / r_{n-1} \leq 1.4$;
(14)

A2.3. к отношению b_n / b_{n-1} : $0.8 \leq b_n / b_{n-1} \leq 1.2$.
(15).

Таким образом, число сечений зависит от формы профиля диска (особенностей расчетной схемы) и выполнения требований (A2.1-A2.3).

Следует однако заметить, что, как показывает исследование влияние количества сечений на точность получаемого решения для диска постоянного сечения (см. также п. 1.5), чрезмерное увеличение количества расчетных сечений становится неоправданным (см. рис. 5) вследствие резкого снижения интенсивности улучшения точности. В тоже время, для реальных дисков при числе сечений менее 10 может оказаться невозможным полное выполнение требований п. А2, что может приводить к некорректным результатам прочностного расчета в целом. (Результаты рис. 5 получены для эквивалентных напряжений в диске постоянного сечения, нагруженного центробежными и температурными нагрузками; ошибка относительно точного решения при числе расчетных сечений, $N_{\text{сеч}\Sigma}=15$, принята за 100%. Не требует особых комментариев анализ интенсивности улучшения точности в различных диапазонах $N_{\text{сеч}\Sigma}$).

% ошибки относительно ошибки при $N_{\text{сеч}\Sigma}=15$

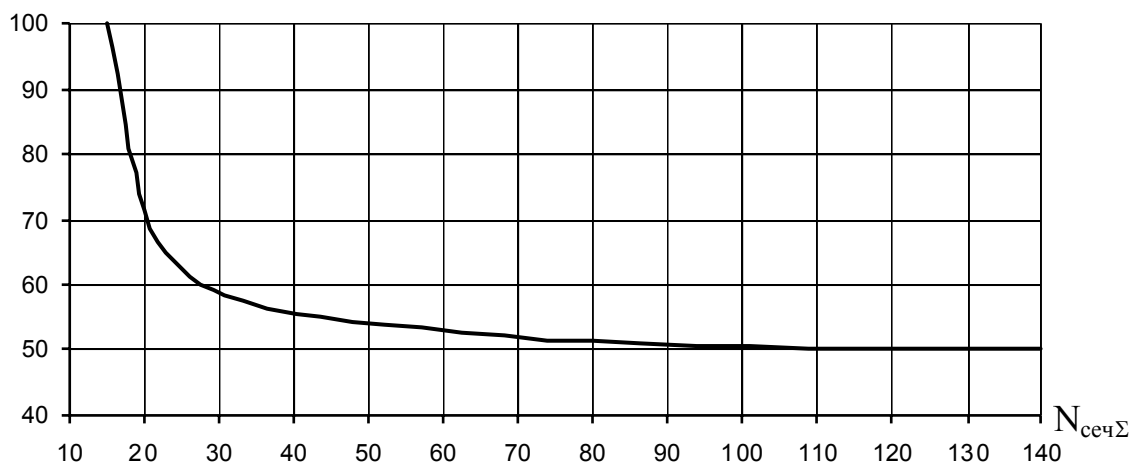


Рис. 5. К анализу влияния количества расчетных сечений на точность приближенного (полученного с использованием метода конечных разностей) решения

А3. Определить температуру в расчетных сечениях

Наиболее достоверные данные данного раздела могут быть получены экспериментальным образом, например, с использованием термопар [6, 7] и заданием температур для расчета табличным образом. Иначе следует воспользоваться расчетными методами определения температуры и провести

приближенную оценку распределения температур по радиусу диска.

Для приближенной оценки распределения температуры по радиусу диска принято [6, 9] применять степенную зависимость вида (16).

$$T = T_{ц} + (T_{к} - T_{ц}) \cdot \left(\frac{r - r_{ц}}{r_{к} - r_{ц}} \right)^s, \quad (16)$$

где

T - температура на радиусе r , °C;

$s=2\div 3$ - показатель степени;

$T_{ц}$ - температура в центре или на краю центрального отверстия диска, °C;

r - текущий радиус диска, м;

$r_{ц}$ - радиус центрального отверстия, м ($r_{ц}=0$, если диск не имеет центрального отверстия);

$T_{к}$ - температура диска на внешнем радиусе $r_{к}$, °C;

$T_{к}$ оценивается по формуле:

$$T_{к} = T_{лк} - \Delta T_{э} - \Delta T_{д}, \quad (17)$$

где

$\Delta T_{э}$ - перепад температуры между корневым сечением лопатки и ободом диска на радиусе $r_{к}$ ($\Delta T_{э}=70\div 110^{\circ}\text{C}$), °C;

$\Delta T_{д}$ - перепад температуры при наличии дефлектора диска ($\Delta T_{д}=20\div 40^{\circ}\text{C}$), °C;

$T_{лк}$ - температура лопатки в корневом сечении, °C:

$$T_{лк} = T_{ср} - \Delta_{тк}, \quad (18)$$

где

$T_{ср}$ - средняя температура лопатки, °C;

$\Delta_{тк}$ - разность между средней температурой лопатки и температурой ее корневого сечения ($\Delta_{тк}=100\div 200^{\circ}\text{C}$).

Наибольший интерес представляет определение для взлетного режима средней температуры ($T_{ср}$, °K) рабочих лопаток турбины.

$$T_{ср} = (1 - \Theta) \cdot \left[T_{г}^* - \frac{1}{c_p} \cdot \left(L_{ст} - \frac{u_{ср}^2}{2} \right) \right] + \Theta \cdot \bar{T}_{охл} \cdot T_{к}^*, \quad (19)$$

где

$T_{г}^*$ - среднemasсовая температура газа перед ступенью турбины, °K;

$L_{ст}$ - удельная работа расширения газа в ступени турбины, Дж/кг-более подробно с распределением работы между ступенями - см., напр., [17];

u_{cp} - окружная скорость рабочего колеса на среднем радиусе, м/с;
 $\bar{T}_{охла} = 0.8 \div 0.9$ - коэффициент, учитывающий разность между температурами воздуха за компрессором и в месте его отбора для охлаждения лопаток;
 удельная теплоемкость газа c_p , Дж/(кг·°К):

$$c_p = \frac{k \cdot R_{г}}{k - 1}, \quad (20)$$

где

$k=1.33$ - показатель адиабаты газа;
 $R_{г}$ - газовая постоянная, Дж/(кг·°К)

$R_{г}$ (Дж/(кг·°К)) для турбины зависит от относительного расхода топлива q_T [20] (коэффициент 1.0862- для керосинов):

$$R_{г} = 287 \cdot \frac{1 + 1.0862 \cdot q_T}{1 + q_T}, \quad (21)$$

где

отношение расходов топлива и воздуха в камере сгорания:

$$q_T = \frac{c_n \cdot (T_{г}^* - T_{к}^*)}{H_u \cdot \eta_{кс}}, \quad (22)$$

где

средняя условная теплоемкость процесса теплоподвода [17], кДж/(кг·°К):

$$c_n = 0.9 + 10^{-4} \cdot (2 \cdot T_{г}^* + T_{к}^*), \quad (23)$$

H_u - низшая теплотворная способность топлива (для керосина ТС-1 $H_u=43100$ кДж/кг);

$\eta_{кс}$ - коэффициент полезного действия камеры сгорания, приближенно равный коэффициенту выделения тепла ($\eta_{кс}=0.98 \div 0.99$, большие значения для больших температур газа).

Температура воздуха за компрессором:

$$T_{к}^* = T_{в}^* + T_{в}^* \cdot \left(\left[\pi_{к}^* \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{к}^*}, \quad (24)$$

где

$T_{к}^*$ - температура воздуха за компрессором, °К;

$T_{в}^*$ - температура воздуха на входе в компрессор, °К;

адиабатический КПД компрессора по параметрам заторможенного потока (приближенное значение):

$$\eta_{\kappa}^* = \frac{\left[\pi_{\kappa}^* \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left[\pi_{\kappa}^* \right]^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_0^*}} - 1} \quad (25)$$

где η_0^* - адиабатический КПД ступени осевого компрессора ($\eta_0^* = 0.88 \div 0.915$, меньшие значения для двигателей малой размерности);
степень повышения давления воздуха в компрессоре

$$\pi_{\kappa}^* = \left(1 + \frac{const}{T_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (26)$$

где

$$const = T_{\text{в} \text{ п}}^* \cdot \left(\left[\pi_{\kappa \text{ п}}^* \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ } ^\circ\text{K} \quad (27)$$

индекс “_п” - расчетные при $H=0, M=0$;

Θ - относительная глубина охлаждения - см. табл. 2.

Таблица 2

Значения относительной глубины охлаждения [6]

Тип охлаждения лопаток, конструктивные особенности	Значение Θ
неохлаждаемые	0
с внутренним конвективным охлаждением, радиальные каналы, $T_{\text{г}}^* = 1350 \div 1450^\circ\text{K}$	0.2 \div 0.25
с внутренним конвективным охлаждением, радиальные каналы, дефлекторы, $T_{\text{г}}^* = 1400 \div 1500^\circ\text{K}$	0.3 \div 0.4
конвективно-пленочное охлаждение, $T_{\text{г}}^* = 1600 \div 1650^\circ\text{K}$	0.4 \div 0.45 и более

В качестве расчетных режимов работы и особенностей распределения температуры в сечениях диска следует учитывать данные табл. 3. В учебных целях при выполнении минимального стандартного расчета на прочность (без расчета эквивалентного коэффициента запаса прочности по режимам работы) в качестве основного расчетного режима следует выбрать взлетный режим работы.

Таблица 3

Особенности распределения температуры в сечениях диска в зависимости от режима (для учебных целей, обобщаются практически для конкретного диска-рис. 6)

Режим работы	Температура, °С		Особенности нагружения
	$T_{\text{ц}}$ T_k (охл./неохл. РЛ)	T_k	
взлетный	$T_1=300\div350$ $430\div300$	$T_2=\text{согл. (17)}$	
приемистости	$T_1-(120\div150)$ 200	$T_2-(20\div30)$	максимальная радиальная температура при максимальной ω . Наиболее нагружена центральная часть диска
выключение в полете (аналогично-выключение на земле при нескольких больших T_k -см. рис. 6)	на $30\div50^\circ\text{C}$ выше чем для равновесного режима, с которого произошло выключение	$50\div100$	“обратный” перепад температуры, максимальный при $\omega=(0.85\div0.95)\omega_{\text{режима выключения}}$ (в полете). Растягивающие температурные напряжения в ободке

Примечание:

сокращения:РЛ- рабочие лопатки, охл.-охлаждаемые, неохл.-неохлаждаемые

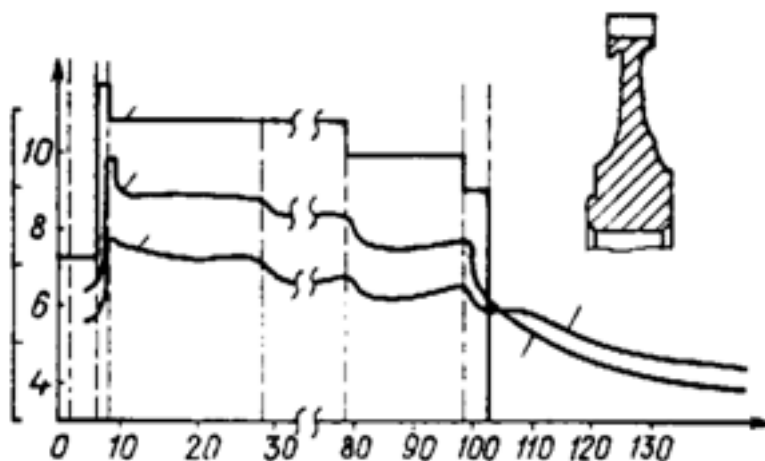


Рис. 6. Пример изменения частоты вращения и температур обода и ступицы диска турбины в полетном цикле [14]

А4. Используя справочные данные [5, 10, 11] и прил., определить значения модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α .

При проведении автоматизированных расчетов целесообразно использовать зависимости указанных параметров от температуры в аналитическом виде.

Для принятого [10,11] представления (в виде кусочно-линейных функций) рассматриваемые зависимости могут быть получены как совокупность уравнений прямых регрессионным анализом или с использованием аналитической геометрии.

Аппарат аналитической геометрии [1, 4] дает угловой коэффициент линии, проходящей через две заданные точки с координатами (X_1, Y_1) , (X_2, Y_2) (рис. 7):

$$B = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}$$

(28)

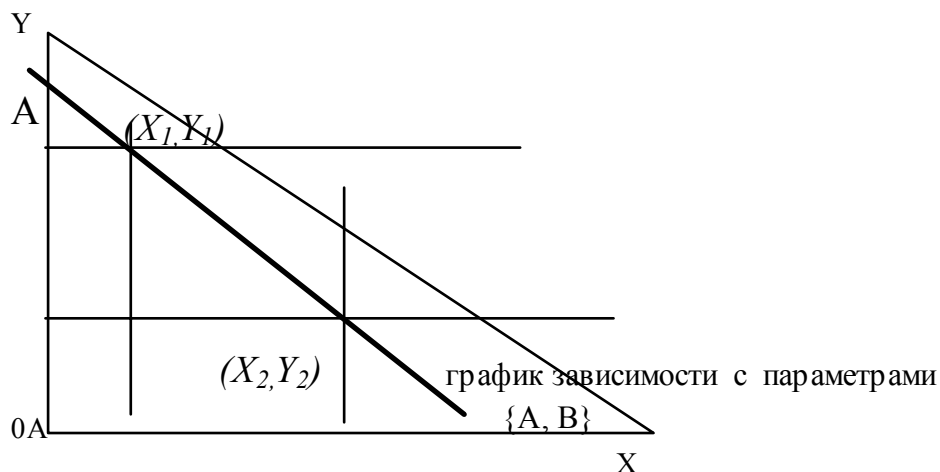


Рис. 7. К определению значений параметров зависимостей

Полиномиальная регрессия (аппроксимация) по методу наименьших квадратов в общем случае обеспечивает нахождение коэффициентов сглаживающего полинома

$$y(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_m \cdot x^m$$

с соблюдением принципа метода наименьших квадратов (обеспечения наименьшей среднеквадратичной погрешности), реализуемого выполнением условия :

$$U = \sum_{i=1}^N (Y_i - \mathcal{F}_i)^2 = \min,$$

где

\mathcal{F}_i - значение функции по регрессионной зависимости.

Частными случаями анализа рассматриваемой полиномиальной регрессии являются парная линейная и нелинейная регрессии. Используются преобразования [16] - табл. 4, сводящие нелинейную регрессию к линейной.

Таблица 4

Некоторые преобразования, сводящие нелинейную регрессию к линейной

Вид зависимости $y(x)$	x'	y'	A	B
$A + B \cdot x$	x	y	A'	B'
$A + B \cdot \ln(x)$	$\ln(x)$	y	A'	B'
$A \cdot \exp(B \cdot x)$	x	$\ln(x)$	$\exp(A')$	B'
$A + B \cdot x^m$	x^m	y	A'	B'

Для линейной зависимости $y = A + B \cdot x$:

$$A = \frac{1}{N} \cdot \left(\sum_{i=1}^N Y_i - B \cdot \sum_{i=1}^N X_i \right), \quad (29)$$

где

N -количество точек,

B - угловой коэффициент:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^N X_i \cdot \sum_{i=1}^N Y_i - N \cdot \sum_{i=1}^N X_i \cdot Y_i}{\left(\sum_{i=1}^N X_i \right)^2 - N \cdot \sum_{i=1}^N X_i^2} .$$

(30)

Например, для учебных расчетов для сплава ХН77ТЮР (данные по другим материалам - см. прил.) могут быть получены и использованы следующие аналитические зависимости для расчета модуля упругости и коэффициента линейного расширения:

$$\left[\begin{array}{ll} \text{при } T < 600^\circ\text{C} & E = 196.2069e9 - 60.345e6 \cdot T \\ \text{при } T \geq 600^\circ\text{C} & E = 1.9e11 - 5e7 \cdot T \\ \text{при } T < 250^\circ\text{C} & \alpha = 1.07e^{-5} + 2e^{-8} \cdot T \\ \text{при } 250^\circ\text{C} \leq T < 550^\circ\text{C} & \alpha = 1.32e^{-5} + 1e^{-8} \cdot T \\ \text{при } T \geq 550^\circ\text{C} & \alpha = 1.158e^{-5} + 1.3e^{-8} \cdot T \end{array} \right.$$

А5. Исходя из типа диска и условий его посадки на вал определить коэффициенты A_0, B_0, C_0, D_0 [5, 6]:

- для сплошного диска- $A_0=1, B_0=0, C_0=1, D_0=0$; (31)

- для свободного диска с центральным отверстием -

$$A_0=0, \quad B_0=0, \quad C_0=1, \quad D_0=0 \quad ;$$

(32)

- для диска, напрессованного на вал с посадочным напряжением

$$\sigma_{\text{пос}}, \quad A_0=0, \quad B_0=-\sigma_{\text{пос}}, \quad C_0=1, \quad D_0=0 \quad .$$

(33)

А6. Во всех сечениях, начиная с первого, провести вычисления по формулам (34) - (43).

