РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

УСТАНОВКИ ГАЗОТУРБИННЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ И РОТОРОВ

РТМ 108.022.106—86

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
МОСКВА

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 11.06.86 № СЧ-002/4764

ИСПОЛНИТЕЛИ: **В. И. РОЗЕНБЛЮМ**, доктор техн. наук (руководитель темы); **Л. В. ФЕДОРОВА**

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1987.

УДК 621.165 Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

УСТАНОВКИ ГАЗОТУРБИННЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ И РОТОРОВ

РТМ 108.022.106—86

Взамен РТМ 108.022.106—79

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 11.06.86 № СЧ-002/4764 срок введения установлен

с 01.07.87

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на роторы и диски турбин и компрессоров вновь проектируемых стационарных приводных и энергетических газотурбинных установок, включая установки для полупиковых и пиковых режимов эксплуатации. РТМ не распространяется на расчет прочности ободов дисков в зоне хвостовых креплений рабочих лопаток.

РТМ устанавливает рекомендуемый порядок, объем и основные положения расчетов статической и малоцикловой (термоусталостной) прочности и соответствующие коэффициенты запаса прочности роторов и дисков на стадиях выполнения эскизного и технического проектов и разработки рабочей документации.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. В настоящем РТМ полный расчет прочности дисков и роторов турбины и компрессора газотурбинной установки (ГТУ) разделяется на два этапа: предварительный и поверочный расчеты.

Предварительный расчет предназначен для получения общей предварительной оценки прочности на стадиях выполнения эскизного и технического проектов ГТУ, когда условия работы, геометрические размеры и рабочие свойства металла ротора или диска еще не полностью определены.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

Поверочный расчет производится на стадии разработки рабочей документации ГТУ с целью уточнения результатов предварительного расчета за счет учета дополнительных факторов, установленных в ходе разработки рабочей документации. При поверочном расчете учитываются результаты исследования температурного состояния при стационарных и нестационарных режимах эксплуатации, уточненные прочностные характеристики металла при ожидаемых типовых режимах эксплуатации, некоторые особые условия работы (аварийные режимы, работа по пиковому графику, холодные пуски и пр.). Поверочный расчет может включать в себя также сравнительный прочностной анализ сопоставляемых вариантов условий охлаждения и обогрева и окончательный выбор материала. Допускается выполнение поверочного расчета также на стадии технического проектирования.

1.2. Как предварительный, так и поверочный расчеты прочности роторов и дисков выполняются преимущественно на основе анализа упругого напряженно-деформированного состояния роторов и дисков, также предусматривается проведение упруго-пластического анализа, расчетов на ползучесть и трещиностойкость, расчетов несущей способности и малоцикловой усталости.

Для конструкционных легированных сталей перлитного класса ползучесть должна учитываться при температурах металла 400—420°С и более, для углеродистых сталей — при температурах 350°С и более, для жаропрочных хромистых сталей — при температурах 450—480°С и более, для никелевых сплавов — при температурах 550—600°С и более (уточняется с учетом характеристик конкретных сплавов).

1.3. Температурные поля, используемые для расчетов температурных напряжений и ползучести роторов и дисков, определяются численными методами или методом электромоделирования (например, согласно РТМ 108.020.16—83). Допускается использование результатов экспериментального определения температурных полей аналогичных ГТУ.

1.4. Расчет допускаемого числа циклов нагружения производится по условиям малоцикловой усталости и циклической трещиностойкости.

1.5. Расчеты прочности ободов дисков в зоне хвостовых креплений рабочих лопаток выполняются согласно РТМ 108.022.102—77 для газовой турбины и согласно РТМ 108.022.103—77 для осевого компрессора.

1.6. Значения предела текучести $\sigma_{0,2}$ металла ротора или диска для расчетной температуры принимаются по нижнему уровню механических свойств, предусмотренных техническими условиями (ТУ) на заготовки, с учетом имеющихся справочных данных.

1.7. Упругие постоянные металла (модуль упругости, коэффициент Пуассона) принимаются по имеющимся справочным данным для расчетной температуры металла.

1.8. Характеристики высокотемпературной прочности (предел длительной прочности $\sigma_{д.п}$ для заданного ресурса τ, сопротивление ползучести) принимаются согласно имеющимся справочным данным для номинальной рабочей температуры металла ротора по среднему уровню соответствующих экспериментальных значений.

1.9. Характеристики малоцикловой и термической усталости определяются по средним линиям полосы разброса соответствующих экспериментальных данных, полученных стандартными методами.

1.10. Расчетный ресурс роторов и дисков на стадии проектирования принимается с учетом требований ГОСТ 21199—82.

1.11. Принятые в настоящем РТМ минимальные значения коэффициентов запаса кратковременной, длительной и усталостной прочности обеспечивают нормальную работоспособность роторов и дисков на расчетном ресурсе с заданным числом циклов пуска — останова при следующих условиях:

расчетная оценка прочности роторов и дисков выполнена в соответствии с требованиями настоящего РТМ;

качество металла и заготовок дисков и роторов отвечает требованиям ГОСТ 5632—72, ГОСТ 8479—70, ОСТ 108.961.05—80, РТМ 108.022.101—77 и соответствующих ТУ;

качество изготовления роторов и дисков соответствует требованиям рабочих чертежей;

эксплуатационные режимы работы турбины соответствуют требованиям действующих инструкций по эксплуатации и ограничениям, предусмотренным техническими условиями на газотурбинную установку;

при ремонтах турбины и компрессора выполняются контрольные операции, предусмотренные соответствующими инструкциями.

