

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Уфимский государственный авиационный технический университет

Кафедра авиационных двигателей

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Методические указания
к курсовому и дипломному проектированию

Составители: Л.Н. Тархов, В.Ф. Харитонов

УДК 621.452.22(07)

ББК 39.55(я7)

Расчет на прочность рабочих лопаток газотурбинных двигателей:
Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Уфимск.
гос. авиац. техн. ун-т; Сост.: Л.Н. Тархов, В.Ф. Харитонов. – Уфа, 2006. – 38с.

Изложены основные теоретические сведения и алгоритм расчета на прочность рабочих лопаток газотурбинных двигателей, позволяющего получить в итоге распределение коэффициентов запаса прочности по высоте лопатки. Приведены последовательность и примеры выполнения расчета на прочность рабочих лопаток компрессора и турбины.

Предназначены для студентов направления подготовки дипломированных специалистов 160300 – «Двигатели летательных аппаратов» специальности 160301 – «Авиационные двигатели и энергетические установки», для студентов направления подготовки дипломированных специалистов 160900 – «Эксплуатация и испытания авиационной и космической техники» специальности 160901 – «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» и студентов направления подготовки бакалавров техники и технологии 160100 – «Авиа- и ракетостроение».

Табл. 4. Ил. 16. Библиогр.: 8 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Итбаев В.К.,
канд. техн. наук, доц. Горбаненко В.М.

© Уфимский государственный
авиационный технический университет, 2006

Содержание

Введение	4
1. Теоретические сведения	4
1.1. Условия работы лопаток	4
1.2. Система координат.....	5
1.3. Напряжения растяжения от инерционных сил	5
1.4. Изгибающие моменты от газовых сил	9
1.5. Изгибающие моменты от инерционных сил	14
1.6. Результирующие напряжения от инерционных и газовых сил	21
2. Последовательность выполнения прочностного расчета лопаток.....	26
2.1. Подготовка исходных данных	26
2.2. Методика расчета.....	27
3. Расчет рабочих лопаток на прочность с помощью ЭВМ.....	28
3.1. Общая характеристика программы.....	28
3.2. Порядок проведения расчета на ЭВМ	31
3.3. Примеры расчета лопаток компрессора и турбины на ЭВМ.....	31
Список литературы.....	36
Приложения.....	37

ВВЕДЕНИЕ

Лопатки газотурбинных двигателей работают в тяжелых условиях инерционного, газодинамического и температурного нагружения. В связи с этим проведение их прочностного расчета является ответственным этапом при проектировании и доводке газотурбинных двигателей.

Настоящие методические указания знакомят студентов с методом расчета на прочность лопаток газотурбинных двигателей при статическом нагружении, который легко реализуется на ПЭВМ.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Условия работы лопаток

Лопатка рассматривается как стержень переменного сечения с начальной естественной закруткой [1]. Ось лопатки (геометрическое место центров масс поперечных сечений) является пространственной кривой, незначительно уклоняющейся от радиального направления. Главные оси поперечных сечений обычно повернуты друг относительно друга (начальная закрутка). По теории стержней поперечное сечение стержня остается в процессе деформации "жестким". По гипотезе плоских сечений точки поперечного сечения стержня после деформации лежат в одной плоскости. Если размеры поперечного сечения существенно меньше длины стержня, гипотеза плоских сечений дает вполне удовлетворительную точность расчета.

Рассматривается статическое нагружение лопаток, испытывающих действие центробежных и газодинамических сил. Эти нагрузки вызывают в лопатках следующие напряжения [2]:

- 1) растяжения от центробежных сил масс самой лопатки;
- 2) изгиба от действия на лопатку газа при движении его по межлопаточным каналам;
- 3) изгиба от центробежных сил масс лопатки, когда центры масс сечений лопатки не лежат на одном радиусе;
- 4) кручения от центробежных сил масс лопатки;
- 5) кручения от газовых сил, действующих на лопатку.

Напряжения кручения в лопатке во многих случаях весьма незна-

чительны и определяются при подробных поверочных расчетах [2]. Исключение составляют лопаток вентиляторов и лопатки последних ступеней турбин с большой естественной закруткой.