А6.1. Коэффициенты формы и упругих свойств материала диска:

$$A_n = A_{n-1} \cdot \beta_n + C_{n-1} \cdot \gamma_n \quad , \quad (34)$$

$$B_n = B_{n-1} \cdot \beta_n + (D_{n-1} - \psi_n) \cdot \gamma_n \quad . \quad (35)$$

А6.2. Коэффициенты центробежной и температурной нагрузок диска:

$$C_n = C_{n-1} \cdot \delta_n + A_{n-1} \cdot \lambda_n, \quad (36)$$

$$D_n = D_{n-1} \cdot \delta_n + B_{n-1} \cdot \lambda_n - \mu \cdot \psi_n \cdot \gamma_n - \theta_n, \quad (37)$$

где

$$\beta_n = 3 - \frac{r_n}{r_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}}, \quad (38)$$

$$\gamma_n = \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 \quad , \quad (39)$$

$$\psi_n = \rho \cdot \omega^2 \cdot r_{n-1}^2, \quad (40)$$

$$\delta_n = 1 + \frac{E_n}{E_{n-1}} - \frac{r_n}{r_{n-1}}, \quad (41)$$

$$\lambda_n = \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 - \mu \cdot \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right), \quad (42)$$

$$\theta_n = E_{n-1} \cdot [(\alpha \cdot T)_n - (\alpha \cdot T)_{n-1}] \quad . \quad (43)$$

Следует помнить об особенностях изменения напряжений в местах скачкообразного изменения профиля диска и необходимости соответствующей

корректировки формул для расчета коэффициентов формы, упругих свойств материала диска, а также коэффициентов центробежной и температурной нагрузок диска- в формулах (34-37) необходимо заменить $A_n \rightarrow A'_n, B_n \rightarrow B'_n, C_n \rightarrow C'_n, D_n \rightarrow D'_n$, где

$$A'_n = A_n \cdot \frac{b_n}{b'_n}, \quad (44)$$

$$B'_n = B_n \cdot \frac{b_n}{b'_n}, \quad (45)$$

$$C'_n = C_n + \mu \cdot A_n \cdot \frac{b_n}{b'_n} - \mu \cdot A_n, \quad (46)$$

$$D'_n = D_n + \mu \cdot B_n \cdot \frac{b_n}{b'_n} - \mu \cdot B_n, \quad (47)$$

где

b_n -толщина диска в n -мом сечении до скачка в толщине, м;

b'_n -толщина диска в n' -мом сечении после скачка в толщине, м.

А7. Определить значение радиальных контурных напряжений.

Радиальные контурные напряжения σ_{rk} (в Па) рассчитываются по формуле (48) для случая, когда колесо цельное; по формуле (49) в случае, когда лопатки съемные, а лопатки и диск изготовлены из материалов с одинаковой плотностью; или, для случая, когда лопатки и диск изготовлены из материалов с существенно различной плотностью, с использованием формулы (50).

$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot \sigma_{PK} \cdot F_K}{2 \cdot \pi \cdot r_K \cdot b_K}, \quad (48)$$

$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot (\sigma_{PK} \cdot F_K + P_{\Pi}) + 2 \cdot \pi \cdot \rho_1 \cdot f_{об} \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot r_K \cdot b_K}, \quad (49)$$

$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot (\sigma_{pк} \cdot F_{к} + P_{п}) + 2 \cdot \pi \cdot [\rho_1 \cdot DO + (1 - DO) \cdot \rho_2] \cdot f_{об} \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot r_{к} \cdot b_{к}}, \quad (50)$$

где

ρ_1 - плотность материала диска, кг/м³;

ρ_2 - плотность материала лопаток, кг/м³;

DO - доля длины окружности радиуса R_f (см. рис. 3),

приходящаяся на диск;

$P_{п}$ - центробежная сила от “переходной” части рабочей лопатки (между радиусом наружного физического обода диска и корневым сечением лопатки-см. рис. 2д), Н;

$F_{к}$ - площадь корневого сечений лопатки, м²;

$f_{об}$ -площадь радиального сечения замковой части обода, м²;

z - число рабочих лопаток.

Следует отметить, что формулы (49)-(50) применимы в общем случае для всех типов замков, однако при использовании замков типа “ласточкин хвост” и невыполнении условия (51) (обозначения - см. п. А10)

$$\frac{\sin(\alpha + 0.5 \cdot \beta)}{\sin(\alpha)} \approx 1, \quad (51)$$

следует учитывать распорное действие клина, что приводит к трансформации, например, (50) в (52):

$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot (\sigma_{pк} \cdot F_{к} + P_{п}) \cdot \frac{\sin(\alpha + 0.5 \cdot \beta)}{\sin(\alpha)} + 2 \cdot \pi \cdot [\rho_1 \cdot DO + (1 - DO) \cdot \rho_2] \cdot f_{об} \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot r_{к} \cdot b_{к}}. \quad (52)$$

Для снижения контурной нагрузки на диск ширину замковой части обода диска выполняют увеличивающейся от периферии к центру.

Плотность некоторых материалов - см. прил. настоящего пособия.

А8. Определить напряжения (напряжения в Па) в “корневом” ($n=0$) сечении диска:

$$\sigma_0 = \frac{1}{A_k} \cdot (\sigma_{rk} - B_k).$$

(53)

A9. Определить

A9.1. радиальные напряжения в сечении “n”:

$$\sigma_m = A_n \cdot \sigma_0 + B_n,$$

(54)

A9.2. окружные напряжения в сечении “n”:

$$\sigma_{\varphi n} = C_n \cdot \sigma_0 + D_n,$$

(55)

A9.3. эквивалентное растягивающее напряжение.

Согласно теории наибольшей энергии формоизменения совместное действие радиальных и окружных напряжений заменяется эквивалентным растягивающим напряжением, равным интенсивности напряжений

$$\sigma_{\vartheta} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_{\varphi}^2 - \sigma_r \cdot \sigma_{\varphi}}.$$

(56)

Формула применима для расчета напряжений в части диска, где окружные и радиальные напряжения имеют одинаковый знак. Если окружные напряжения отрицательны, то эквивалентное напряжение определяют в соответствии с теорией прочности Мора :

$$\sigma_{\vartheta} = \sigma_r - \lambda \cdot \sigma_{\varphi},$$

(57)

где

λ -коэффициент, учитывающий различие в сопротивлении материалов растяжению и сжатию ($\lambda \approx 0.5$).

A9.4. Коэффициенты запаса прочности дисков

Прочность дисков оценивают величинами коэффициентов запаса длительной прочности, запасов по разрушающей частоте вращения, запаса

по температуре (для дисков, работающих в условиях высоких температур- при проектировочном расчете).

А9.4.1. коэффициент запаса длительной прочности с учетом снижения пределов длительной прочности от повторности нагружения

$$(58) \quad K_{\tau}^T = \frac{\sigma_{\tau}^T}{\sigma_{\varepsilon}} \cdot K_{\text{пн}}$$

где

σ_{τ}^T -предел длительной прочности материала диска, Па

(замечание: здесь и далее для дисков компрессоров

первых ступеней следует принимать $\sigma_{\tau}^T = \sigma_{\varepsilon}$);

$K_{\text{пн}}$ - коэффициент, учитывающий снижение пределов

длительной прочности при повторном нагружении

(зависит от вида турбомашины, узла, материала

(подробнее-[6, 14]). Для учебных целей $K_{\text{пн}} = 0.8-0.95$).

Аналитические зависимости длительной прочности материала от температуры могут быть получены с использованием численных методов, изложенных в п. А4. Результаты, полученные для некоторых сталей и сплавов, представлены в прил.. Отметим, что для сплава ХН77ТЮР напряжения, соответствующих пределу пропорциональности могут быть рассчитаны с использованием зависимости [6] $\sigma_{\text{пн}}^T = (533.7 - 0.05093 \cdot T) \cdot 1e6$, Па.

Опасному сечению соответствует минимальный коэффициент запаса прочности.

Диск признается работоспособным, если минимальный коэффициент запаса длительной прочности - не менее 1.3.

П1. Пример программной реализации расчета коэффициентов и напряжений

(в примере опущено определение массивов и переменных)

‘ ВВ(n)= B_n , r(n)= r_n ; mu= μ и т.д.-см. соответствующие формулы и обозначения выше

```

For n = 1 To k ' для сечений с номерами .....
    betta(n) = 3 - r(n) / r(n - 1) - b(n) / b(n - 1) ' (38) -  $\beta_n$ 
    gamma(n) = r(n) / r(n - 1) - 1
    psi(n) = plotnost * omega ^ 2 * r(n - 1) ^ 2
    delta(n) = 1 + E(n) / E(n - 1) - r(n) / r(n - 1)
    lyambda(n) = r(n) / r(n - 1) - 1 - mu * (b(n) / b(n - 1) + E(n) / E(n - 1) - 2)
    tetta(n) = E(n - 1) * (ALFA(n) * T(n) - ALFA(n - 1) * T(n - 1))
Next

                                A(0) = A0: BB(0) = B0: C(0) = C0: D(0) = D0
For n = 1 To k
    A(n) = A(n - 1) * betta(n) + C(n - 1) * gamma(n)
    BB(n) = BB(n - 1) * betta(n) + (D(n - 1) - psi(n)) * gamma(n)
    C(n) = C(n - 1) * delta(n) + A(n - 1) * lyambda(n)
    D(n) = D(n - 1) * delta(n) + BB(n - 1) * lyambda(n) - mu * psi(n) * gamma(n) - tetta(n)
    If r(n + 1) = r(n) Then ' для скачкообразного изменения профиля
        A(n + 1) = A(n) * b(n) / b(n + 1)
        BB(n + 1) = BB(n) * b(n) / b(n + 1)
        C(n + 1) = C(n) + mu * A(n) * b(n) / b(n + 1) - mu * A(n)
        D(n + 1) = D(n) + mu * BB(n) * b(n) / b(n + 1) - mu * BB(n)
        n = n + 1
    End If
Next

                                sigma0 = (1 / A(k)) * (sigmaRK - BB(k)) '  $\sigma_0$ 
For n = 0 To KK - 1
    sigmaR(n) = A(n) * sigma0 + BB(n): sigmaFi(n) = C(n) * sigma0 + D(n) '  $\sigma_{rn} : \sigma_{\phi n}$ 
    If (sigmaR(n) >= 0 And sigmaFi(n) >= 0) Or (sigmaR(n) <= 0 And sigmaFi(n) <= 0) Then
        sigmaS(n) = Sqr(sigmaR(n) ^ 2 + sigmaFi(n) ^ 2 - sigmaR(n) * sigmaFi(n)) '  $\sigma_s$ 
        Else ' если прямой перепад температур и окружные напряжения в ободной
            ' части отрицательны
            sigmaS(n) = sigmaR(n) - .5 * sigmaFi(n)
    End If

    K100(n) = Abs(sigmaDOP100(n) / sigmaS(n)) * Kpn ' (58) для  $\tau=100$  ч
    K1000(n) = Abs(sigmaDOP1000(n) / sigmaS(n)) * Kpn
Next

```

Следует отметить, что диски горячей части подвержены достаточно частому воздействию теплосмен. Согласно [11] цикличность нагружения оказывает влияние на длительную прочность, ползучесть и на время до начала появления первых трещин - см. прил..

А9.4.2.(1,2) коэффициенты запаса прочности по разрушающей частоте вращения (угловой скорости) по меридиональному (m) и цилиндрическому (u) сечению

$$K_{pB}^{(m, u)} = \frac{n_{пред}}{n_{рас}} = \frac{\omega_{пред}}{\omega_{рас}},$$

(59а, б)

где

$n_{пред}(\omega_{пред})$ - частота вращения (угловая скорость в c^{-1}) ротора;

приводящая к разрушению диска при заданной температуре;

$n_{рас}(\omega_{рас})$ - расчетная частота вращения (угловая скорость) ротора.

При расчете коэффициента запаса прочности по меридиональному сечению

$$\omega_{пред} = \omega_{рас} \cdot \sqrt{\frac{\int_{r_{ц}}^{r_{д}} \sigma_{\tau}^T(r) \cdot b(r) dr}{\rho \cdot \omega_{рас}^2 \cdot J_{д} + \sigma_{rk} \cdot b_k \cdot r_k}},$$

(60)

где момент инерции половины поперечного сечения диска относительно оси вращения ($J_{д}$, m^4)

$$J_{д} = \int_{r_{ц}}^{r_{д}} b(r) \cdot r^2 dr.$$

(61)

При расчете коэффициента запаса прочности по цилиндрическому сечению в случае расположения на расчетном цилиндрическом сечении отверстий числом $N_{отв}$ и диаметром d (например, для прохода охлаждающего воздуха):

$$\omega_{\text{пред}} = \omega_{\text{рас}} \cdot \sqrt{\frac{\int_{r_n}^{r_{\text{д}}} \sigma_{\tau}^T(r) \cdot b(r) dr + \sigma_{\tau}^T(r_n) \cdot b(r_n) \cdot r_n \cdot \left(1 - \frac{N_{\text{отв}} \cdot d}{2 \cdot \pi \cdot (r_n = r_{\text{отв}})}\right)}{\rho \cdot \omega_{\text{рас}}^2 \cdot J_{\text{д}} \left(\begin{matrix} r_{\text{д}} \\ r_n \end{matrix}\right) + \sigma_{rk} \cdot b_k \cdot r_k}}}. \quad (62)$$

При наличии в диске центрального отверстия формула (62) применима при $r_n > r_{\text{ц}}$, а при $r_{(n=0)} = r_{\text{ц}}$ используют (60) [14].

Диск признается работоспособным, если коэффициент запаса по разрушающей частоте вращения - не менее 1.35.

При расчете интегралов в (60)-(62) могут быть использованы следующие численные методы.

МИ. Численные методы интегрирования

Численные методы интегрирования (ЧМИ) используют, когда нельзя через элементарные функции аналитически записать первообразную интеграла, или когда подобная запись имеет сложный вид [1, 4].

Определенный интеграл можно трактовать как площадь фигуры, ограниченной абсциссами - пределами интегрирования, осью абсцисс и графиком подинтегральной функции.

ЧМИ разделяются в зависимости от способа аппроксимации подинтегральной функции и для класса решаемых вычислительных задач целесообразно выделить:

1) сплайновые методы базируются на аппроксимации подинтегральной функции сплайнами, представляющими собой кусочный полином;

2) методы наивысшей алгебраической точности - используют неравноотстоящие узлы, полученные в результате использования алгоритма, обеспечивающего минимальную погрешность интегрирования при заданном количестве узлов;

3) методы Ньютона-Котеса основаны на полиномиальной аппроксимации и различаются степенью используемого полинома (числом узлов):

а) методы прямоугольников-степень многочлена равна нулю;

Различают методы правых, левых и средних прямоугольников - в зависимости от выбора аппроксимирующей константы.