1.12. В РТМ используются следующие условные обозначения:

$\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести материала при 20°С, МПа;

$\sigma^{t}_{0,2}$ — условный предел текучести материала при температуре t°С, МПа;

$\sigma_{в}$ — предел прочности материала, МПа;

$\sigma_{д.п}$ — предел длительной прочности материала, МПа;

$\sigma_{экв}$ — эквивалентное напряжение, МПа;

$\sigma_{м}$ — напряжение от действия механических нагрузок, МПа;

$\Delta\varepsilon$ — размах деформации, %;

$K_{у}$ — коэффициент концентрации упругих напряжений;

$n_{т}$ — коэффициент запаса по пределу текучести;

$n_{д.п}$ — коэффициент запаса по пределу длительной прочности;

l — размер дефекта, м;

N — число циклов;

K_{N} — коэффициент запаса по числу циклов;

K_{ε} — коэффициент запаса по размаху деформации;

$K_{хр}$ — коэффициент запаса по подрастанию дефекта.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕДВАРИТЕЛЬНОМУ РАСЧЕТУ

2.1. Предварительный расчет прочности роторов и дисков газовой турбины и осевого компрессора выполняется на стадиях разработки эскизного проекта с целью получения необходимых данных для решения вопроса о принципиальной возможности создания газотурбинной установки, имеющей заданные технические характеристики.

2.2. Предварительный расчет служит для ориентировочного выбора конструкции ротора или диска, их основных размеров и материала.

2.3. При выполнении предварительного расчета температурные напряжения не учитываются, но механические свойства материала принимаются в соответствии с пп. 1.7, 1.8 и ожидаемым распределением температур металла ротора или диска.

2.4. Частота вращения вала при выполнении предварительного расчета принимается в соответствии с предусмотренной техническим заданием номинальной частотой вращения.

В расчете не учитываются забросы частоты вращения вала при сбросах нагрузки и при срабатывании автомата безопасности.

2.5. Расчет напряжений в дисках на стадии предварительного расчета выполняется методами, имеющими в основе схему плоского напряженного состояния (схема «тонкого диска»). Допускается использование методов сеток или конечных элементов.

2.6. Расчет напряжений в роторах турбины или компрессора производится сеточными методами или методом конечных элементов. Концентрация напряжений в галтелях, у разгрузочных отверстий, в термокомпенсационных канавках и других не учитывается.

2.7. Выбор сечений стяжных болтов, усилий затяжки и напряжений в них на стадии предварительного расчета не является обязательным.

3. ТРЕБОВАНИЯ К ПОВЕРОЧНОМУ РАСЧЕТУ

3.1. Поверочный расчет прочности ротора или диска выполняется на стадии разработки рабочей документации с целью окончательного выбора геометрических размеров и материала и уточненного определения запасов прочности и допустимого ресурса. В случае необходимости поверочный расчет может также выполняться при разработке технического проекта ГТУ.

3.2. При поверочном расчете подлежат определению как напряжения, обусловленные действием приложенных к ротору или диску механических нагрузок (центробежных сил (ЦБС), газового изгиба и др.), так и суммарные напряжения, вызванные одновременным действием механических нагрузок и температурных градиентов. При расчете напряжений от механических нагрузок упру-

гие характеристики материала принимаются с учетом их зависимости от температуры.

3.3. Поверочный расчет дисков и роторов выполняется исключительно численными методами сеток или конечных элементов, основанными на осесимметричной или, если необходимо, на пространственной (трехмерной) модели теории упругости. Оценку местных напряжений при численном расчете рекомендуется производить методом «сеточной лупы». Для типовых концентраторов можно использовать приближенные формулы (см. справочное приложение 1).

3.4. Температурные напряжения для роторов и дисков приводных ГТУ определяются только для базового режима. Для энергетических ГТУ, работающих в пиковом и полупиковом режимах, необходимо производить расчеты температурных напряжений также и для нестационарных режимов.

3.5. При необходимости учета пластических деформаций или ползучести расчет производится либо по соответствующим программам упруго-пластического расчета, либо с помощью приближенной методики Нейбера (см. справочное приложение 1). Расчет на ползучесть производится по методу изохронных кривых.

3.6. Оценка несущей способности производится только для дисков на основе расчетного определения разрушающей частоты вращения. Методика вычисления разрушающей частоты вращения диска дана в справочном приложении 3.

3.7. Оценка ресурса включает два этапа: оценка ресурса по длительной прочности и оценка ресурса по допустимому числу циклов пуска — останова.

3.8. Ресурс по длительной прочности исчисляется в единицах времени и определяется для зон металла, работающих в условиях ползучести (см. п. 1.2).

3.9. Ресурс по допустимому числу циклов должен определяться для энергетических ГТУ, работающих в пиковом или полупиковом режимах. Определение ресурса производится на основе расчета на малоцикловую усталость (см. справочное приложение 2) и расчета на подрастание дефекта (справочное приложение 4).

4. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА

4.1. Оценка несущей способности

4.1.1. Несущая способность дисков, включая диски составных роторов, определяется на основе вычисления разрушающей частоты вращения (см. справочное приложение 3). При расчете разрушающей частоты вращения температурные напряжения не учитываются, но прочностные свойства металла берутся с учетом фактического распределения температуры. В расчете принимается нижний уровень предусмотренных ТУ значений предела прочности $\sigma_в$.

4.1.2. Коэффициент запаса по разрушающей частоте вращения определяется как отношение разрушающей частоты вращения к номинальной:

$$K_в = \frac{n_{разр}}{n},$$

где n — номинальная частота вращения, $с^{-1}$;

$n_{разр}$ — расчетная разрушающая частота вращения, $с^{-1}$.