Расчет лопаток на прочность выполняется для различных режимов работы двигателя и в различных условиях полета. В учебном проекте в качестве расчетного рекомендуется взлетный режим ($H=0$, $M=0$), когда частота вращения ротора и температура газов перед турбиной имеют максимальное значение.

1.2. Система координат

Основные системы координат показаны на рис.1. Ось X общей системы координат направлена по оси вращения в направлении потока газа. Ось Z перпендикулярна к оси вращения (оси X) и проходит через центр массы корневого сечения лопатки. Ось Y образует с осями X и Z правую систему координат (кратчайший поворот от оси X к оси Y осуществляется против часовой стрелки). В расчете используется местная система координат X_i, Y_i, Z_i . Начало местной системы координат (точка O) помещается в центре массы поперечного сечения на i -м радиусе. Оси X_i и Y_i параллельны осям X и Y , соответственно, и лежат в плоскости поперечного сечения (плоскости, перпендикулярной оси X); ось Z_i параллельна оси Z .

Расположение местных систем координат в осевом и окружном направлениях задается в системе $XU Z$ величинами выносов x_i, u_i .

ГОСТ 22378-77 устанавливает метод определения направления вращения ротора ГТД. При определении направлений вращения ротор должен рассматриваться в направлении, противоположном направлению выхода газа из последней ступени турбины. Направление вращения ротора должно характеризоваться направлением вращения по часовой или против часовой стрелки. На рис.1. показан ротор с направлением вращения против часовой стрелки.

1.3. Напряжения растяжения от инерционных сил

Рабочие лопатки ГТД работают при высоких окружных скоростях (порядка $U=450$ м/с и более на периферии лопаток). Центробежные силы вызывают значительные напряжения растяжения.