б) метод трапеций заключается в линейной аппроксимации функции на отрезке пределов интегрирования. Для уменьшения погрешности исходный отрезок разбивается на некоторое количество частей-для решаемой задачи-на число сечений минус единица. Теоретически, метод трапеций имеет меньшую точность чем метод средних прямоугольников.

На рис. 8 приведен пример подинтегральной функции для определения момента инерции половины поперечного сечения диска относительно оси вращения (см. (61)) для примера диска рис. 16.

На рис. 8б штриховой линией показана сглаженная зависимость, а сплошной - ее кусочно-линейная аппроксимация, что необходимо для заключения о целесообразности применения того или иного метода интегрирования.

в) метод Симпсона (парабол)- частный случай метода Ньютона-Котеса при степени полинома, равной двум.

Результаты сравнения использования рассматриваемых методов показывают, что при выполнении требований к разбиению диска, изложенных в п. А2, удовлетворительным может быть признано использование метода трапеций, так как он проще реализуем при используемом способе задания исходных данных расчета.

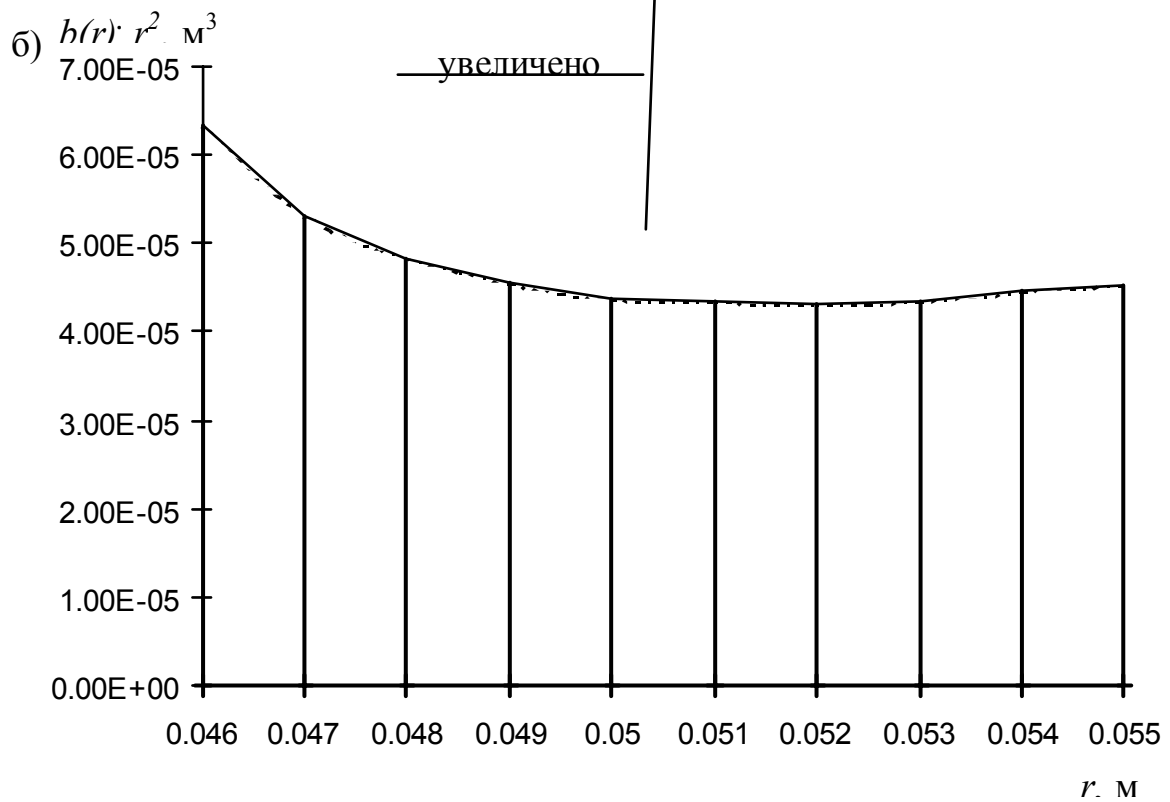
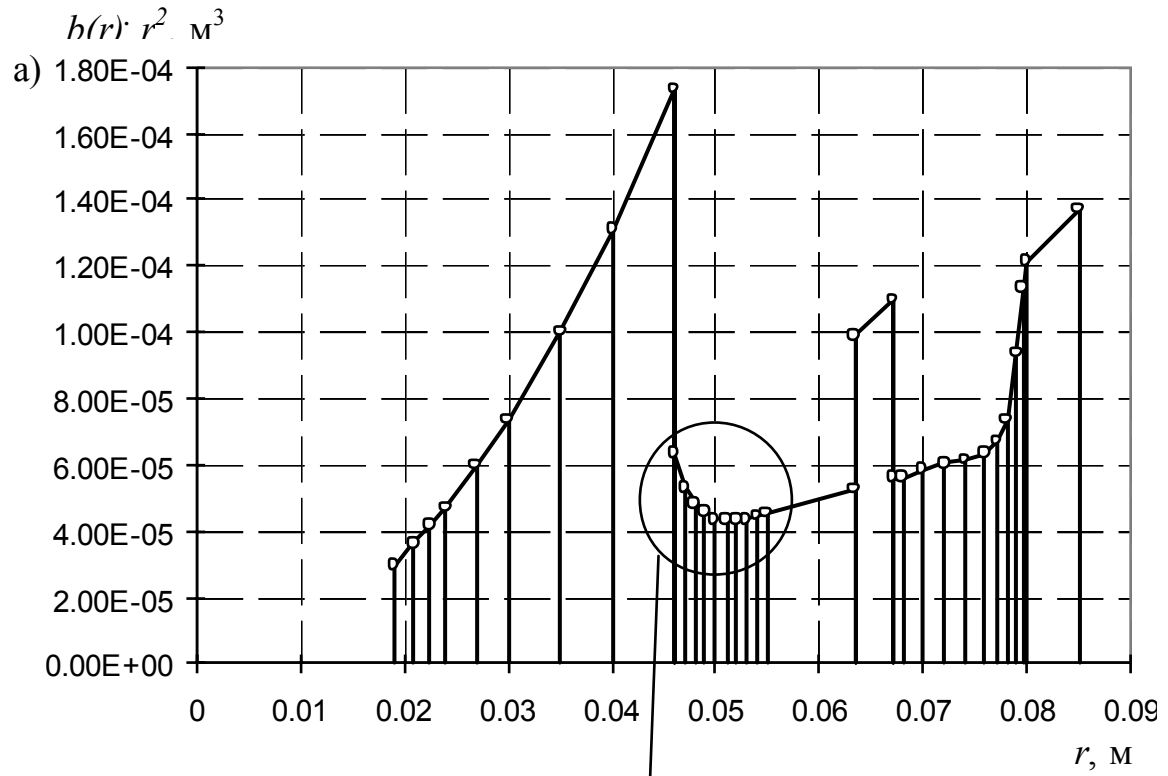


Рис. 8. Пример подынтегральной функции выражения (61)

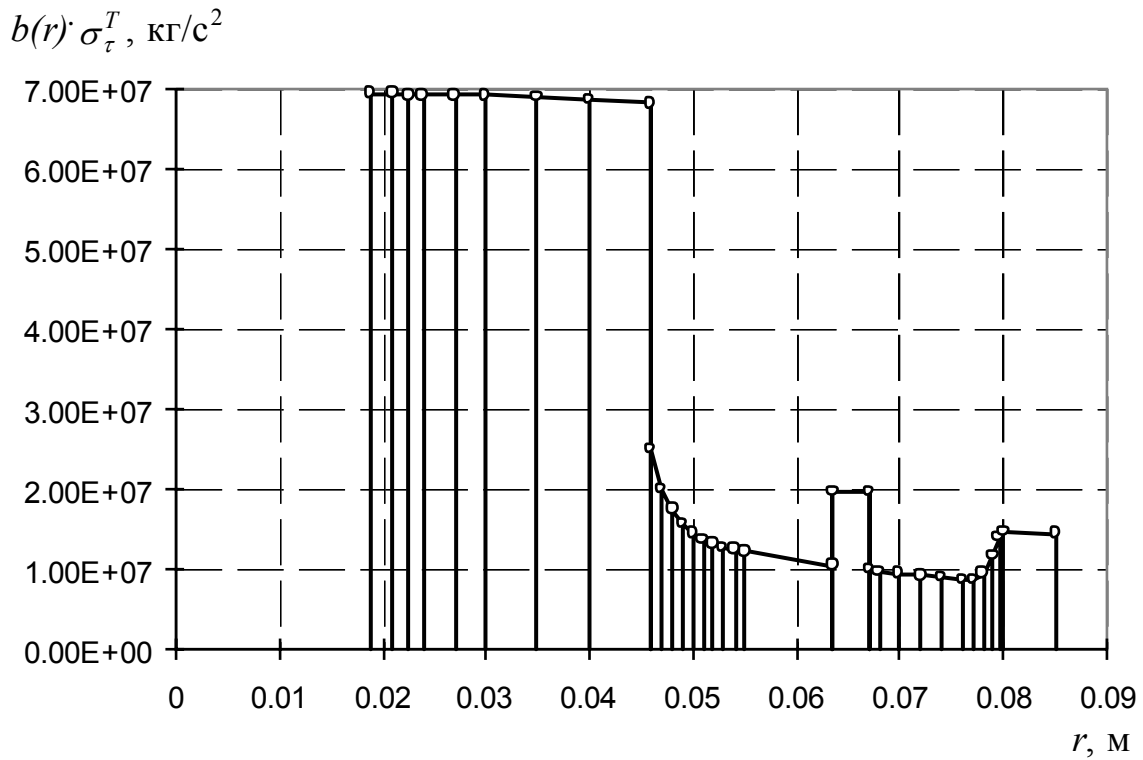


Рис. 9. Пример подинтегральной функции числителя выражений (60),(62)

П2. Пример программной реализации расчета момента инерции и коэффициентов запаса прочности по разрушающей частоте вращения (в примере опущено определение массивов, переменных и процедуры расчета допустимых напряжений)

' РАСЧЕТ К-ТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПО РАЗРУШАЮЩЕЙ ЧАСТОТЕ
' ВРАЩЕНИЯ ПО МЕРИДИОНАЛЬНОМУ СЕЧЕНИЮ

' расчет J_d - (61)

sumJd = 0: For n = 1 To k :

sumJd = sumJd + (b(n) * r(n) ^ 2 + b(n - 1) * r(n - 1) ^ 2)/2 * (r(n) - r(n - 1)): Next

' расчет знаменателя подкоренного выражения (60) для 100 ч

sumPb100 = 0

For n = 1 To k

sumPb100 = sumPb100 + (b(n) * sigmaDOP100(n) +
_ + b(n - 1) * sigmaDOP100(n - 1)) / 2 * (r(n) - r(n - 1))

Next

' расчет знаменателя подкоренного выражения (60) для 1000 ч

sumPb1000 = 0

For n = 1 To k

sumPb1000 = sumPb1000 + (b(n) * sigmaDOP1000(n) +
_ + b(n - 1) * sigmaDOP1000(n - 1)) / 2 * (r(n) - r(n - 1))

Next

' расчет $K_{PB100ч}$ - K_{PB}^M $\tau=100ч$

```

Kb100 = Sqr(sumPb100 / (plotnost * omega ^ 2 * sumJd + sigmaRK * b(k) * r(k)))
' расчет Kb1000ч
Kb1000 = Sqr(sumPb1000 / (plotnost * omega ^ 2 * sumJd + sigmaRK * b(k) * r(k)))
' РАСЧЕТ К-ТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПО РАЗРУШАЮЩЕЙ ЧАСТОТЕ
' ВРАЩЕНИЯ ПО ЦИЛИНДРИЧЕСКОМУ СЕЧЕНИЮ без ОТВЕРСТИЙ
' расчет Jдп для (62)
sumJdC = 0
U = 1
For n = k To 1 Step -1
    sumJdC = sumJdC + (b(n) * r(n) ^ 2 + b(n - 1) * r(n - 1) ^ 2) / 2 * (r(n) - r(n - 1))
    sumJdCC(U) = sumJdC
    U = U + 1
Next
sumPbC100 = 0: U = 1
For n = k To 1 Step -1
    sumPbC100 = sumPbC100 + _
    _+(b(n) * sigmaDOP100(n) + b(n - 1) * sigmaDOP100(n - 1)) / 2 * (r(n) - r(n - 1))
    sumPbCC100(U) = sumPbC100
    U = U + 1
Next
For n = 0 To k
    KbC100(n) = Sqr((sumPbCC100(k - n) + b(n) * sigmaDOP100(n) * r(n)) / _
    _/ (plotnost * omega ^ 2 * sumJdCC(k - n) + sigmaRK * b(k) * r(k))) '  $K_{PB}^u$  для 100 ч
Next
If P3(2) = 1 Then KbC100(0) = Kb100

```

А9.4.3. эквивалентные коэффициенты запаса прочности по режимам работы

Влияние различных режимов работы турбомашин в течении цикла работы (запуска, смены, полетного) учитывается на основании теории линейного суммирования повреждений [6, 8] материала от отдельных режимов цикла с определением эквивалентных коэффициентов запаса прочности (перечисленных в п. А9.4) по режимам работы.

Для дисков ГТД в качестве характерных режимов полетного цикла обычно рассматривают взлетный, крейсерский и номинальный режим.

Эквивалентный коэффициент запаса длительной прочности:

$$K_{\tau \in KB}^T = \left[\sum_{i=1}^p \left(\frac{1}{K_{\tau i}^T} \right)^z \right]^{-1/z}$$

(63)

где

 i - номер режима в цикле; $K_{\tau i}^T$ -коэффициенты запаса прочности по режимам (согл. (58,59а,б));

z -показатель степенного уравнения кривой длительной прочности материала, соответствующей температуре максимального режима (для дисков компрессоров $z=6 \div 8$, дисков турбин $z=8 \div 15$, подробнее- см. [9, 10, 11]).