4.1.3. Допустимые значения коэффициента запаса $K_в$ принимаются следующие:

$K_в \geqslant 1{,}45$ — при наружном диаметре диска не более 1 м;

$K_в \geqslant 1{,}55$ — при наружном диаметре диска от 1 до 1,5 м;

$K_в \geqslant 1{,}60$ — при наружном диаметре диска более 1,5 м.

4.1.4. Для цельнокованых роторов оценка несущей способности не производится.

4.2. Оценка местной прочности

4.2.1. В качестве критерия местной прочности принимается максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$:

$$\sigma_{экв} = 2\tau_{max} = \sigma_{max} - \sigma_{min},$$

где τ_{max} — максимальное касательное напряжение, МПа;

σ_{max}, σ_{min} — соответственно наибольшее и наименьшее главные нормальные напряжения в рассматриваемой точке конструкции, МПа.

На профильных боковых поверхностях диска эквивалентное напряжение определяется по формулам:

$$\sigma_{экв} = \max \begin{cases} |\sigma_\varphi|, \\ |\sigma_r + \sigma_z|, \\ |\sigma_r + \sigma_z - \sigma_\varphi|, \end{cases}$$

где σ_φ — тангенциальное напряжение, МПа;

σ_r — радиальное напряжение, МПа;

σ_z — осевое напряжение, МПа.

4.2.2. Коэффициент запаса по местной прочности $n_т$ исчисляется как отношение предела текучести $\sigma^t_{0,2}$ при рабочей температуре к эквивалентному напряжению:

$$n_т = \frac{\sigma^t_{0,2}}{\sigma_{экв}}.$$

4.2.3. Для эквивалентных напряжений, определенных из расчета механических напряжений (см. п. 3.3), принимаются следующие допустимые значения $n_т$ (исключая дискретные и профильные концентраторы):

$n_т \geqslant 1{,}3$ — для дисков или роторов, образованных из дисков методом электронно-лучевой сварки;

$n_т \geqslant 1{,}5$ — для роторов;

$n_т \geqslant 1{,}4$ — для зоны сварного шва роторов, образованных методом электронно-лучевой сварки;

$n_т \geqslant 1{,}8$ — для зоны сварного шва сварных роторов.

4.2.4. Расчет по п. 4.2.3 производится только для номинальной частоты вращения. Для напряжений в галтелях профильных боковых поверхностей диска допускается принимать

$$n_т \geqslant 1{,}2.$$

4.2.5. Температурные напряжения в сумме с напряжениями от механических нагрузок и с напряжениями от автофретирования (если оно производилось) не должны превышать величины $0{,}9\sigma_{0,2}$ (исключая зоны профильных и дискретных концентраторов — отверстий, глубоких сверлений).

4.2.6. Номинальные напряжения изгиба в валах от действия собственного веса ротора не должны быть более 20 МПа; для сварных швов эти напряжения не должны превышать 12 МПа.

4.2.7. Запас по напряжениям кручения от передаваемого валом номинального крутящего момента для приводных ГТУ рекомендуется принимать не менее 5 по отношению к величине $\sigma_{0,2}$. Для энергетических ГТУ расчет на скручивание производится в соответствии с РТМ 108.021.13—83.

4.2.8. Для радиальных штифтов в штифтовых соединениях дисков коэффициент запаса прочности для напряжений среза должен быть не менее 7 по пределу текучести материала на растяжение.

4.3. Ресурс по длительной прочности

4.3.1. Ресурс по длительной прочности определяется для дисков и роторов, металл которых в некоторых зонах работает при температурах, превышающих указанные в п. 1.2.

4.3.2. В качестве критерия прочности $\sigma_{экв}$ принимается максимальное напряжение растяжения на стационарном режиме σ_{max}, включая температурные напряжения, если все три главных нормальных напряжения неотрицательны. Если же одно или два главных нормальных напряжения сжимающие, то $\sigma_{экв}$ следует принимать согласно п. 4.2.1. Концентрация напряжений учитывается.

4.3.3. Работоспособность конструкции по критерию исчерпания длительной прочности на заданном нормативном ресурсе считается обеспеченной, если для предела длительной прочности, отвечающего заданному ресурсу, обеспечивается запас прочности

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}(\tau_n)}{\sigma_{экв}} \geqslant 1{,}5.$$

Для зон концентрации напряжений это значение $n_{д.п}$ допускается уменьшать на 10%.

4.4. Ресурс по малоцикловой усталости

4.4.1. Ресурс по малоцикловой усталости исчисляется в циклах и определяется на основе расчетной величины размаха деформа-

ций $\Delta\varepsilon$, вычисляемой согласно справочному приложению 2. Для определения допустимого числа циклов следует использовать экспериментальные кривые малоцикловой усталости. При их отсутствии допускается использовать формулу Мэнсона (см. справочное приложение 2). Определение допустимого числа цикла $N_{доп}$ следует производить двумя способами для наиболее напряженных зон, включая дискретные и профильные концентраторы.

Первый способ заключается в том, что по расчетной величине размаха деформаций $\Delta\varepsilon$ с помощью кривой термоусталости определяют соответствующее число циклов N'. Разделив на коэффициент запаса K_N, получают первое значение допустимого числа циклов:

$$N'_{доп} = \frac{N'}{K_N}.$$

По второму способу расчетный размах деформаций умножают на коэффициент запаса размаха K_ε и для результирующей величины $\Delta\varepsilon K_\varepsilon$ определяют, как и ранее, по кривой термоусталости число циклов $N''_{доп}$.