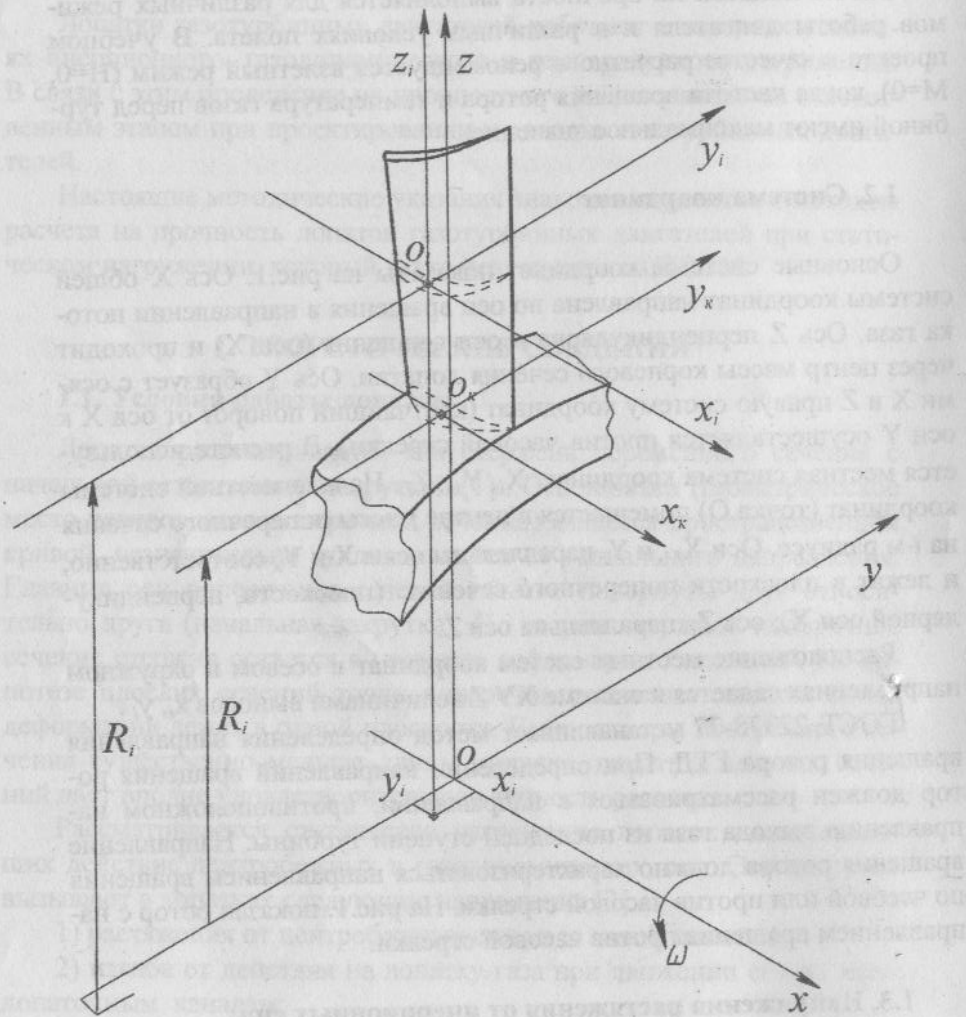


Рис. 1. Система координат для расчета лопаток на прочность

Выделим в лопатке (рис.2.) на расстоянии r от оси вращения элемент, высота которого dr , а площадь поперечного сечения $F(r)$. Центробежная сила бесконечно малого элемента лопатки

$$dP_{ц} = \rho \omega^2 F(r) r dr.$$

Массы лопатки и бандажной полки, расположенные выше произвольно взятого сечения R , развивают центробежную силу

$$N_{ц}(R) = P_{ц} + P_{цб} = \rho \omega^2 \int_R^{R_n} F(r) r dr + \rho \omega^2 v_b R_b,$$

где ρ - плотность материала лопатки; ω - угловая скорость вращения ротора; v_b - объем бандажной полки; R_n - наружный радиус профильной части лопатки; R_b - радиус центра масс бандажной полки.

Растягивающее напряжение в сечении радиуса R :

$$\sigma_p(R) = \frac{\rho \omega^2}{F(R)} \left(\int_R^{R_n} F(r) r dr + v_b R_b \right), \quad (1)$$

где $F(R)$ - площадь поперечного сечения лопатки на радиусе R .

Для лопаток без бандажных полок

$$\sigma_p(R) = \frac{\rho \omega^2}{F(R)} \int_R^{R_n} F(r) r dr, \quad (2)$$

Если площадь сечения постоянна по высоте лопатки ($F(R) = \text{const}$), то напряжение (при отсутствии полки) из соотношения (2) составит

$$\sigma_p(R) = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (R_n^2 - R^2) = \frac{\rho U_{R_n}}{2} (1 - \bar{r}^2),$$

где $\bar{r} = \frac{R}{R_n}$ - относительный радиус; $U_{R_n} = \omega R_n$ - окружная скорость

на внешнем радиусе.

Максимальной величины напряжение достигает в корневом сечении лопатки

$$\sigma_n(R_k) = \frac{\rho U_{R_n}}{2} (1 - \bar{d}_k^2),$$

где $\bar{d}_k = \frac{R_k}{R_n}$ - относительный диаметр втулки.