A10. Оценить прочность элементов (обода диска) соединения лопаток с дисками

A10.1. Для соединения типа “ласточкин хвост” (рис. 10) оценить максимальное усилие U , отрывающее межпазовый выступ (МВ), напряжения от него (64) и коэффициент запаса прочности (66).

$$\sigma_{\max \text{ МВ}} = K_{KH} \cdot \frac{U}{l \cdot s} = K_{KH} \cdot \frac{2 \cdot N \cdot \sin(\alpha + \beta/2) + P_{j \text{ МВ}}}{l \cdot s}, \quad (64)$$

где

K_{KH} -коэффициент концентрации напряжений, зависящий от радиуса закругления в пазу диска ($K_{KH}=1.3 \div 2.0$);

N - усилие, действующее нормально к боковым контактными поверхностям соединения, Н:

$$N = \frac{P_{цб \text{ л}} \cdot \cos \psi}{2 \cdot \sin \alpha};$$

(65)

$P_{цб \text{ л}}$ - центробежная сила от лопатки (пера, хвостовика и переходной части), Н;

$P_{j_{MB}}$ - центробежная сила от межпазового выступа, Н;
 $\alpha, \beta, \psi, l, s$ - геометрические характеристики соединения - см.
 рис. 10.

$$K_{\tau_{MB}}^T = \frac{\sigma_{\tau}^T}{\sigma_{\max_{MB}}}$$

(66)

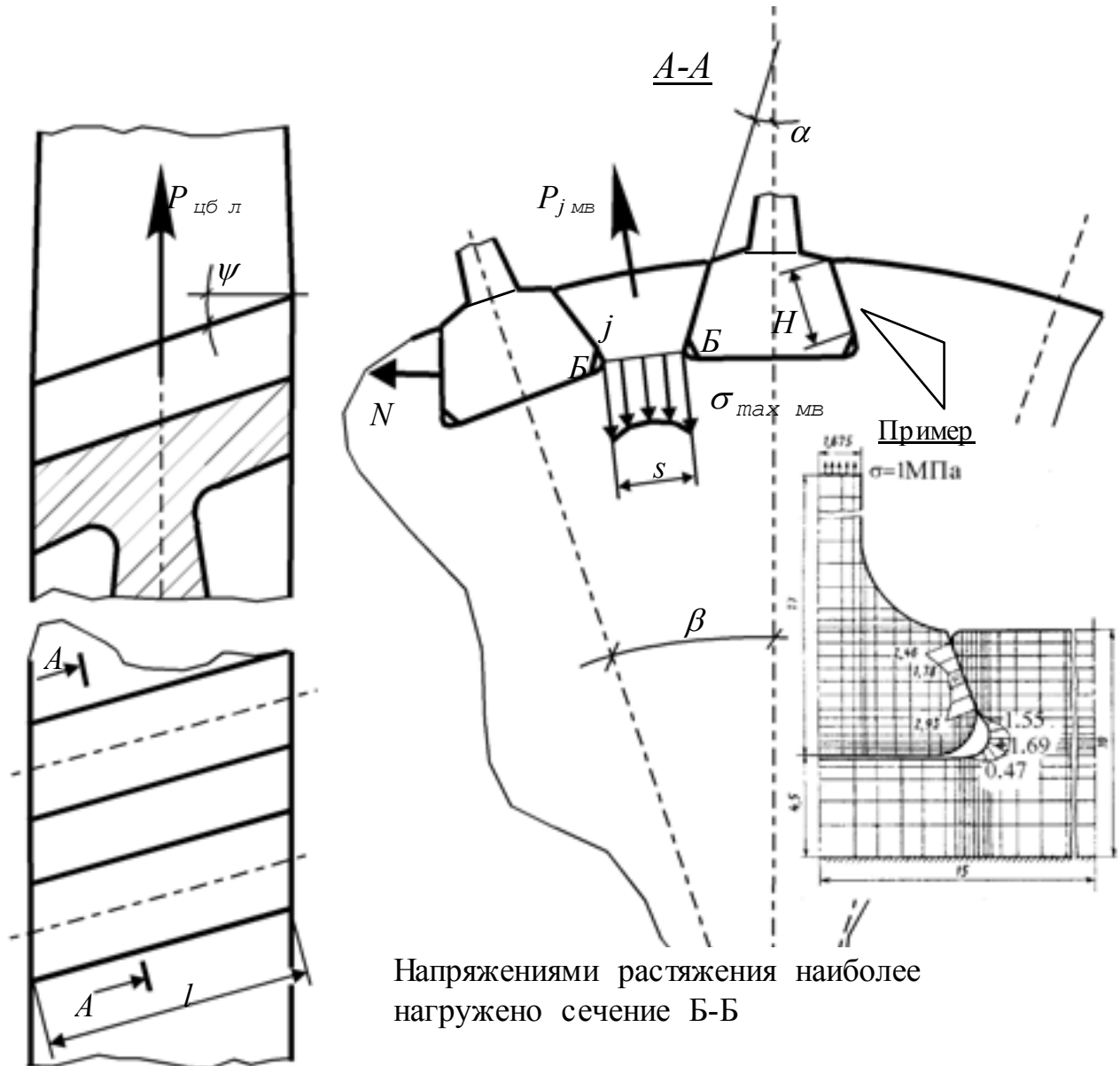


Рис. 10. К оценке прочности обода диска для соединения типа “ласточкин хвост”. Пример [14] распределения напряжений (в МПа)

A10.2. Для шарнирного соединения следует оценить напряжение в ослабленном окружном сечении обода диска, проходящем через оси отверстий под штифты и напряжения среза в ободе диска (при необходимости - подробнее, напр., [2, 9]).

A10.3. Для соединения типа “елочка” следует оценить максимальные напряжения растяжения, возникающие в ослабленном окружном сечении обода диска по перемычке оснований выступов обода диска, ближайших к центру диска, - в целом аналогично п. A10.1.

A11. В случае барабанно-дискового ротора следует оценить прочность барабанных участков диска (или проставок между дисками).

При этом принимают допущения :

а) барабанные участки условно считают цилиндрическими; б) длина l расчетного участка равна половине расстояния между соседними дисками; в) края барабанных участков считаются заделанными и не имеющими возможности проворачиваться.

В местах заделки в барабанном участке действуют [12] окружные напряжения

$$\sigma_{\varphi} = \frac{E}{r_{cp}} \cdot \frac{2 \cdot \lambda_{д} \cdot e_{свб} + \lambda_{б} \cdot e_{свд}}{2 \cdot \lambda_{д} + \lambda_{б}} + 12 \cdot \mu_{п} \cdot \frac{\beta^2 \cdot D \cdot \Delta e \cdot \frac{\sin 2\beta l - \operatorname{sh} 2\beta l}{\sin 2\beta l + \operatorname{sh} 2\beta l}}{\delta^2}, \quad (67)$$

где

цилиндрическая жесткость барабана D , Н·м:
$$D = \frac{E \cdot \delta^3}{10.92}, \quad (68)$$

$$\beta = \frac{1.29}{\sqrt{r_{cp} \cdot \delta}}, \text{ м}^{-1}, \quad (69)$$

Δe - относительное радиальное перемещение в месте заделки, м:

$$\Delta e = e - e_{свб}, \quad (70)$$

r_{cp} - средний радиус барабана, м; δ - толщина стенки барабана, м;

$e_{свб}$ - радиальное перемещение свободного барабана на радиусе r_{cp} , м:

$$e_{свб} = \left(\frac{\rho_1 \cdot u^2}{E} + \alpha \cdot T \right) \cdot r_{cp}, \quad (71)$$

$e_{свд}$ - радиальное перемещение свободного диска, м:

$$e_{свд} = \frac{r_{cp}}{E} \cdot \left[\sigma_{\varphi д}(r_{cp}) - \mu_{п} \cdot \sigma_{r д}(r_{cp}) \right] + \alpha \cdot T_{д}(r_{cp}) \cdot r_{cp}, \quad (72)$$

податливости барабанного участка и диска под действием единичной силы (приближенно для тонких плоских дисков средней толщины h , с отверстием):

$$\lambda_{\sigma} = \frac{1}{2\beta^3 \cdot D} \cdot \frac{\operatorname{sh}2\beta l + \sin2\beta l}{2\operatorname{ch}2\beta l - \cos2\beta l} \quad (73)$$

$$\lambda_{\pi} = \frac{r_{cp}}{E \cdot h} \cdot \left(\frac{r_{cp}^2 + r_{ц}^2}{r_{cp}^2 - r_{ц}^2} - \mu_{\pi} \right) \quad (74)$$

Важно отметить следующее влияние барабанных участков на прочность диска, которое необходимо учитывать при заключении о прочности диска:

- если относительное радиальное перемещение в месте заделки, определенное согласно (70), - положительно, то барабанные участки увеличивают прочность диска, а напряжения в них в месте заделки больше напряжений в свободном барабане;

- если относительное радиальное перемещение в месте заделки отрицательно, то диск подкрепляет барабанные участки (а сами участки дополнительно нагружают диск - обычно при $r_{cp} \rightarrow r_k$ - см. рис. 2б);

- если радиальные перемещения в месте заделки равны, то барабанные участки не нагружают диск (являются свободнонесущими).

Примерный радиус расположения свободнонесущих барабанных участков определяется из решения последовательными приближениями (численный метод) или с использованием графоаналитического способа - см. рис. 11- уравнения (75).

$$r_{cp} = \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (\sigma_{\varphi \text{ д}} - \mu \cdot \sigma_{r \text{ д}})} \quad (75)$$

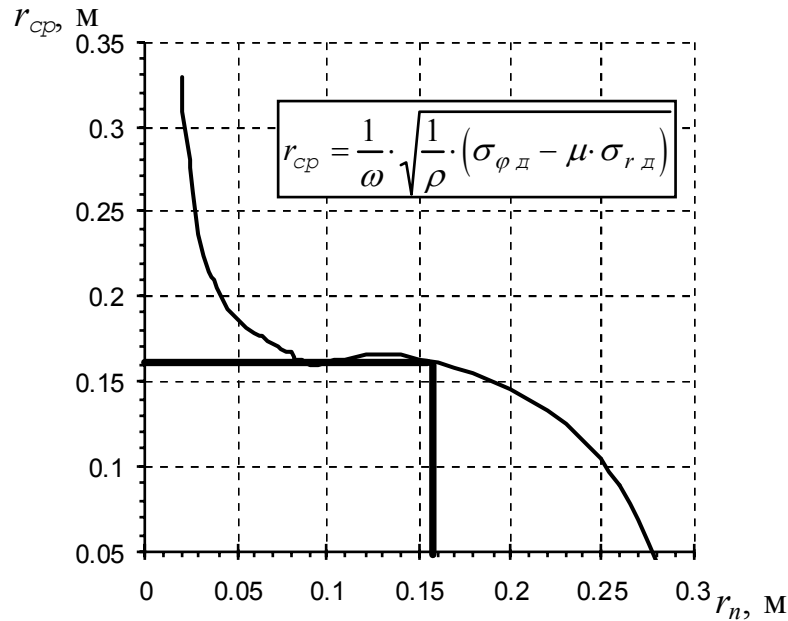


Рис. 11. Пример к определению радиуса расположения стенки свободносущего барабана (получено для облопаченного диска постоянного сечения со ступицей)

1.5. Сравнение результатов точного и приближенного решений задачи определения напряжений в диске (см. также п. А2.3)

В качестве примера точного решения задачи определения напряжений в диске простой формы приведем таковое для диска постоянной толщины.

Для случая степенного закона изменения температуры от ступицы к ободу согласно (16) и диска постоянной толщины без отверстия напряжения для сечения n [14]:

$$\sigma_{rn} = \sigma_{rk} + \frac{3+\mu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_k^2 - r_n^2) + E \cdot [FT(r_k) - FT(r_n)], \quad (76)$$

$$\sigma_{\varphi n} = \sigma_{rk} + \frac{3+\mu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left(r_k^2 - \frac{1+3\cdot\mu}{3+\mu} \cdot r_n^2 \right) + E \cdot [FT(r_k) + FT(r_n) - \alpha \cdot (T(r_n) - T_{ц})], \quad (77)$$

где

$$FT(r_n) = \frac{\alpha \cdot (T_k - T_{ц})}{s+2} \cdot \left(\frac{r_n}{r_k} \right)^s \quad (78)$$

Не приводя развернутых результатов сравнения, в объеме данного пособия

отметим, что для рассматриваемого случая диска постоянной толщины увеличение числа расчетных сечений не приводит к однозначному повышению точности приближенного решения. В большинстве случаев, удовлетворительные для инженерных применений результаты могут быть получены при числе сечений порядка 30.

1.6. Особенности расчета на прочность дисков рабочих колес центробежных компрессоров и центростремительных турбин

В малоразмерных двигателях типа ВСУ, ТВД, ТВД со свободной турбиной практикуется применение (ступеней) центробежных компрессоров и центростремительных (радиальных) турбин.

Рабочие колеса указанных узлов, как правило, изготавливаются штамповкой (из алюминиевых или титановых сплавов) или прецизионным литьем (стальные колеса). При этом рабочие лопатки выполняются как одно целое с диском (рис. 2а, 12).

Подвод рабочего тела к колесу может осуществляться с двух или одной стороны. В случае одностороннего подвода центробежные силы вызывают не только растяжение, но и изгиб диска, который принято не учитывать [6, 12].

При расчете на прочность рассматриваемых дисков корректнее всего рассматривать совместное деформирование лопаток и диска, однако, практически, для упрощения расчетов используют *метод присоединенных масс*, согласно которому действие рабочих лопаток на тело диска заменяют действием осесимметрично распределенных по боковой поверхности диска их центробежных сил, что учитывают условным увеличением плотности материала диска в каждом его сечении, вводя понятие приведенной плотности. В расчете согласно изложенной выше методике для осевых ступеней используют фактические значения толщины диска.

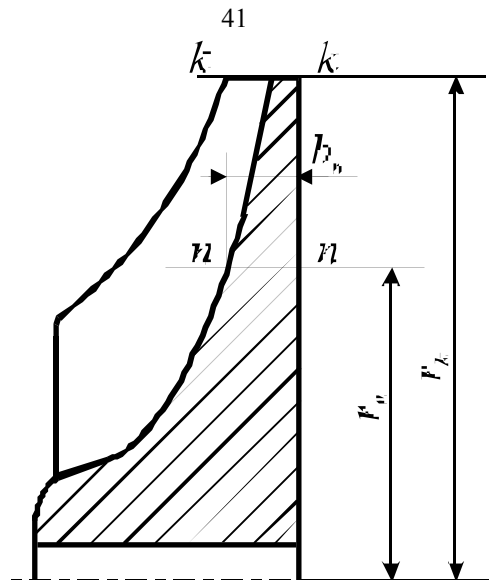


Рис. 12. Схема колеса центробежного компрессора

Метод дает завышение расчетных напряжений (так как фактически не учитывается несущая способность лопаток), что является дополнительным обоснованием к неучету напряжений изгиба при расчете колес с односторонним подводом рабочего тела. В некоторых работах, например, [12] рекомендуется для большей достоверности проводить оценку прочности рассматриваемых колес по разрушающей частоте вращения (см. выше).

Приведенная плотность для сечения “ n ” в случае одностороннего подвода рабочего тела:

$$\rho_n^* = \rho \cdot \left(1 + \frac{F_{лн} \cdot N_{л}}{2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot b_n} \right),$$

(79)

где

ρ_n^* - приведенная плотность материала колеса, кг/м³;

ρ - плотность материала колеса, кг/м³;

$F_{лн}$ - площадь сечения одной лопатки на радиусе r_n , м²;

$N_{л}$ - число лопаток.

Значения приведенной плотности, рассчитанные по (79) используются при расчете коэффициента C_n (см. форм. (36) и (46)).

Напомним, что прикрепление к дискам deflectоров, элементов уплотнений и т.п. также может быть учтено с использованием принципов метода присоединенных масс. При этом приведенная плотность $\rho_{\text{прив}}$ (в кг/м³) :

$$\rho_{\text{прив}} = \rho + \frac{P_{\text{цб прис}}}{V \cdot \omega^2 \cdot r_{\text{ср}}},$$

(80)

где

$P_{\text{цб прис}}$ - центробежная сила прикрепленной массы, Н;

V - объем кольца, к которому прикрепляется масса, м³;

$r_{\text{ср}}$ - средний радиус кольца, м;

ω - угловая скорость вращения диска, с⁻¹.

2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДИСКОВ с УЧЕТОМ НЕУПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ

Проверка на неупругие деформации диска должна быть проведена для любого диска, и, в первую очередь, дисков первых ступеней турбин.

Необходимость учета неупругих деформаций вызвана тем, что они приводят к существенному перераспределению напряжений по сравнению с расчетными, найденными в предположении упругого деформирования диска (пример - см. рис. 13). Следствием является выравнивание окружных и радиальных напряжений вдоль радиуса диска.

Неупругие деформации возникают в условиях упругопластического деформирования диска и при ползучести.