4.4.2. Для коэффициентов запаса принимают следующие значения:

$K_N \geqslant 5$; $K_\varepsilon \geqslant 1{,}5$, если расчет проведен по экспериментальным кривым малоцикловой усталости;

$K_N \geqslant 20$; $K_\varepsilon \geqslant 2$, если расчет проведен по кривым Мэнсона.

4.4.3. За окончательное значение допустимого числа циклов принимают наибольшее из значений $N'_{доп}$, $N''_{доп}$, т. е. достаточно, чтобы выполнялось хотя бы одно из условий прочности (см. п. 4.4.1).

4.5. Ресурс по подрастанию дефекта

4.5.1. В основу расчета кладется максимально возможный размер исходного дефекта l_0, который выбирается либо исходя из требований ТУ на заготовки, либо по величине разрешающей способности применяемых средств дефектоскопии.

4.5.2. С помощью методики, описанной в справочном приложении 4, и с учетом расчетных данных по размахам суммарных напряжений определяют критический размер дефекта $l_{кр}$ и число циклов $N_{кр}$, необходимое для подрастания начального дефекта l_0 до размера $l_{кр}$.

Расчеты проводятся для дефектов, расположенных в наиболее напряженных зонах диска или ротора перпендикулярно линии действия максимального главного напряжения.

4.5.3. Допустимое число циклов определяют согласно условию хрупкой прочности

$$N_{хр,\,доп} = \frac{N_{кр}}{K_{хр}}.$$

Для коэффициента запаса принимают значения $K_{хр} \geqslant 10$.

4.6. Определение ресурса

4.6.1. За окончательное значение ресурса принимают меньшее из значений $N_{доп}$, $N_{хр,\ доп}$.

4.6.2. Если области наибольшей повреждаемости от длительной прочности и циклической нагрузки совпадают, то окончательное значение ресурса определяют согласно формуле, вытекающей из правила линейного суммирования повреждаемостей:

$$N_{доп} = \frac{N^0_{доп}}{1 + \frac{\tau_ц}{\tau_{доп}} N^0_{доп}},$$

где $N^0_{доп}$ — число циклов, определенное без учета ползучести;

$\tau_ц$ — длительность одного цикла, ч;

$\tau_{доп}$ — время длительного статического разрушения при напряжении $\sigma = \sigma_{max} n_{д.п}$, ч.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочное

МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. В основу методики положено условие Нейбера:

$$\sigma_{max}^{упр.пл}\varepsilon_{max}^{упр.пл} = \sigma_{max}^{упр}\varepsilon_{max}^{упр}, \qquad (1)$$

где $\sigma_{max}^{упр.пл}\varepsilon_{max}^{упр.пл}$ — максимальные напряжения и деформации в пластической области;

$\sigma_{max}^{упр}\varepsilon_{max}^{упр}$ — максимальные напряжения и деформации, полученные условным упругим расчетом (выполненным в предположении, что при любом уровне напряжений материал остается упругим).

1.2. Приведенные формулы можно также использовать для вычисления соответствующих интенсивностей напряжений и деформаций σ_i и ε_i, заменяя σ, ε на σ_i, ε_i,

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_r - \sigma_\varphi)^2 + (\sigma_\varphi - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\tau_{rz}^2};$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_r - \varepsilon_\varphi)^2 + (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_r)^2 + \frac{3}{2}\gamma_{rz}^2}. \qquad (2)$$

1.3. Приводятся два варианта методики: для общего случая, когда диаграмма упруго-пластического деформирования имеет произвольный вид, и для идеально-пластического материала, когда упрочнение материала отсутствует и напряжение в пластической области сохраняет постоянное значение, равное пределу текучести:

$$\sigma = \sigma_{0,2} = \text{const}. \qquad (3)$$

2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

2.1. В общем случае расчет выполняется с помощью графического построения. На стандартной логарифмической бумаге марки ЛН наносится заданная кривая упруго-пластического деформирования (черт. 1).

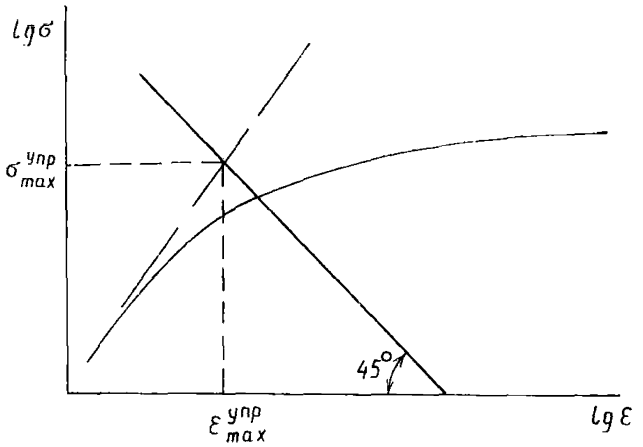
На том же графике под углом 45° к осям координат проводится прямая, проходящая через точку с координатами $\sigma_{max}^{упр}$, $\varepsilon_{max}^{упр}$. Абсцисса и ордината точки пересечения этой прямой и кривой деформирования определяют искомые величины $\sigma_{max}^{упр.пл}$ и $\varepsilon_{max}^{упр.пл}$.