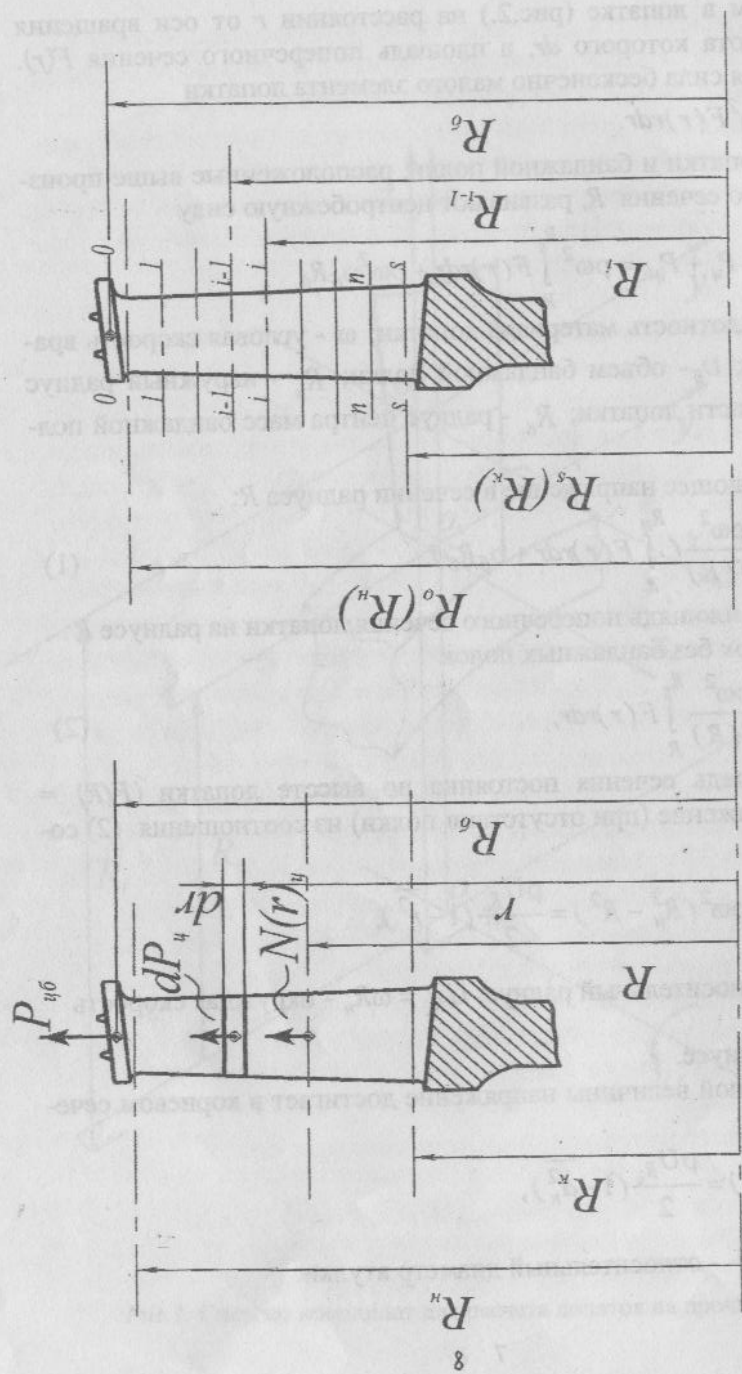


Рис. 2. Схема для определения напряжений центробежных сил

Рис. 3. Схема расчетных сечений растяжения от

Для определения напряжений по формуле (2) необходимо знать закон изменения площади поперечного сечения вдоль радиуса. На практике находят применение лопатки с различными законами изменения площади по радиусу [3].

В общем случае, когда неизвестно аналитическое выражение этого закона, но известны из профилирования лопаток площади ряда сечений, напряжения определяют по формуле, которую получают следующим образом.

Разобьем лопатку по высоте на S участков (рис.3.). Рассмотрим i -й участок, ограниченный $(i-1)$ -м и i -м сечениями, длина которого $R_{i-1} - R_i$. Площадь участка будем считать постоянной по длине и равной по величине $\frac{1}{2}(F_i + F_{i-1})$, а центр массы расположенным на среднем радиусе участка $\frac{1}{2}(R_{i-1} + R_i)$.

В таком случае центробежная сила выделенного участка может быть подсчитана как

$$P_{yi} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (F_i + F_{i-1}) (R_{i-1}^2 - R_i^2).$$

Массы лопатки и бандажной полки, расположенные выше произвольно взятого сечения $n-n$, развивают центробежную силу

$$N_y(R_n) = \rho \omega^2 \left[\frac{1}{4} \sum_{i=1}^n (F_i + F_{i-1}) (R_{i-1}^2 - R_i^2) + v_6 R_6 \right].$$

Растягивающее напряжение в сечении $n-n$:

$$\sigma_p(R_n) = \frac{\rho \omega^2}{F(R_n)} \left[\frac{1}{4} \sum_{i=1}^n (F_i + F_{i-1}) (R_{i-1}^2 - R_i^2) + v_6 R_6 \right]. \quad (3)$$

В нулевом, конечном, сечении $\sigma_p(R_0) = \sigma_p(R_n) = \frac{\rho \omega^2 v_6 R_6}{F(R_n)}$. Если бандажная полка отсутствует, то $\sigma_p(R_0) = \sigma_p(R_n) = 0$.