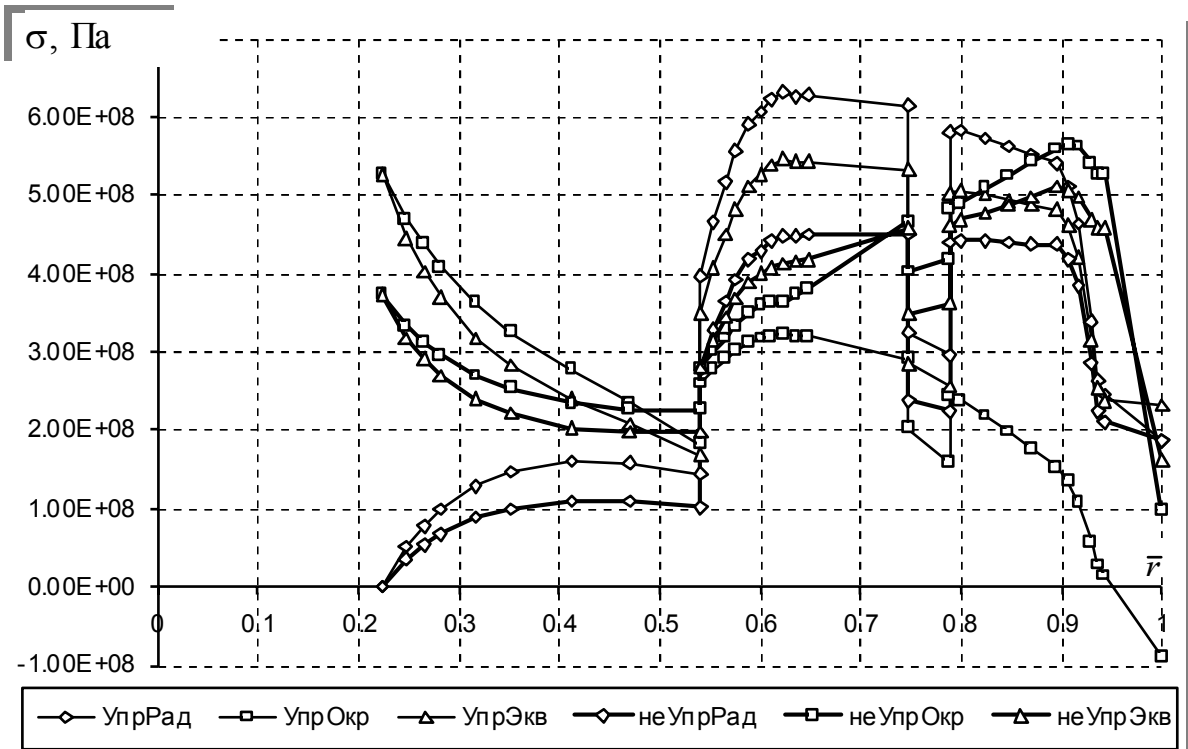


Рис. 13. Перераспределение напряжений при
упругопластическом деформировании

(Упр - результат расчета в предположении упругого деформирования; неУпр - результат расчета в предположении неупругого деформирования; Рад-радиальное напряжение; Окр- окружное напряжение; Экв- эквивалентное напряжение)

Основные положения по порядку расчета, изложенные выше применительно к расчету дисков при упругом деформировании-справедливы, однако следует внести корректировку в алгоритм расчета раздела 1, исходя из нижеследующего.

АН. Определение напряжений в диске с учетом неупругих деформаций

АН1. Определение напряжений в упругопластической области деформирования (УПЛОД)

Во первых, следует оценить переход в УПЛОД для плоского напряженного состояния диска.

Считают, что на диске имеются УПлОД, если в отдельных зонах напряжения превышают предел упругости, т.е. в каких либо сечениях выполняется неравенство

$$K_{пл} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{пл}(T)} \geq (1 + \Delta),$$

(81)

где

σ_i – интенсивность напряжений, рассчитываемая согласно теории наибольшей энергии формоизменения по формуле (56,57);

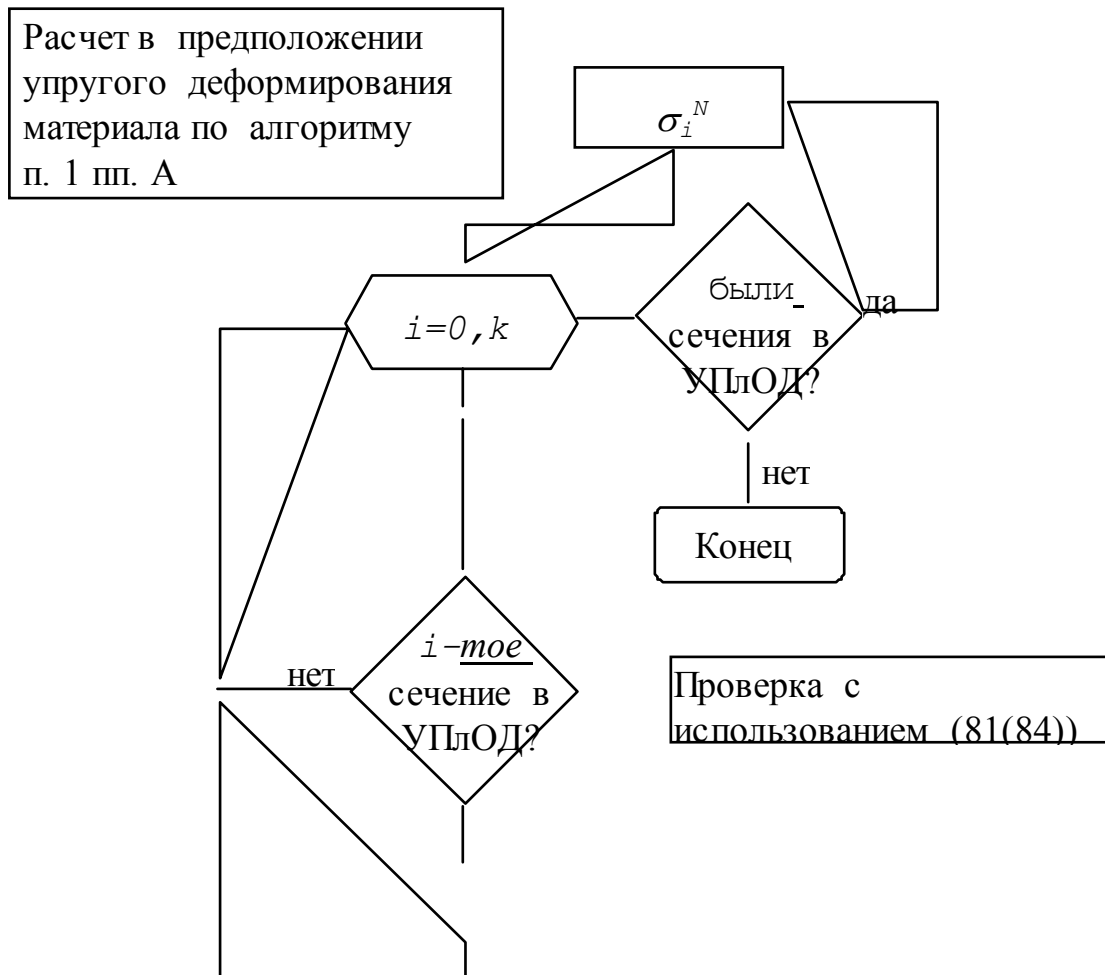
$\sigma_{пл}(T)$ – предел пропорциональности материала при соответствующей температуре;

Δ – задаваемая точность (положительна – рекомендуется $\Delta \leq 0.03$).

Расчет напряжений в упругопластической области деформирования может быть выполнен с использованием метода переменных параметров упругости [6, 8] последовательными приближениями.

Метод переменных параметров упругости (МППУ) приводит решение задачи деформационной теории пластичности к последовательности задач линейной теории упругости.

Алгоритм расчета представлен на рис. 14.



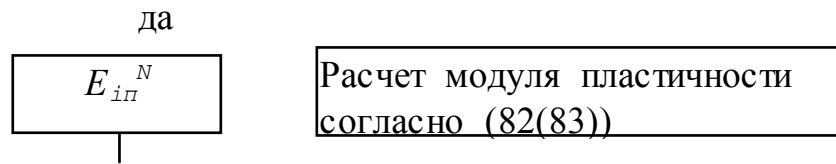


Рис. 14. Алгоритм расчета диска на прочность с использованием МППУ

а) N-номер приближения;

б) первым приближением являются значения σ_i , определенные в предположении упругого деформирования материала;

в) определение значений модулей пластичности проводится с использованием диаграммы деформирования материала и:

-в первом приближении

$$E_{iп}^I = \frac{\sigma_{ид}}{\sigma_{iэ}} \cdot E_i,$$

(82)

где

E_i – исходные модули упругости участков, Па.

-во втором и последующих приближениях:

$$E_{iп}^N = \frac{\sigma_{ид}^{N-1}}{\sigma_{iэ}^{N-1}} \cdot E_{iп}^{N-1},$$

(83)

а условие (81) трансформируется в (84):

$$K_{пл} = \frac{\sigma_i^N}{\sigma_{ид}^N(T)} \geq (1 + \Delta)$$

(84)

Для расчета упругопластических напряжений используют экспериментальные диаграммы деформирования материалов, полученные при различных постоянных температурах [10, 11].

Семейство кривых деформирования представляется в аналитической форме как функция вида

$$\sigma = E(T) \cdot \varepsilon \cdot [1 - W(\varepsilon, T)],$$

(85)

где

W - безразмерная функция деформации (функция Ильюшина)-см. рис. 15.

$$W = \frac{A_2 A_3}{A_1 A_3} = \frac{(E(T) \cdot \varepsilon - \sigma)}{E(T) \cdot \varepsilon}$$

(86)

Для сплава ХН77ТЮР зависимость функции Ильюшина W от разности деформаций описывается уравнением [6]:

$$W = 1.859 - 26.61 \cdot (\varepsilon_i - \varepsilon_{iD}) \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{iD}} \right)^{2N} - \frac{A_2 \sigma_{iD}}{T_1 = \text{const}} \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{iD}} \right)^{2N} - \frac{A_3}{T_2 = \text{const}} \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{iD}} \right)^{2N}$$

где

деформация, соответствующая пределу пропорциональности

(87)

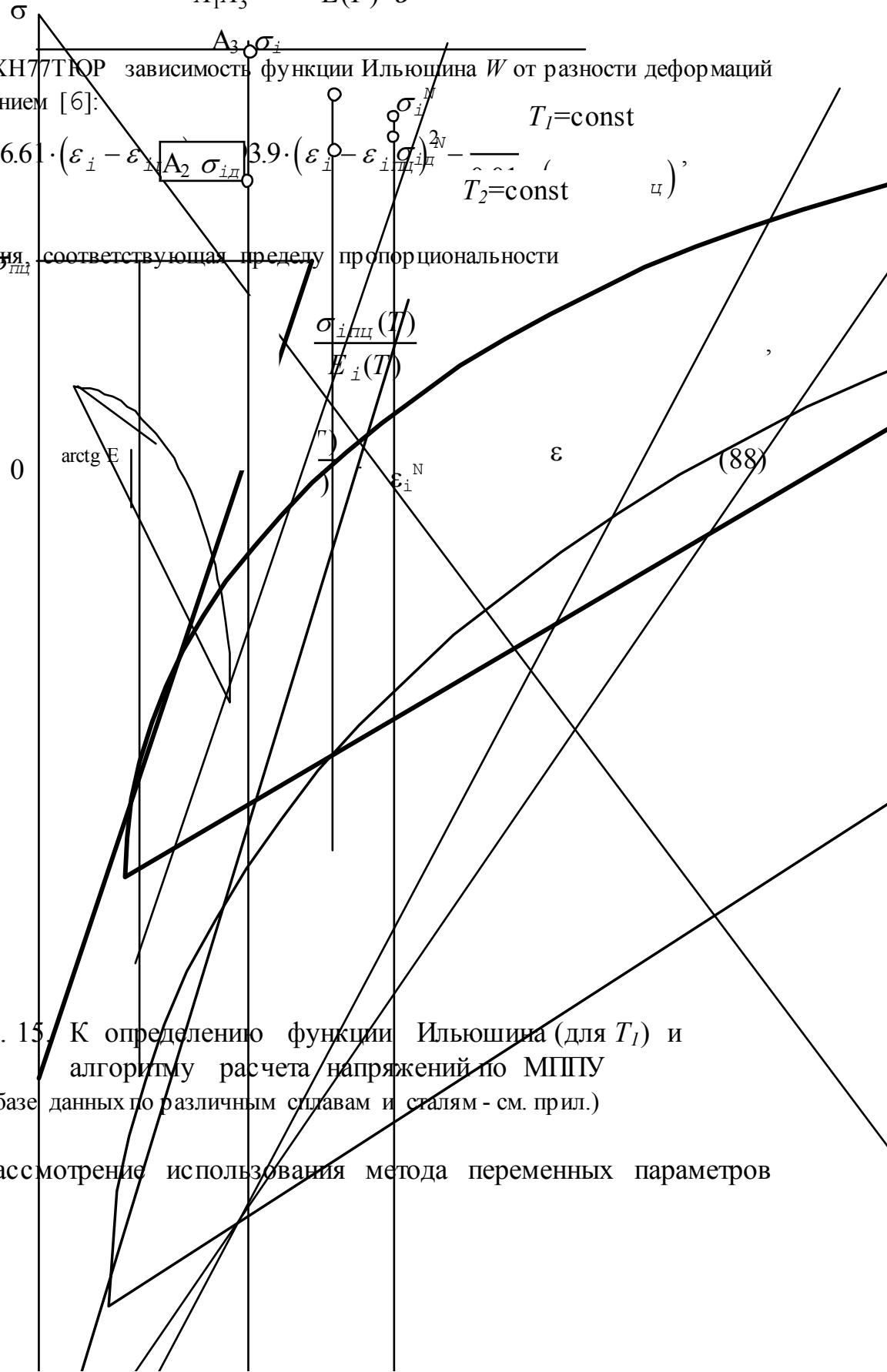


Рис. 15. К определению функции Ильюшина (для T_1) и алгоритму расчета напряжений по МПГУ (О базе данных по различным сплавам и сталям - см. прил.)

Заключая рассмотрение использования метода переменных параметров

упругости, следует напомнить [3], что теория, лежащая в основе метода, предполагает материал несжимаемым при пластических деформациях; коэффициент Пуассона для дисков турбин из сталей или жаропрочных сплавов $\mu=0.5$, что следует учесть при выполнении расчетов.

АН2. Определение напряжений в дисках при ползучести

Ползучесть рассматривается как непрерывная и очень медленная деформация, начинающаяся при относительно высоких температурах под действием постоянно приложенных напряжений. Установлено, что материал может надежно работать в условиях ползучести под напряжением при соответствующих температурах, если скорости ползучести не превышают определенных величин. Различают три стадии ползучести; а третью стадию ползучести для достаточно пластичных материалов, используемых в турбинах, делят на два участка- с относительно малым и очень сильным ускорением ползучести, ведущим к разрушению детали [11].

Деформации ползучести приводят к выравниванию напряжений в диске. Отличие в их действии от пластических деформаций в том, что пластические деформации появляются практически мгновенно вслед за нагрузкой (склерономный процесс), а деформации ползучести медленно развиваются во времени (реономный процесс).

Объем данного пособия не позволяет более подробно описать особенности ползучести материала дисков, заметим лишь, что напряжения в дисках при ползучести определяют с помощью разновидности уже описанного метода переменных параметров упругости, с чем подробнее можно ознакомиться в [6].

АН3. Нормирование неупругих деформаций в дисках.

Автофретирование дисков

Накопленную в течении ресурса относительную неупругую деформацию на внешнем диаметре диска ограничивают величинами $0.0006 \div 0.001$ [6].

В технологической операции предварительной раскрутки диска с целью создания пластических деформаций, примерно соответствующих нагрузкам и температуре

максимального эксплуатационного режима-автофретирования- практически используется свойство упрочнения материала в результате пластических деформаций. При этом пластические деформации не появляются или накапливаются значительно медленнее при повторных нагружениях, если нагрузки не превышают первоначально приложенных [6].

Таким образом, при нормировании неупругих деформаций в дисках необходимо дополнительно оговаривать подвергается диск автофретированию или нет. Кроме того следует учитывать особенности ползучести для того или иного материала (см. прил.) и др.