2.2. В случае идеально-пластического материала графическое построение не требуется. Использование соотношений (1) и (3) сразу же дает искомые расчетные формулы:

$$\varepsilon_{max}^{упр.пл} = \frac{\sigma_{max}^{упр}}{\sigma_{0,2}} \varepsilon_{max}^{упр}; \tag{4}$$

$$\sigma_{max}^{упр.пл} = \sigma_{0,2}.$$

Графическое определение максимальных напряжений и деформаций



Черт. 1

Иногда требуется знание только пластической составляющей деформации. Она определяется по формуле

$$\varepsilon_{max}^{пл} = \frac{\sigma_{0,2}}{E}\left[\left(\frac{\sigma_{max}^{упр}}{\sigma_{0,2}}\right)^2 - 1\right]. \tag{5}$$

Остаточная деформация, возникающая в зоне концентратора после полной разгрузки, будет

$$\varepsilon_{max}^{ост} = \varepsilon_{max}^{упр}\left[\left(\frac{\sigma_{max}^{упр}}{\sigma_{0,2}}\right) - 1\right]. \tag{6}$$

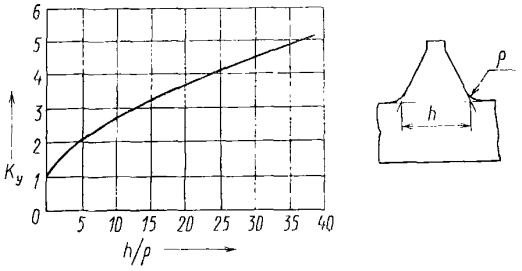
2.3. Упрощенные расчетные формулы, приведенные в п. 2.2, как правило, являются достаточными. Они дают несколько завышенные значения упруго-пластических деформаций и поэтому обеспечивают некоторый дополнительный запас.

3. ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УПРУГИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНЦЕНТРАЦИИ

3.1. Для типовых концентраторов можно определять упругие коэффициенты концентрации напряжений $K_у$ при помощи следующих приближенных зависимостей.

Для галтели у основания диска — согласно черт. 2. За номинальное напряжение принимается среднее расчетное радиальное напряжение у основания диска.

График для определения коэффициента $K_у$



Черт. 2

Для термокомпенсационных канавок — по формуле

$$K_у = 1 + 2\sqrt{\frac{t}{r}}\,\varkappa,$$

где t — глубина канавки, м;

r — радиус закругления дна канавки, м;

$\varkappa$ — коэффициент взаимного влияния канавок, определяемый по черт. 3.

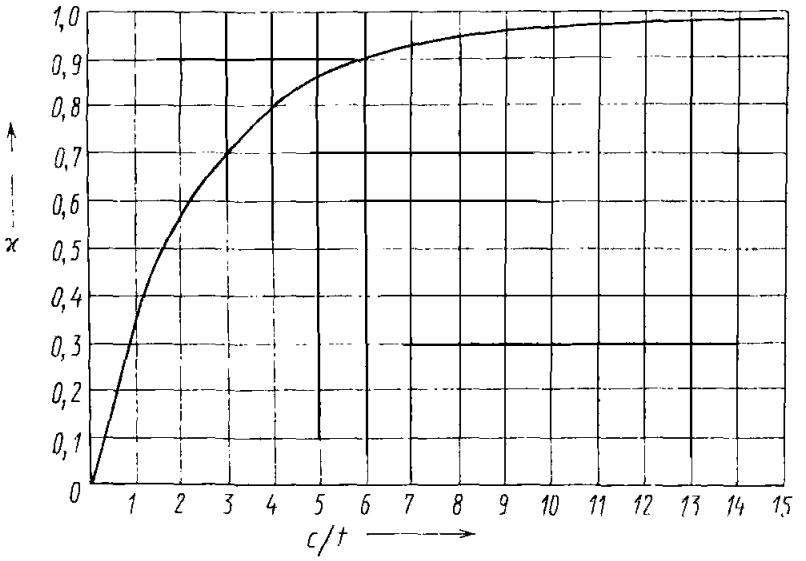
За номинальное напряжение принимается расчетное осевое напряжение для гладкого вала в той его точке, которая соответствует положению дна канавки.

Для продольного шпоночного паза на расточке диска и для кольцевого паза под балансировочный груз на боковой поверхности диска или ротора — согласно черт. 4, где H — глубина паза.

Номинальное напряжение в зоне шпоночного паза принимается равным расчетному окружному напряжению на расточке диска; для паза под балансировочный груз — расчетное радиальное напряжение в сечении, проходящем через середину паза.

Для зоны разгрузочных отверстий, если в этой зоне расчетное радиальное напряжение σ_r и окружное напряжение σ_φ

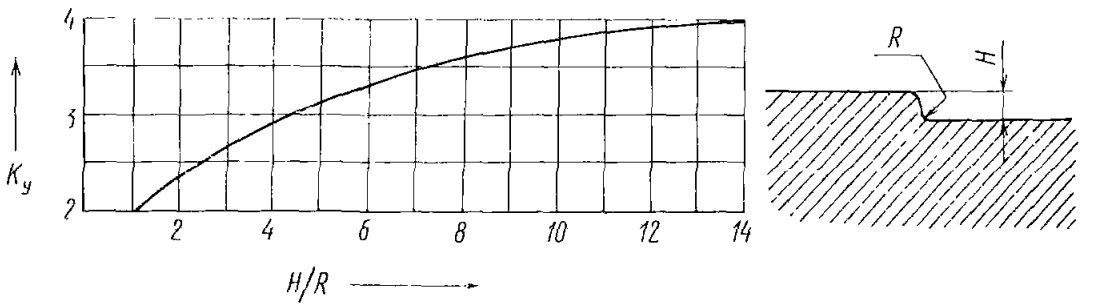
Кривая для определения коэффициента $\varkappa$



c — шаг термокомпенсационных канавок; t — глубина канавки

Черт. 3

Кривая для определения коэффициента концентрации напряжений в галтелях и шпоночных пазах



Черт. 4

удовлетворяют условию: $\sigma_\varphi > \sigma_r$, коэффициент концентрации напряжений определяется по формулам:

$$K_y = 3 - \frac{\sigma_r}{\sigma_\varphi} \quad \text{при } s > 5d,$$

$$K_y = 3 - \frac{\sigma_r}{\sigma_\varphi} - \frac{d}{s-d} \quad \text{при } s \leqslant 5d,$$

где d — диаметр разгрузочных отверстий, м;

s — шаг, м.