1.4. Изгибающие моменты от газовых сил

Газовые силы, действующие на единицу длины рабочей лопатки (рис.4.), в общем случае определяются законом

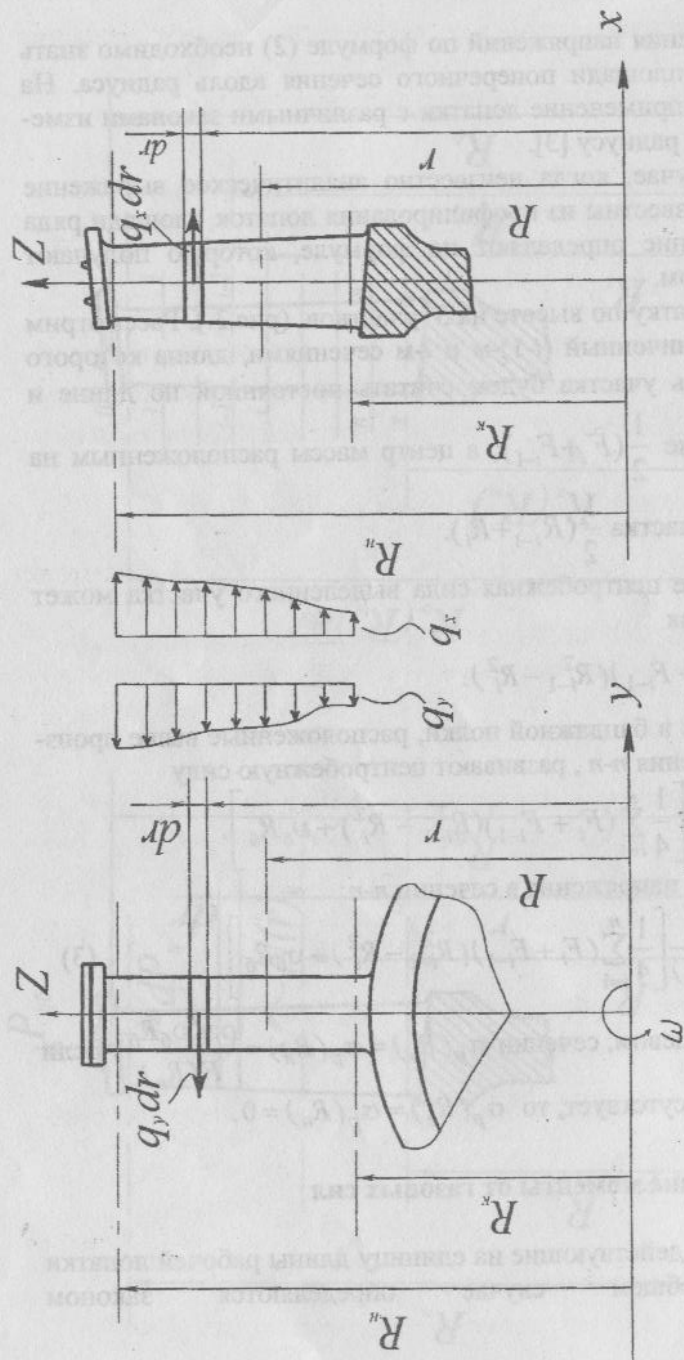


Рис. 4. Схема для определения газовых сил в сечении лопатки

профилирования и могут быть найдены по формулам [1]:

$$q_x = \frac{2\pi r}{Z}(p_1 - p_2) + \frac{2\pi r}{Z}\rho_1 c_{1a}(c_{1a} - c_{2a}),$$

$$q_y = \frac{2\pi r}{Z}\rho_1 c_{1a}(c_{1u} + c_{2u})$$

где r - радиус сечения; z - число лопаток; p_1, p_2 - давление перед и за рабочим колесом; ρ_1 - плотность потока на входе в рабочее колесо; c_{1a}, c_{2a} - осевые составляющие абсолютной скорости; c_{1u}, c_{2u} - окружные составляющие абсолютной скорости.