Некоторые (в минимальном объеме) результаты практического применения изложенной методики расчета с учетом неупругих деформаций к расчету на прочность диска турбины ТВД представлены на рис. 16-18 (требования к результатам, представляемым в пояснительных записках КП, ДП (ДР), -см. п. 4).

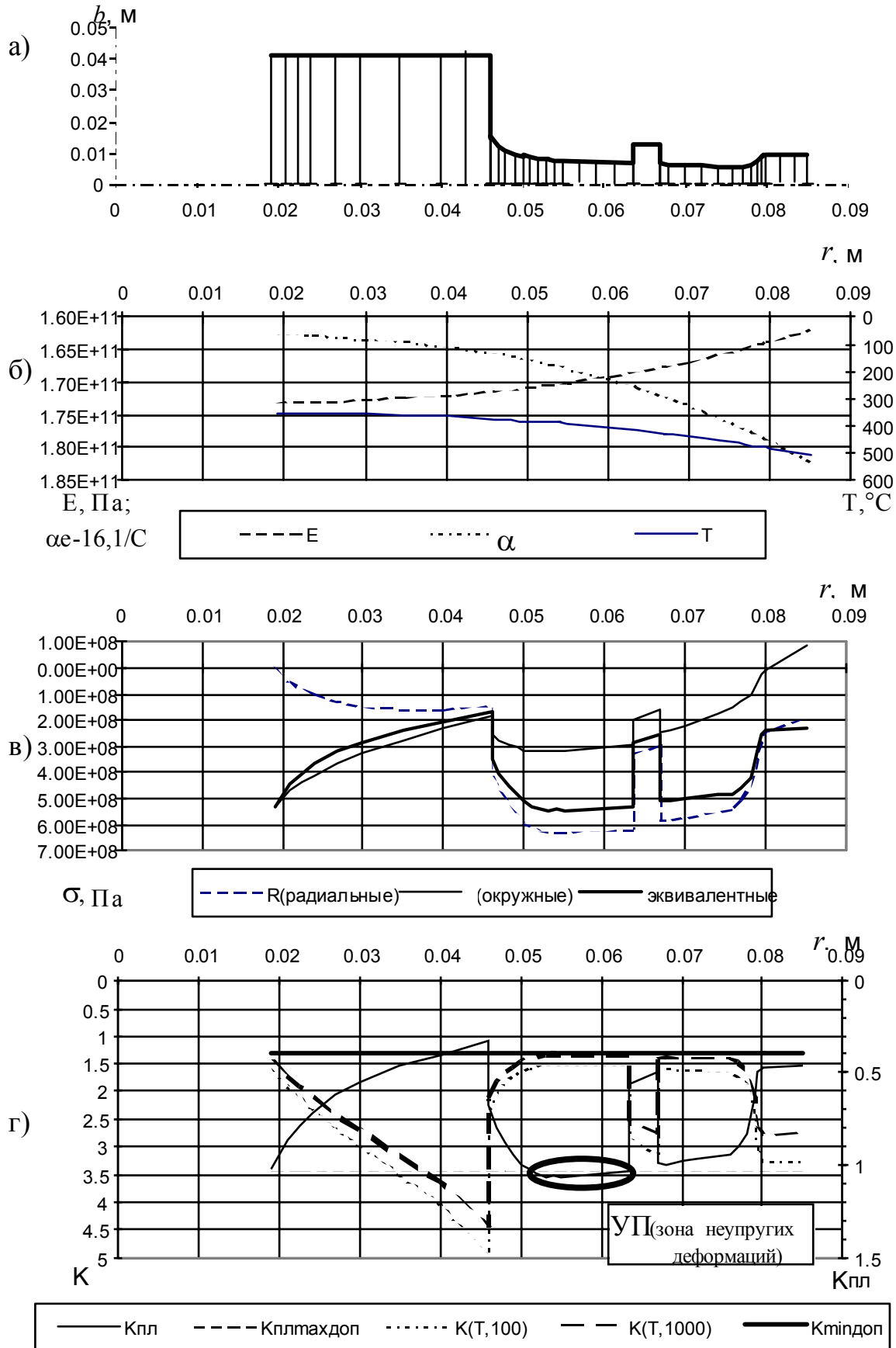
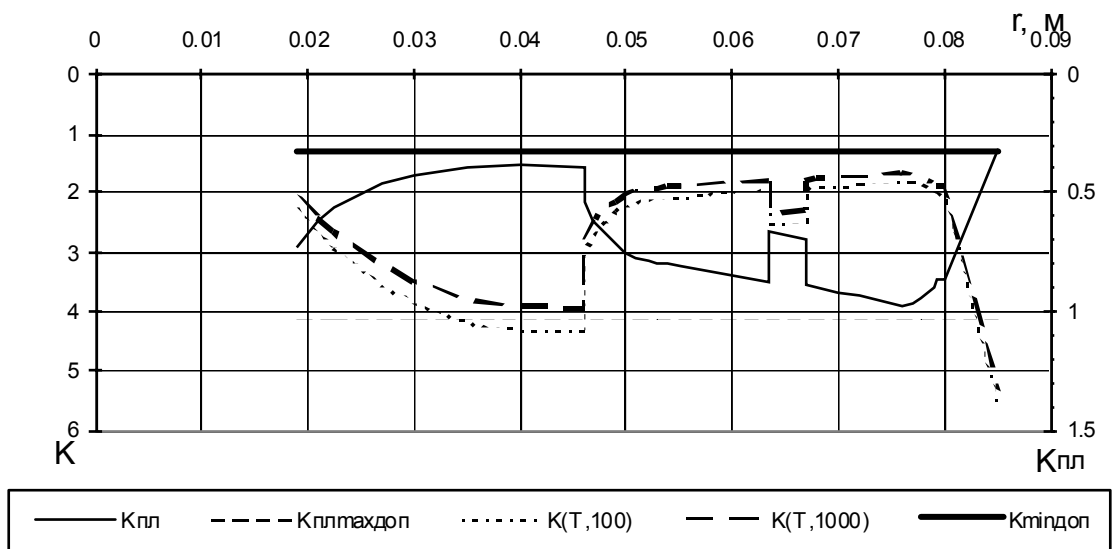
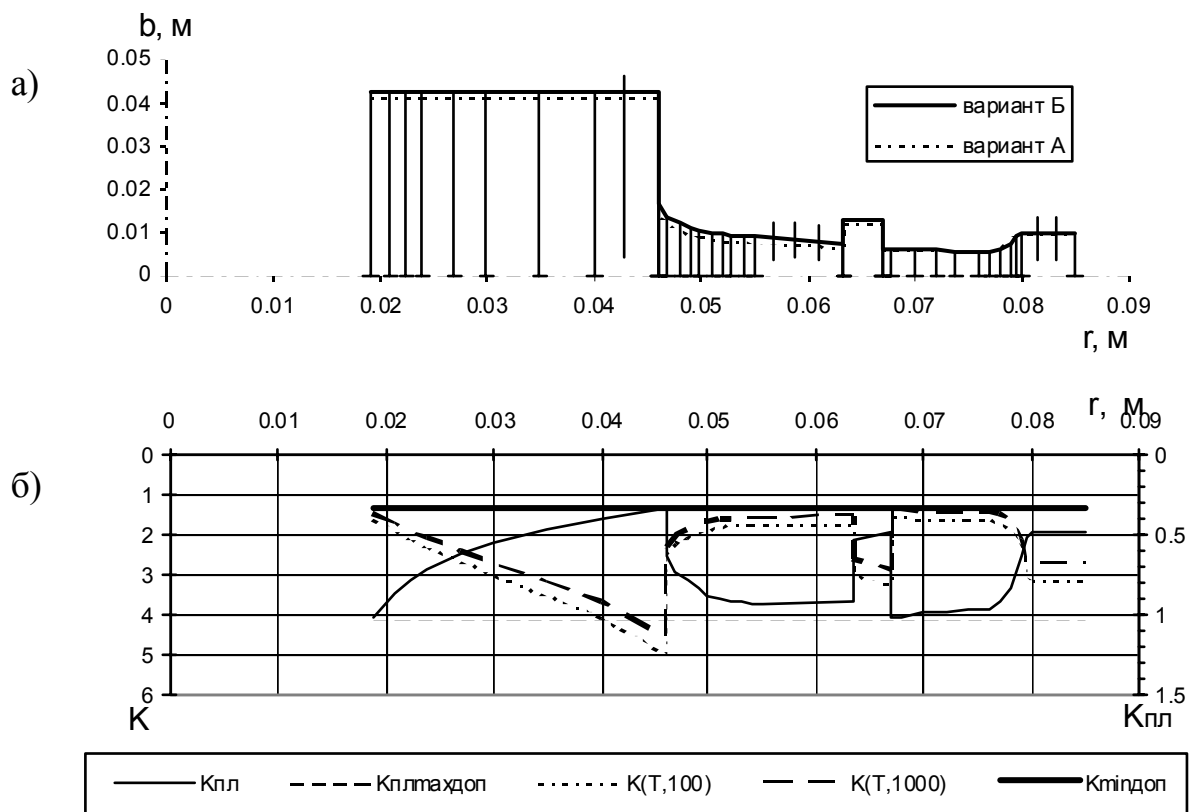


Рис. 16. Пример представления некоторых итоговых графических материалов к расчету диска на прочность



Коэффициент запаса по разрушающей частоте вращения: $K_{b100}=1.69$, $K_{b1000}=1.62$

Рис. 17. Коэффициенты прочности диска (рис. 16) после двух приближений при использовании метода переменных параметров упругости



Коэффициент запаса по разрушающей частоте вращения: $K_{b100}=1.68$, $K_{b1000}=1.59$

Рис. 18. Коэффициенты прочности диска (б) (рис. 16-вариант А) после изменения сечений (вариант Б)

ПЗ. Пример программной реализации пересчета модуля упругости для упругопластической зоны

' ЕСЛИ РАСЧЕТ С УЧЕТОМ НЕУПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ (на примере ХН77ТЮР)

If P2(4) = 1 Then

mu = .5: FLAG = 0

For n = 0 To k

If (Kplast(n)) > (1 + dTOCH) Then

FLAG = 1: Deps(n) = Abs(sigmaS(n) / E(n)) - Abs(sigmaPC(n) / E(n))

w(n) = 1.859 - 26.61 * Deps(n) + 293.9 * Deps(n) ^ 2 - .01851 / (.01 + Deps(n))

sigmaDEFORM(n) = E(n) * (sigmaS(n) / E(n)) * (1 - w(n))

Eplast(n) = Abs(E(n) * (sigmaDEFORM(n) / sigmaS(n))): E(n) = Eplast(n)

End If

Next

End If ' конец расчета

3. НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА [5, 6, 9, 12]

1. В равномерно нагретом вращающемся диске напряжения зависят только от центробежных сил, а температурные напряжения отсутствуют.

2. Равномерное повышение температуры во всех сечениях на одинаковую величину не изменяет температурных напряжений.

3. Изменение толщины диска на всех радиусах в одинаковое число раз не влияет на:

- величину напряжений от центробежных сил собственных масс,
- на величину температурных напряжений.

4. Окружные термические напряжения на ободе диска противоположны по знаку градиенту температуры.

5. Максимальные напряжения в диске с центральным отверстием (на его краю) значительно выше напряжений в сплошном диске (см. рис. 19).

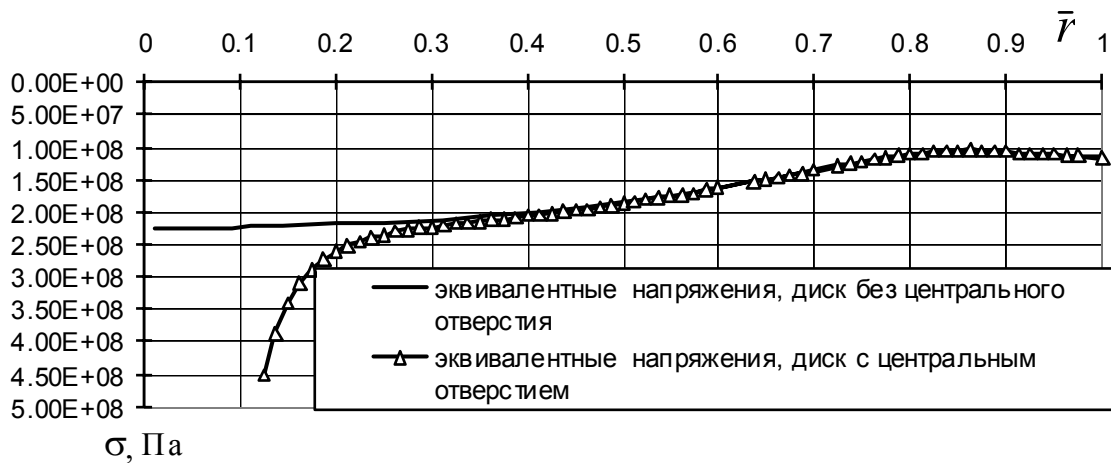


Рис. 19. Пример к сравнению эквивалентных напряжений одинаково нагруженных дисков одинаковой формы, различающейся лишь наличием/отсутствием центрального отверстия

4. ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КТ, ДП (ДР)

Расчет диска на прочность проводится для той же ступени, для которой проводился прочностной расчет лопатки. Выполняется как проверочный после конструктивной проработки проектируемого узла при предварительной компоновке. В процессе подготовки исходных данных расчета рекомендуется, помимо результатов термо-газодинамических расчетов, рекомендованной справочной литературы, использовать материалы лабораторий кафедры “Двигатели ЛА”- чертежи разрезов турбомашин, их описания, натурные макеты и т. п..

В пояснительной записке необходимо привести методику расчета, отметить особенности расчета применительно к конкретным целям работы, профиль меридионального сечения диска с указанием расчетных сечений (и результатами проверки требований п. А2), полный пример расчета для одного-двух сечений и результаты расчетов для всех сечений в табличной форме (обязательны), построить графики изменения по радиусу: температуры, модуля упругости, коэффициента линейного расширения, радиальных, окружных и эквивалентных напряжений, пределов прочности, коэффициентов запаса. При расчете диска в условиях неупругого деформирования - отразить результаты, полученные в процессе последовательных приближений.

По результатам определения коэффициентов запаса диска сделать

выводы о работоспособности диска и, в случае необходимости, дать рекомендации по изменению его конструкции. В процессе дипломного проектирования выполнить количественную оценку влияния предложенных рекомендаций на прочность диска с выбором оптимальных. При этом необходимо помнить о влиянии и технологических факторов на прочность дисков (см. п. АНЗ и сведения прил.).

5. ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ на ПРОЧНОСТЬ и ТАБЛИЧНЫХ ФОРМ при “РУЧНОМ” СЧЕТЕ

Расчеты при использовании методики, основанной на методе конечных разностей, и “ручном” счете целесообразно выполнять с использованием табличных форм - табл. 5.

Таблица 5

К расчету диска ___ ступени _____ на прочность

Материал диска _____

$\mu = \underline{\hspace{2cm}}$, $\rho = \underline{\hspace{2cm}}$ кг/м³

Граничные условия: $A_0 = \underline{\hspace{2cm}}$, $B_0 = \underline{\hspace{2cm}}$, $C_0 = \underline{\hspace{2cm}}$, $D_0 = \underline{\hspace{2cm}}$

Радиальные контурные напряжения $\sigma_{rk} = \underline{\hspace{2cm}}$ Па

Номер сечения	r , м	$\frac{r_n}{r_{n-1}}$	b , м	$\frac{b_n}{b_{n-1}}$	T , К	α , 1/К	αT	E , Па	$\frac{E_n}{E_{n-1}}$	ρ_n^* , кг/м ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Р

Продолжение табл. 5

ψ_n	β_n	γ_n	δ_n	λ_n	θ_n	A_n	B_n	C_n	D_n	σ_r , Па	σ_φ , Па	σ_ε , Па	$E_{iп}^N$, Па	K_τ^T	$r_{ср}$, м
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	НД	24	БД

Напряжения в нулевом сечении $\sigma_0 = \underline{\hspace{2cm}}$ Па

1	2	3		4	5	6	7
k				-----	-----		
k-1							
0	Охарактеризовать:						

При определении эквивалентного коэффициента запаса прочности по режимам может использоваться таблица вида табл. 7.