Если же расчетные напряжения в диске в зоне отверстия удовлетворяют условию $\sigma_\varphi < \sigma_r$, то

$$K_y = \left(3 - \frac{\sigma_\varphi}{\sigma_r}\right) \frac{s}{s-d}.$$

Номинальное напряжение принимается равным наибольшему из напряжений σ_r, σ_φ.

Эти формулы можно также использовать для приближенной оценки концентрации напряжений у отверстий под периферийные стяжные болты.

При штифтовом соединении диска с валом коэффициент концентрации напряжений в радиальных отверстиях в воротнике диска оценивается по формуле

$$K_y = 3\left(1 + \frac{1}{3}\frac{d}{c}\right),$$

где d — диаметр отверстия, м;

c — расстояние от оси отверстия до свободного края воротника, м.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРА ГТУ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Методика расчета малоцикловой усталости элементов ротора основана на определении размаха полной деформации в наиболее напряженных зонах ротора при его циклическом нагружении.

1.2. Оценка предельного числа циклов пуска — останова, соответствующего найденной величине $\Delta\varepsilon_r$, производится по экспериментальной кривой малоцикловой усталости материала при одноосном растяжении — сжатии в условиях симметричного цикла или по приближенной формуле Мэнсона:

$$\Delta\varepsilon = D^{0,6}N^{-0,6} + \frac{3,5\sigma_в}{E}N^{-0,12},$$

где $D = \ln\frac{100}{100-\psi}$;

ψ — относительное сужение образца при кратковременном разрыве;

$\sigma_в$ — предел прочности, МПа.

1.3. Если цикл несимметричный по напряжениям, то за определяющий критерий принимается эквивалентный размах деформаций $\Delta\varepsilon_{экв}$, определяемый по формуле (при $\sigma_{ср}>0$)

$$\Delta\varepsilon_{экв} = \frac{\Delta\varepsilon}{1-\frac{\sigma_{ср}}{\sigma_в}},$$

где $\sigma_{ср}$ — среднее напряжение цикла, МПа;

$\sigma_в$ — предел прочности материала, МПа.

1.4. Если элемент, подвергающийся циклическим нагружениям, одновременно испытывает действие ползучести, то суммарный ресурс определяется на основании принципа линейного суммирования повреждаемости.

2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

2.1. Для расчета размаха циклических деформаций предварительно должны быть проведены согласно разделу 3 настоящего РТМ расчеты упругих температурных напряжений и напряжений от ЦБС и газового изгиба на основных и промежуточных режимах работы ГТУ с целью выявления максимального (σ_{max}) и мини-

мального (σ_{min}) напряжений в рассматриваемой точке детали и температур металла θ' и θ'', отвечающих указанным напряжениям.

Примечание. Допускается вычислять σ_{max} и σ_{min} путем умножения соответствующих номинальных напряжений (если они могут быть определены) на упругий коэффициент концентрации напряжений:

$$\sigma_{max} = K_y\sigma', \quad \sigma_{min} = K_y\sigma'',$$

где σ', σ'' — максимальное и минимальное номинальные напряжения в рассматриваемой точке диска, МПа;

K_y — упругий коэффициент концентрации напряжений.

2.2. Если размах напряжений $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$, который всегда положителен, меньше суммы пределов текучести материала при растяжении для соответствующих температур

$$\Delta\sigma \leqslant \sigma_{0,2}(\theta') + \sigma_{0,2}(\theta''),$$

то размах деформаций за цикл следует определять по формуле

$$\Delta\varepsilon = \frac{\sigma_{max}}{E(\theta')} - \frac{\sigma_{min}}{E(\theta'')},$$

где $E(\theta')$, $E(\theta'')$ — величины модуля упругости, соответствующие температурам θ' и θ'', МПа.

При вычислении среднего напряжения σ_{cp} могут представиться три случая.

Если $\sigma_{max} \leqslant \sigma_{0,2}(\theta)$ и $\sigma_{min} \geqslant -\sigma_{0,2}(\theta'')$, то

$$\sigma_{cp} = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}).$$

Если $\sigma_{max} \geqslant \sigma_{0,2}(\theta')$ и $\sigma_{min} \geqslant -\sigma_{0,2}(\theta'')$, то

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{0,2}(\theta') + [\sigma_{0,2}(\theta') - \Delta\sigma]}{2} = \sigma_{0,2}(\theta') - \frac{1}{2}\Delta\sigma.$$

Если $\sigma_{max} \leqslant \sigma_{0,2}(\theta')$ и $\sigma_{min} \leqslant -\sigma_{0,2}(\theta'')$, то

$$\sigma_{cp} = -\sigma_{0,2}(\theta'') + \frac{1}{2}\Delta\sigma.$$

2.3. Если размах упругих напряжений $\Delta\sigma$ превышает сумму пределов текучести материала для соответствующих температур или равен ей:

$$\Delta\sigma \geqslant \sigma_{0,2}(\theta') + \sigma_{0,2}(\theta''),$$

то цикл является упруго-пластическим. В этом случае допускается принимать

$$\Delta\sigma = \sigma_{0,2}(\theta') + \sigma_{0,2}(\theta'').$$

Размах деформаций и среднее напряжение цикла будут

$$\Delta\varepsilon = \frac{\sigma_{max}^{упр}\varepsilon_{max}^{упр}}{\sigma_{0,2}(\theta')} - \frac{\sigma_{min}^{упр}\varepsilon_{min}^{упр}}{\sigma_{0,2}(\theta'')},$$

где ε_{max}, ε_{min} — деформации, соответствующие напряжениям σ_{max} и σ_{min}.