Силы q_x, q_y и скорости c_a, c_u считаются положительными, если их направления совпадают с направлением соответствующих осей X, Y . Фактические направления газовых сил q_x, q_y для турбинных и компрессорных лопаток, зависящие от направления вращения ротора, показаны на рис.5 и рис.6.

Соответствующие изгибающие моменты от газовых сил в сечении лопатки (см. рис.4):

$$M_x(R) = - \int_R^{R_n} q_y (r - R) dr, \quad (4)$$

$$M_y^z(R) = \int_R^{R_n} q_x (r - R) dr, \quad (5)$$

Моменты считаются положительными, когда они направлены против часовой стрелки, если смотреть с положительного направления соответствующей оси (см. рис.5). Перед интегралом (3) ставится знак минус, так как положительная нагрузка q_x в осевой плоскости создает отрицательный (в соответствии с принятым правилом знаков) момент M_x^z .

При изменении q_x и q_y по высоте лопатки интегралы вычисляются либо аналитически, либо пользуются методом, при котором лопатку разбивают на несколько участков (см. рис.3). Изгибающие моменты от газодинамических сил в сечении $n-n$ n -го участка определим как сумму моментов от сил каждого участка, лежащего выше этого сечения:

$$M_x^z(R_n) = - \sum_{i=1}^n q_{yi} \Delta R_i (R_i - R_n + \frac{1}{2} \Delta R_i),$$