Таблица 7

К расчету эквивалентного коэффициента запаса прочности по режимам

Номер сечения	Режим рабочего цикла	Показатель Z	Частный коэффициент запаса прочности	Эквивалентный коэффициент запаса прочности

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ, НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ ЧАСТИ КП, ДП(ДР), НИРС

6.1. Контрольные вопросы

- a) Общая характеристика дисков турбомашин.
- b) Группы численных методов собственно расчета дисков на прочность.
- c) Вспомогательные численные методы при расчете дисков на прочность.
- d) Расчетные схемы дисков. Допущения.
- e) Особенности расчета для дисков различных тепловых зон машин.
- f) Требования к разбиению диска на расчетные сечения.
- g) Коэффициенты формы диска и упругих свойств материала.
- h) Особенности изменения коэффициентов формы и свойств в местах ступенчатого изменения профиля диска.
- i) Запасы прочности диска.
- j) Учет многорежимности нагружения дисков при расчете на прочность.
- k) Учет повторности нагружения дисков при расчете на прочность.

- l) Метод присоединенных масс.
- m) Метод переменных параметров упругости.
- n) Численные методы интегрирования при расчете дисков на прочность.
- o) Численные методы получения аналитических зависимостей характеристик материалов от температуры при расчете дисков на прочность.
- p) Особенности расчета конструкций с барабанными участками.
- q) Влияние барабанных участков на прочность дисков. Выбор места расположения барабанных участков.
- r) Расчет на прочность обода диска.
- s) Влияние толщины диска на его напряженное состояние.
- t) Влияние центрального отверстия на напряженное состояние диска.
- u) Влияние распределения температур на напряженное состояние диска.

Проанализировать влияние:

6.2. Исследовательские задания (приводятся лишь некоторые возможные задания, дополнительные задания формулируются и согласовываются с руководителем работы)

- a) Получить функцию Илюшина для ряда конструкционных материалов.
- b) Предложить способы контроля процессов ползучести в диске турбины.
- c) Проанализировать напряженное состояние диска турбины при аварийном выключении двигателя.
- d) числа сечений на характер получаемых результатов и накопленную ошибку вычислений при расчете диска на прочность,
- e) особенностей циклов нагружения на запасы прочности диска,
- f) частоты вращения ротора на напряженное состояние диска,
- g) особенностей охлаждения элементов турбины на запасы прочности диска,
- h) геометрических характеристик замковых частей на характеристики прочности обода диска,
- i) геометрических характеристик диска на его прочность,

- ж) геометрических характеристик концентраторов напряжений (отверстий, пазов и т.д.) и их расположения на диске на характеристики прочности диска,
- к) способа обработки на характеристики прочности диска,
- л) наклепа на характеристики прочности,
- м) способа старения заготовки на характеристики прочности диска,
- н) надрезов на характеристики прочности диска,
- о) и т.д.

ПРИЛОЖЕНИЕ

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МАТЕРИАЛАХ ДИСКОВ И ВЛИЯНИИ НА ИХ СВОЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОБРАБОТКИ

В объеме данного пособия не ставится целью подробное ознакомление с составом, свойствами сталей и сплавов, применяемых при изготовлении дисков и влиянии на них технологических особенностей производства и эксплуатационных условий (подробно вопросы будут изложены автором в рамках следующих пособий). Следует лишь отметить, что характеристики материала зависят от множества факторов, в том числе: способа выплавки, наличия определенных присадок, охлаждения, старения заготовок, способа испытания (статический, динамический), обработки поверхности детали, особенностей нагружения в эксплуатационных циклах и т. д..

Например [11], для рассматриваемого в примерах данной работы сплава ХН77ТЮР, получаемого введением присадки 0.008% бора в сплав ХН77ТЮ: введение присадки устраняет пограничную хрупкость и позволяет более полно (чем для исходного сплава) использовать *пластические свойства* объема металла; наиболее высокая *длительная прочность* при 600-800°C достигается после закалки с при 1080°C и старения при 700°C в течении 16 ч; прочностные свойства сравнительно мало меняются в процессе эксплуатации; данные о длительной прочности, полученные при 550-650°C свидетельствуют о том, что

материал в процессе эксплуатации упрочняется и нечувствителен к *надрезу*, а при 750°C-малая чувствительность к надрезу; сплав обладает достаточно высоким сопротивлением окислению и для него характерен затухающий процесс окисления при температурах не выше 900°C; удаление наклепанного слоя и заполировка по радиусу улучшают стойкость турбинных дисков против растрескивания (особенно у основания замка); *цикличность* нагружения ускоряет ползучесть и растрескивание и уменьшает длительную прочность-см. рис. П.1. и т.д..

Диски турбин обрабатывают на разную твердость. Например, для дисков из ЭИ481, когда ступичная часть диска работает при температурах не выше 450°C в условиях очень высоких напряжений, весь диск после закалки подвергается двойному старению, а обод- дополнительно третьему старению согласно определенным требованиям технологии. При такой обработке центральная часть диска (ступица и полотно) приобретают высокую твердость и прочность, а обод диска-несколько меньшую твердость и прочность, однако материал диска по ободу становится нечувствительным к надрезу. Применение таких дисков позволяет существенно уменьшить их массу за счет уменьшения толщины ступицы [11].

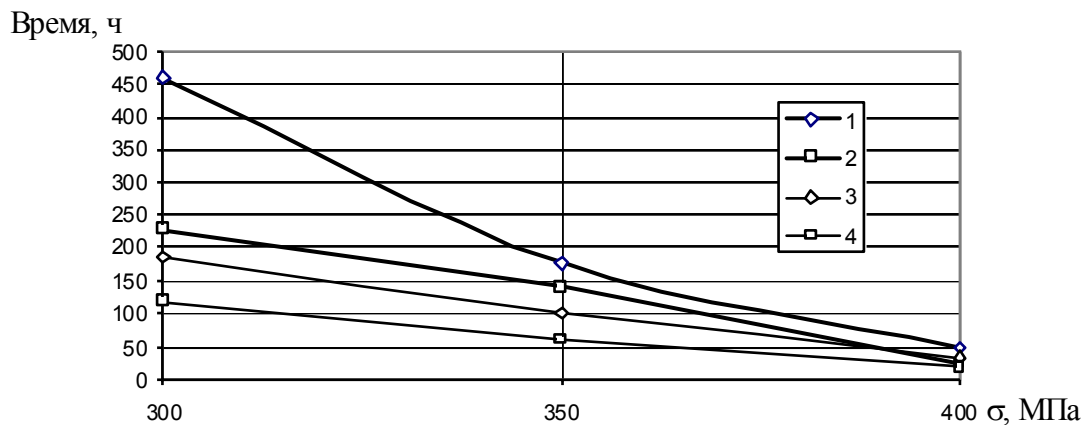


Рис. П.1. Зависимость между напряжением и временем до появления трещин и до разрушения при постоянном и циклическом испытаниях сплава ХН77ТЮР при 750°C и циклическом изменении температуры 100°C (1-до разрушения при постоянном режиме, 2- до разрушения при циклическом режиме, 3-до появления трещин при постоянном режиме, 4- до появления трещин при циклическом режиме)

Отмеченное предполагает, что при проведении расчета диска на прочность с элементами исследования студент использует знания, полученные при изучении курсов авиационного материаловедения, технологии авиаматериалов, сопротивления материалов, наземной и летной эксплуатации конкретного типа турбомашин. Поэтому приводимые ниже сведения носят некоторый “осредненный” характер, достаточный для

проведения стандартного учебного проверочного расчета на прочность. Если же ставится цель проведения более углубленного исследования, то рекомендуется предварительно более подробно ознакомиться со следующими источниками (в качестве рекомендуемых): по алюминиевым сплавам [10.1], титановым сплавам [10.2], жаропрочным сталям и сплавам [11].

В зависимости от температуры нагрева диска при продолжительной работе при выборе материала следует использовать рис. П.2. В общем случае при выборе материала диска рекомендуется [14] применять материалы с величинами: удлинения при разрыве более 12%, поперечного сужения более 20%, ударной вязкости более 50 Дж/см². Считается, что при значениях соответствующих величин менее 6%, 8%, 20 Дж/см² практически трудно обеспечить работоспособность дисков.

Максимальная температура нагрева диска (продолжительная), °С

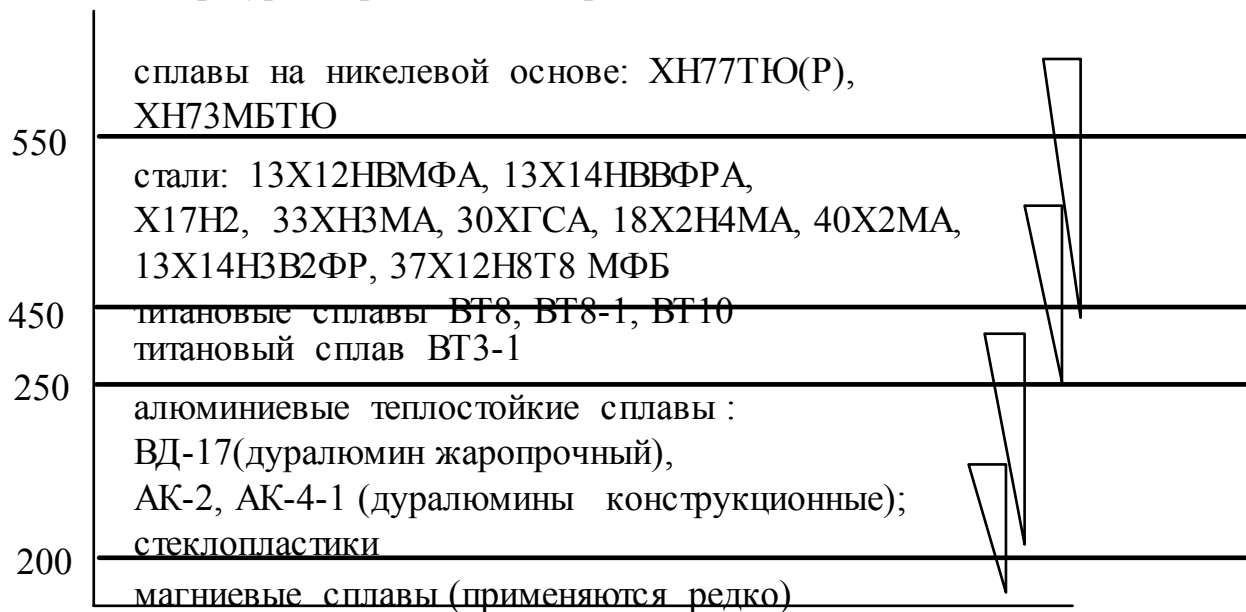


Рис. П.2. К выбору материала диска по температурному критерию

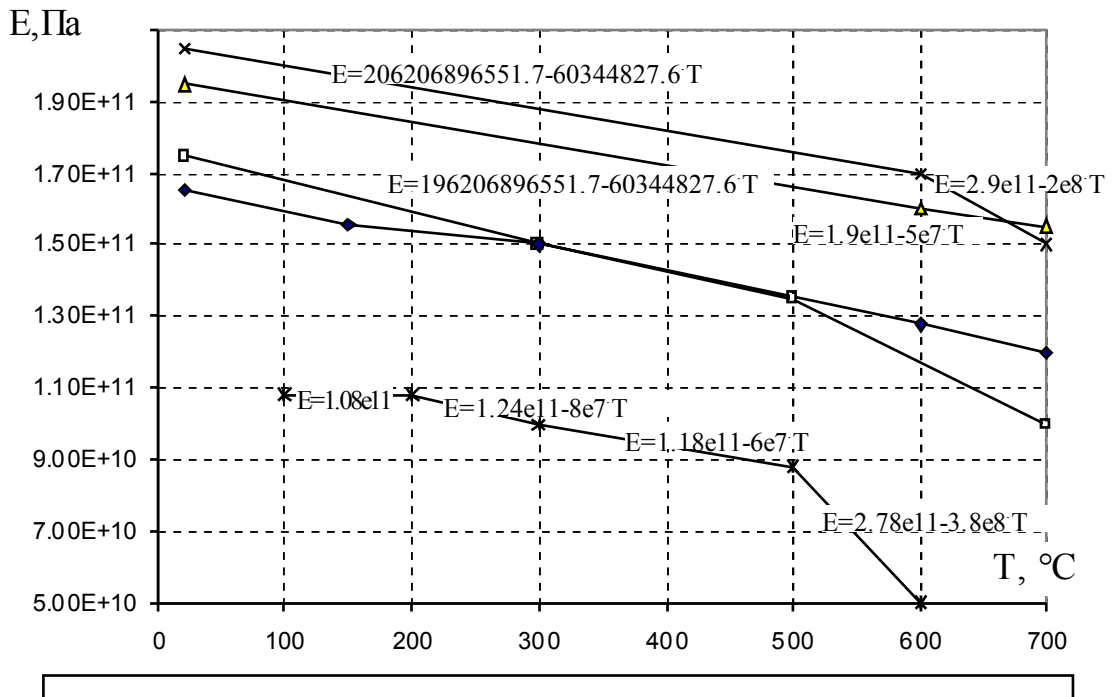
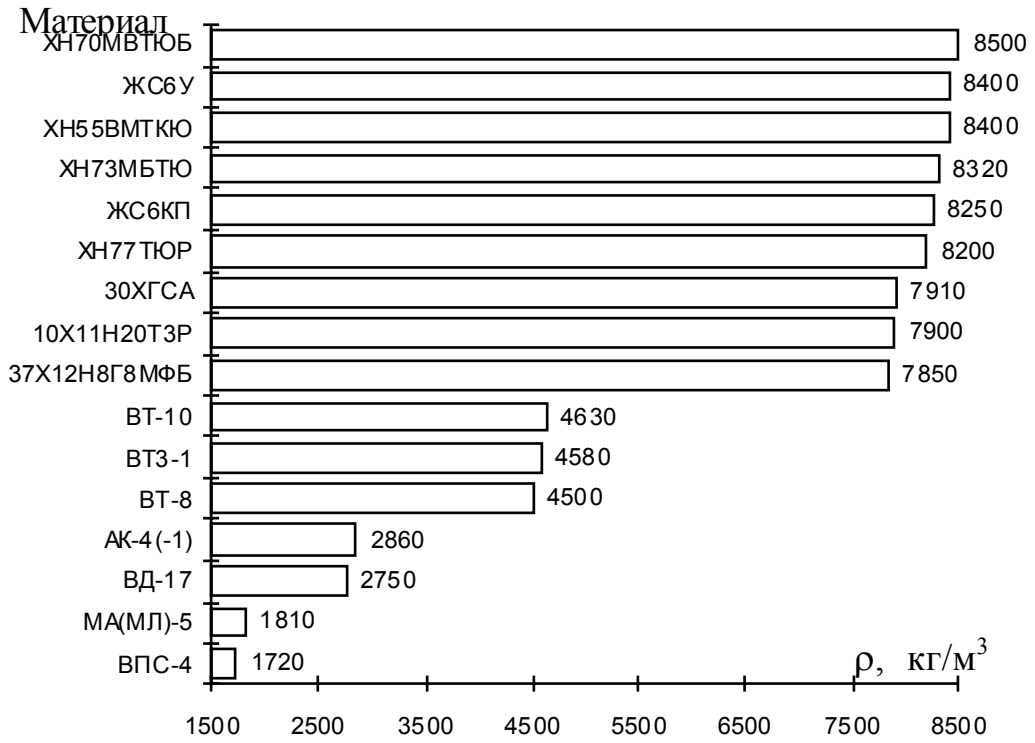