2.4. При сложном напряженном состоянии величины σ_{max} и σ_{min} заменяются соответствующими значениями интенсивности напряжений:

$$\sigma_i = \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\varphi)^2 + (\sigma_\varphi - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\tau_{rz}^2}.$$

Деформация заменяется на ε_i (см. приложение 1, п. 1.2).

Знак σ_i, ε_i принимается равным знаку наибольшего по абсолютной величине главного нормального напряжения.

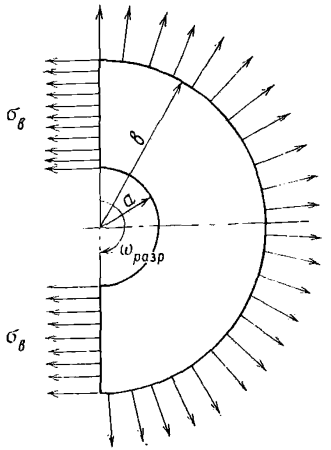
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗРУШАЮЩЕЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДИСКА

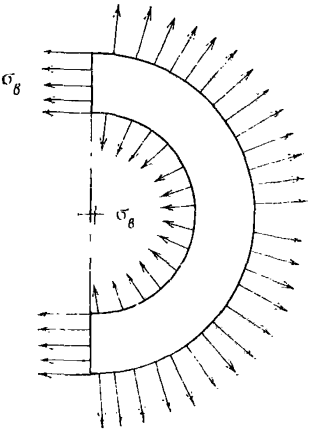
1. Расчетное определение разрушающей частоты вращения диска основано на предположении, что напряжения в опасном сечении диска при разрушении всюду равняются пределу прочности металла диска.

Схема разрушения по диаметральному сечению



Черт. 1

Схема разрушения по цилиндрическому сечению



Черт. 2

Рассматриваются две основных схемы разрушения:

разрушение от тангенциальных напряжений (разрыв диска по диаметральной плоскости), черт. 1;

разрушение от радиальных напряжений (разрыв по цилиндрическому сечению), черт. 2.

2. Расчет разрушающей частоты вращения, соответствующей разрыву по диаметральному сечению, производится с помощью формулы

$$\frac{\omega_{разр}}{\omega_{ном}} = \sqrt{\frac{\int_a^b \sigma_в(r)\, h(r)\, dr}{\sigma_{ra} b h_b + \rho \omega_{ном}^2 I}}, \qquad (1)$$

где $\omega_{ном}$ — номинальная угловая скорость вращения диска, рад/с;

$\omega_{разр}$ — угловая скорость вращения диска при разрушении, рад/с;

$\sigma_в(r)$ — предел прочности материала, соответствующий температуре в сечении, находящемся на расстоянии r от оси, Па;

r — расстояние до оси вращения, м;

$h(r)$ — толщина диска на расстоянии r от оси вращения, м;

ρ — плотность материала диска, кг/м^3;

$\sigma_{rв}$ — удельная лопаточная нагрузка на единицу площади поверхности периферии диска (включает ЦБС лопаток вместе с хвостовиками и межпазовыми выступами), Па;

a — внутренний радиус диска, м;

b — наружный радиус диска (до основания межпазовых выступов), м;

h_b — толщина диска на наружном радиусе диска, м.

Через I в формуле (1) обозначена величина

$$I = \int r^2 h(r)\, dr, \tag{2}$$

имеющая смысл момента инерции половины диаметрального сечения диска относительно оси вращения.

3. Для определения частоты вращения, соответствующей разрушению по цилиндрической поверхности некоторого радиуса ($a < r_* < b$), служит формула

$$\left(\frac{\omega_{разр}}{\omega_{ном}}\right)^2 = \frac{\int\limits_{r_*}^{b} \sigma_в(r)\, h(r)\, dr + \sigma_в(r_*)\, h_* r_* \left(1 - \frac{zd}{2\pi r_*}\right)}{\sigma_{rв} b h_b + \rho \omega_{ном}^2 I_*}, \tag{3}$$

где h_* — толщина диска в сечении $r = r_*$, м;

$$I = \int\limits_{r_*}^{b} h(r)\, r^2 dr;$$

z и d — число и диаметр отверстий, расположенных на окружности радиуса $r = r_*$ (если они имеются).

Вычисления по формуле (3) следует произвести для нескольких значений r_* и выбрать минимальное значение отношения $\omega_{разр}/\omega_{ном}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

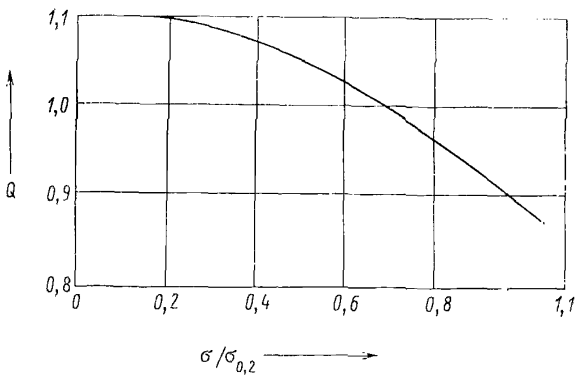
Справочное

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ И ПОДРАСТАНИЕ ДЕФЕКТА

1. РАСЧЕТ НА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ

1.1. В основу расчета положено предположение, что исходная трещина имеет форму полуэллипса, расположенного у свободной поверхности детали. Большая и малая полуоси эллипса прини-

Зависимость параметра Q от уровня напряжений



маются равными $5l$ и l соответственно. Напряжение, перпендикулярное плоскости трещины, обозначается через σ, МПа.