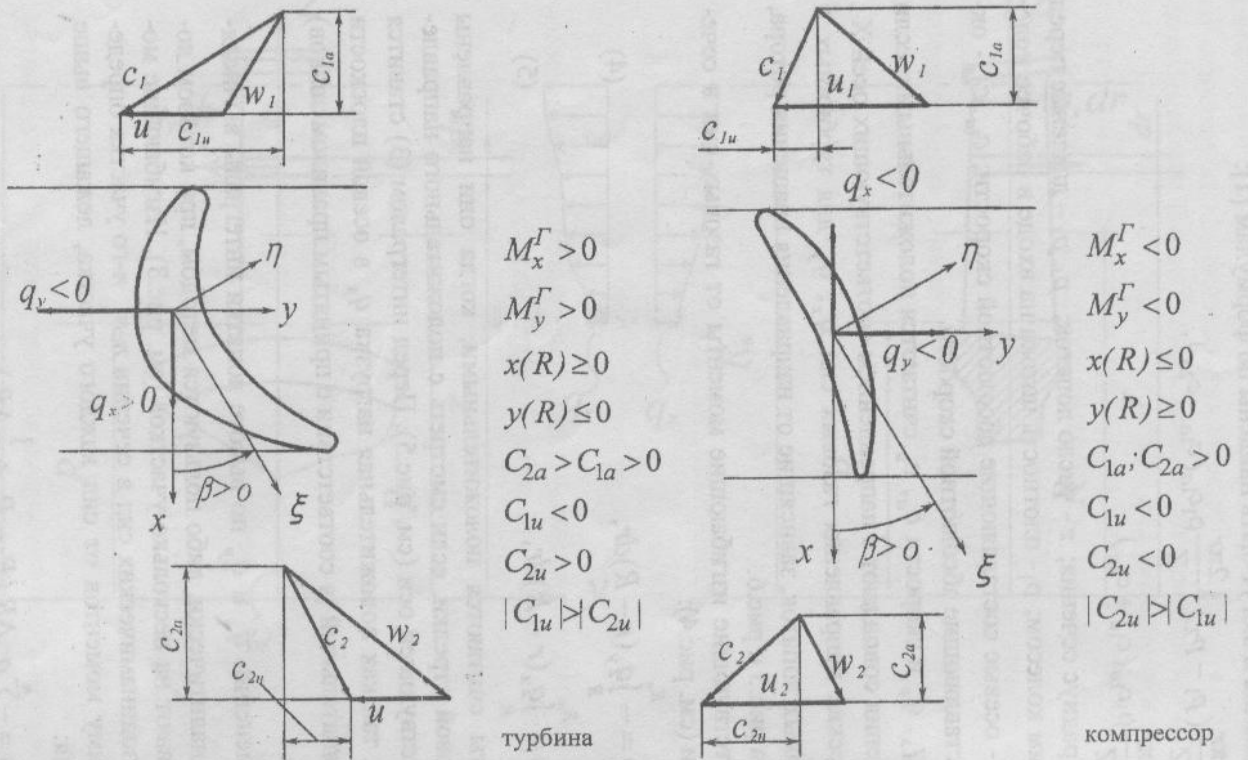


Рис. 5 Расчетные схемы для определения нагрузок в сечении лопатки (ротор с вращением против часовой стрелки)

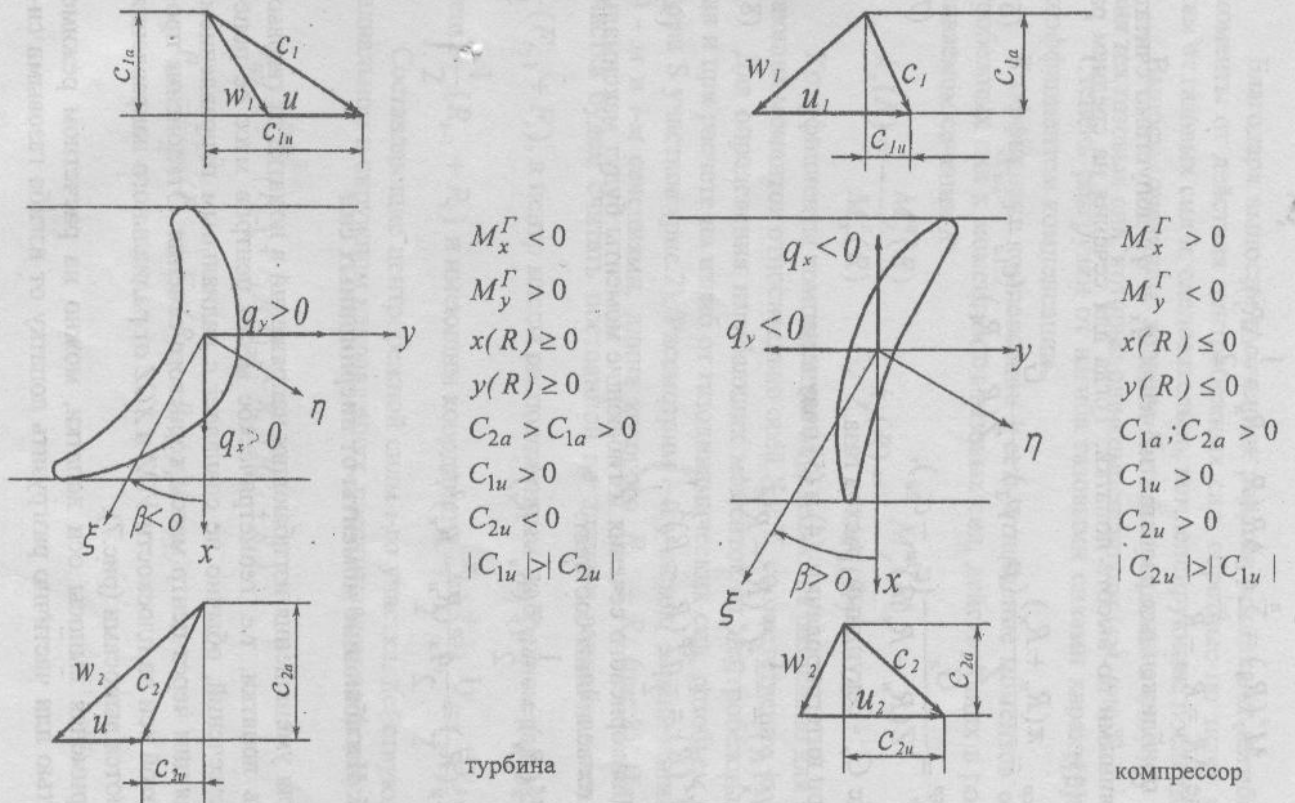


Рис. 6. Расчетные схемы для определения нагрузок в сечении лопатки (ротор с вращением по часовой стрелке)

$$M_y^e(R_n) = \sum_{i=1}^n q_{xi} \Delta R_i (R_i - R_n + \frac{1}{2} \Delta R_i),$$