Рис. П.3. Плотность некоторых материалов рабочих лопаток и дисков [5, 6, 10, 11]

Рис. П.4. Зависимости модуля упругости от температуры для некоторых сплавов и сталей [6, 10, 11-графики]

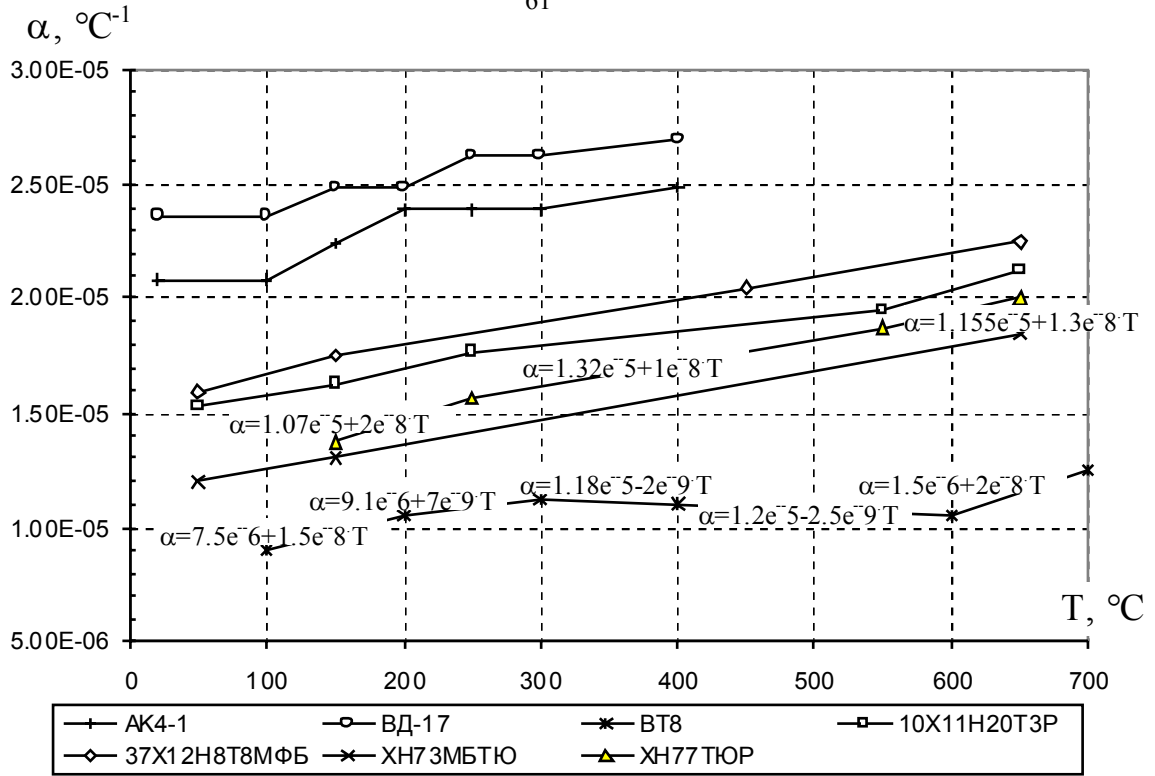


Рис. П.5. Зависимости коэффициента линейного расширения от температуры для некоторых сплавов и сталей [6, 10, 11-графики]

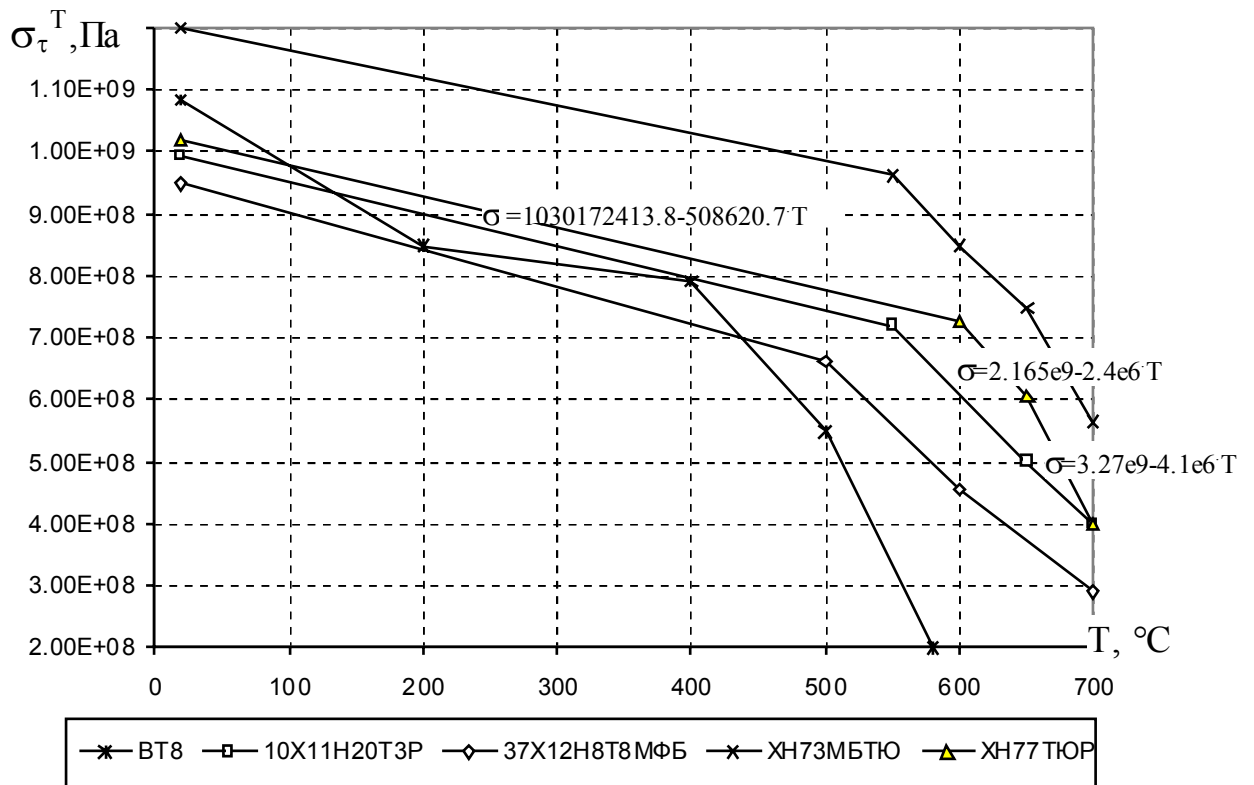


Рис. П.6. Зависимости допустимых пределов длительной прочности σ_{τ}^T ($\tau=100$ ч) от температуры для некоторых сплавов и сталей [6, 10, 11-графики]

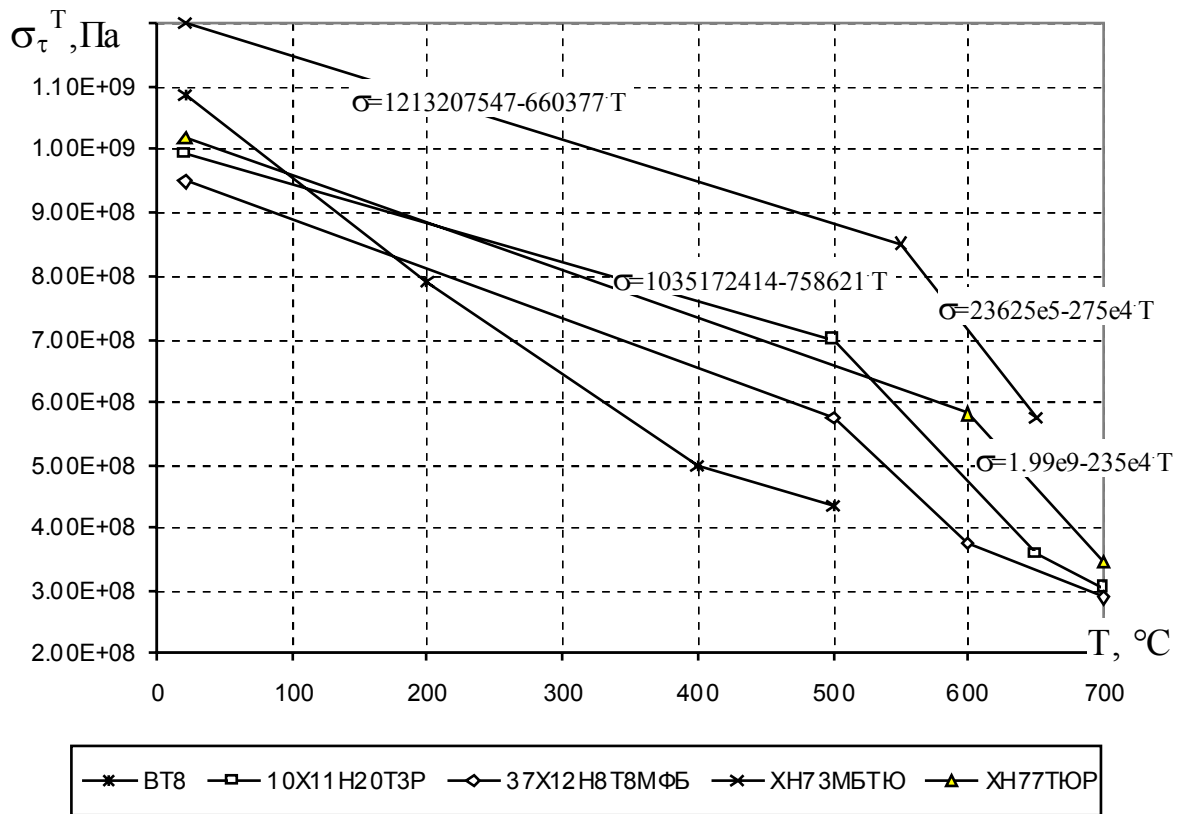


Рис. П.7. Зависимости допустимых пределов длительной прочности σ_{τ}^T ($\tau=1000$ ч) от температуры для некоторых сплавов и сталей [6, 10, 11-графики]
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная литература

1. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов.- М.: Наука, Гл. ред . физ.-мат лит,1986.-544 с.
2. Вьюнов С.А. и др. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. -М.: Машиностроение, 1989. - 565с.
3. Гуров А.Ф. Расчеты на прочность и колебания в ракетных двигателях. - М.: Машиностроение, 1966.-455 с.
4. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. Приближение функций, дифференциальные уравнения.- М.: Гос. изд.физ.-мат. литературы,1962.-368 с.
5. Ипатов А.К., Янко А.К. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин ГТД:-Учебное пособие. -Киев: КИИ ГА, 1969. -74 с.
6. Лозицкий Л.П., Ветров А.Н., Дорошко С.М., Иванов В.П., Коняев Е.А. и др. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей.- М.: Воздушный транспорт, 1992.-535 с.
7. Основы проектирования турбин авиадвигателей /Дервянко А.В. и

др./ Под ред. Копелева С.З. -М.: Машиностроение, 1988. - 328 с.

8. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей/ И.А. Биргер, В.М. Даревский, И.В. Демьянушко и др. Под ред. И.А. Биргера, Н.И. Котерова .- М.: Машиностроение, 1984.-208 с.

9. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. -М.: Машиностроение, 1981. -550 с.

10. Справочник “Авиационные материалы” в 9 томах.- М.: ВИАМ.

10.1. Справочник “Авиационные материалы”./ Под общей редакцией Р.Е. Шалина. Том 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Часть 1. Деформируемые алюминиевые сплавы и сплавы на основе бериллия. Книга 1. - М.: ВИАМ, 1982.-627 с.

10.2. Справочник “Авиационные материалы”./ Под общей редакцией А.Т. Туманова. Том 5. Магниево-титановые сплавы. - М.: ВИАМ, 1973.-585 с.

11. Химушин Ф.Ф. Жаропрочные стали и сплавы.- М.: Металлургия, 1969.-752 с.

12. Штода А.В., Кулешов В.В., Шиуков А.Г. Прочность элементов конструкций компрессоров и газовых турбин/ Под ред. Штода А.В. - М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1966.-109 с.

Дополнительная литература

13. Александров В.Г., Базанов Б.И. Справочник по авиационным материалам и технологии их применения. - М.: Транспорт, 1979.-263 с.

14. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич.- М.: Машиностроение, 1993.-640 с.

15. Единые нормы летной годности гражданских транспортных самолетов стран-членов СЭВ (ЕНЛГ-С).- М. : Межведомственная комиссия по нормам летной годности гражданских самолетов и вертолетов СССР, 1985.-470 с.

16. Ефимова М.Р., Рябцев В.М. Общая теория статистики.-М.: Финансы и статистика, 1991.-304 с.

17. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д. Теория авиационных двигателей: Теория лопаточных машин .-М.: Машиностроение, 1995.-320 с.

18. Лунев Б.П. Методические указания по выполнению чертежей и пояснительных записок курсовых и дипломных проектов. -М.: МИИГА, 1983. - 35 с.

19. Лунев Б.П. Методические указания по выполнению чертежей и

пояснительных записок курсовых и дипломных проектов. Приложения.-М.: МИИГА, 1984. -43 с.

20. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей /Под ред. С.М. Шляхтенко.- М.: Машиностроение, 1987.-568 с.

21. Технические описания, сборочные чертежи авиационных ГТД и их агрегатов, в т.ч.:

21.1. Авиационные двухконтурные двигатели Д-30КУ и Д-30КП (конструкция, надежность и опыт эксплуатации) / Л.П.Лозицкий, М.Д.Авдошко, В.Ф.Березлев и др.- М.: Машиностроение, 1988.- 288с.

21.2. Авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель Д-30 2 серии. Техническое описание. - М.: Машиностроение, 1973.- 144с.

21.3. Трофимов И.Е., Торчук Ф.В. Конструкция и летная эксплуатация двигателя АИ-25: Учебное пособие.-М.: Машино-строение,1981.- 85 с.

21.4. Хаустов И.Г., Фельдман Е.Л. Авиационный двухконтурный двигатель НК-8-2. - М.: Машиностроение, 1974. - 431 с.

21.5. Фельдман Е.Л., Черкасов Л.А. Авиационный двух-контурный двигатель НК-86. - М.: Машиностроение, 1981. - 327 с.

22. Описания языков, сред программирования и операционных систем - по располагаемому программному обеспечению.

Содержание

Введение.	3
1. РАСЧЕТ ДИСКОВ при УПРУГОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ.	6
1.1. Нагружение дисков.	6
1.2. Расчетная схема диска осевой ступени.	7
1.3. Краткие теоретические сведения об уравнениях напряженного состояния диска и граничных условиях.	11
1.4. Методика расчета на прочность диска (осевой ступени) произвольного профиля для упругих деформаций.	13
1.5. Сравнение результатов точного и приближенного решений задачи определения напряжений в диске.	36
1.6. Особенности расчета на прочность дисков рабочих колес центробежных компрессоров и центростремительных турбин.	37
2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДИСКОВ с	

УЧЕТОМ НЕУПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ.	39
3. НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА	47
4. ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА при ВЫПОЛНЕНИИ КП, ДП(ДР).	48
5. ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ на ПРОЧНОСТЬ И ТАБЛИЧНЫХ ФОРМ при “РУЧНОМ” СЧЕТЕ.	48
6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ, НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ ЧАСТИ КП, ДП(ДР), НИРС.	51
6.1. Контрольные вопросы.	51
6.2. Исследовательские задания.	52
ПРИЛОЖЕНИЕ. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ о МАТЕРИАЛАХ ДИСКОВ И ВЛИЯНИИ НА ИХ СВОЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОБРАБОТКИ.	53
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.	58