1.2. Коэффициент интенсивности напряжений K_1 определяется по формулам:

при $\sigma > 0{,}8\sigma_{0,2}$

$$K_1 = 1{,}1\sigma\sqrt{\frac{\pi l}{Q}}\,\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{\sigma}{\sigma_в}\right)^4}}; \qquad (1)$$

при $\sigma \leqslant 0{,}8\sigma_{0,2}$

$$K_1 = 1{,}1\sigma\sqrt{\frac{\pi l}{Q}},$$

где Q — параметр, определяемый по чертежу;

l — малая полуось эллипса, м.

Величина σ принимается как сумма напряжений от ЦБС, газового изгиба, автофретирования и температурного перепада. Частота вращения принимается соответствующей срабатыванию автомата безопасности.

1.3. Критический размер трещины $l=l_{кр}$ определяется из условия

$$K_1 = K_{1c}, \tag{2}$$

где K_{1c} — критический коэффициент интенсивности напряжений, МПа·м$^{1/2}$.

Значения K_{1c} — определяются путем испытаний материала согласно ГОСТ 25.506—85.

1.4. При $\sigma \leqslant 0{,}8\sigma_{0,2}$ допускается вычислять K_1 согласно МР 108.7—86.

2. РАСЧЕТ ПОДРАСТАНИЯ ДЕФЕКТА

2.1. Расчет подрастания дефекта при циклическом нагружении производится на основании закона Периса:

$$\frac{dl}{dN} = c\,(\Delta K)^n, \tag{3}$$

где N — число циклов;

c, n — постоянные материала;

$$\Delta K = 1{,}1\Delta\sigma\sqrt{\frac{\pi l}{Q}},$$

$\Delta\sigma$ — размах напряжений растяжения в цикле, МПа (см. п. 1.1); если $\Delta\sigma > \sigma_{0,2}$ (например, в зонах дискретных концентраторов у отверстий, сверлений и др), принимается $\Delta\sigma = \sigma_{0,2}$.

2.2. Число циклов N_1, необходимое для подрастания дефекта на величину $\Delta l_1 = l_1 - l_0$, определяется по формуле

$$N_1 = \frac{1 - \left(\frac{l_0}{l_1}\right)^{\frac{n-2}{2}}}{\frac{n-2}{2}\, c\,[A\Delta\sigma\sqrt{\pi}]^n\, l_0^{\frac{n-2}{2}}}, \tag{4}$$

где $A_1 = 1{,}1/\sqrt{Q}$;

l_0 — начальный размер трещины, м.

Для определения $N_{кр}$ следует в формуле (4) положить $l_1 = l_{кр}$.

2.3. Если в направлении роста трещины имеет место значительный градиент напряжений, то определение $N_{кр}$ рекомендуется производить поэтапно, применяя формулу (4) для последовательных приращений длины трещины Δl_i. Расчет заканчивается, когда для суммарной длины трещины выполняется условие $K_1 = K_{1c}$.

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ РТМ 108.022.106—86

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта РТМ
ГОСТ 5632—72	Стали высоколегированные и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные. Марки и технические требования	1.11
ГОСТ 8479—70	Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия	1.11
ГОСТ 21199—82	Установки газотурбинные. Общие технические требования	1.10
ГОСТ 25.506—85	Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости при статическом нагружении	Приложение 4
ОСТ 108.961.05—80	Заготовки роторов и дисков стационарных газовых турбин и компрессоров. Технические условия	1.11
РТМ 108.020.16—83	Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин	1.3
РТМ 108.022.101—77	Выбор материалов для основных деталей газотурбинных установок	1.11
РТМ 108.022.102—77	Турбины газовые стационарные. Расчет на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток газовых турбин	1.5
РТМ 108.022.103—77	Турбины газовые стационарные. Расчет на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток осевых компрессоров	1.5
РТМ 108.021.13—83	Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание	4.2.7
МР 108.7—86	Методические рекомендации. Оборудование энергетическое. Расчеты и испытания на прочность. Расчет коэффициентов интенсивности напряжений	Приложение 4

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения 1
2. Требования к предварительному расчету 4
3. Требования к поверочному расчету 4
4. Оценка прочности и определение ресурса 5
Приложение 1. Методика расчета концентрации напряжений и деформаций 10
Приложение 2. Методика расчета элементов ротора ГТУ на малоцикловую усталость 15
Приложение 3. Методика расчетного определения разрушающей частоты вращения диска 18
Приложение 4. Методика расчета на трещиностойкость и подрастание дефекта 20
Перечень документов, на которые даны ссылки в тексте РТМ 108.022.106—86 22

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ РТМ 108.022.106—86

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				

Редактор *Г. Д. Семенова*

Технический редактор *А. Н. Крупенева* Корректор *Л. А. Крупкова*

Сдано в набор 19.12.86. Подписано к печ. 24.03.87. Формат бум. 60×90 1/16.
Объем 1,5 печ. л. Тираж 500. Заказ 1158. Цена 30 коп.

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24