где $\Delta R_i = R_{i-1} - R_i$

В приближенных расчетах значения q_x и q_y допустимо считать постоянными по высоте лопатки. Тогда для сечения на среднем радиусе [3]:

$$q_x^{cp} = \frac{\pi(R_n + R_k)}{Z} (p_1 - p_2) + \frac{G_z}{Z(R_n - R_k)} (c_{1a} - c_{2a}), \quad (6)$$

$$q_y^{cp} = \frac{G_z}{Z(R_n - R_k)} (c_{1u} - c_{2u}), \quad (7)$$

где G_z - секундный расход газа.

При интегрировании (4) и (5) получаем:

$$M_x^e(R) = -\frac{1}{2} q_y^{cp} (R_n - R)^2, \quad (8)$$

$$M_y^e(R) = \frac{1}{2} q_x^{cp} (R_n - R)^2, \quad (9)$$

Для корневого сечения изгибающие моменты будут максимальными, их величины составят:

$$M_x^e(R_k) = -\frac{1}{2} q_y^{cp} (R_n - R_k)^2,$$

$$M_y^e(R_k) = \frac{1}{2} q_x^{cp} (R_n - R_k)^2.$$

1.5. Изгибающие моменты от инерционных сил

Для уменьшения изгибающих напряжений в лопатке от газовых сил ось лопатки, т.е. геометрическое место центров масс ее поперечных сечений, обычно не совпадает с радиальным направлением, проходящим через центр массы корневого сечения. Отклонение проекций этой оси на плоскости YOZ и XOZ от радиального направления называются выносами (рис.7).

Применяя выносы оси лопатки, можно на расчетном режиме полностью или частично разгрузить лопатку от изгиба газовыми силами.

Благодаря выносам в сечениях лопатки возникают изгибающие моменты от действия центробежных сил, обратные по знаку моментам от газовых сил и, следовательно, компенсирующие последние.

Выносы, очевидно, должны быть направлены в сторону действия тех газовых сил, которые они компенсируют (см. рис.7).

Степень разгрузки от изгиба газовыми силами характеризуется коэффициентом компенсации.

Коэффициент компенсации k есть отношение моментов от центробежных сил к моментам от газовых сил, действующих в рассматриваемом сечении R :

$$k_x(R) = -\frac{M_x^u(R)}{M_x^e(R)}, \quad k_y(R) = -\frac{M_y^u(R)}{M_y^e(R)}, \quad (10)$$

Коэффициенты компенсации определяются отдельно для изгибающих моментов относительно осей X и Y , соответственно, k_x и k_y .

Для определения изгибающих моментов от центробежных сил, как и при расчете на изгиб от газодинамических сил, разобьем лопатку на S участков (рис.7). Рассмотрим i -й участок, ограниченный $(i-1)$ -м и i -м сечениями, длина которого $R_{i-1} - R_i$ (рис.8). Площадь участка будем считать постоянной по длине и равной по величине $\frac{1}{2}(F_{i-1} + F_i)$, а центр массы расположенным на среднем радиусе эле-

мента $\frac{1}{2}(R_{i-1} + R_i)$ и имеющим координаты $\frac{x_{i-1} + x_i}{2}$, $\frac{y_{i-1} + y_i}{2}$.

Составляющие центробежной силы i -го участка, действующие в радиальном и окружном направлениях, рассчитываем по формулам:

$$P_{uzi} = \frac{\rho \omega^2}{4} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_{i-1} + R_i), \quad (11)$$

$$P_{\omega i} = \frac{\rho \omega^2}{4} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (y_{i-1} + y_i). \quad (12)$$

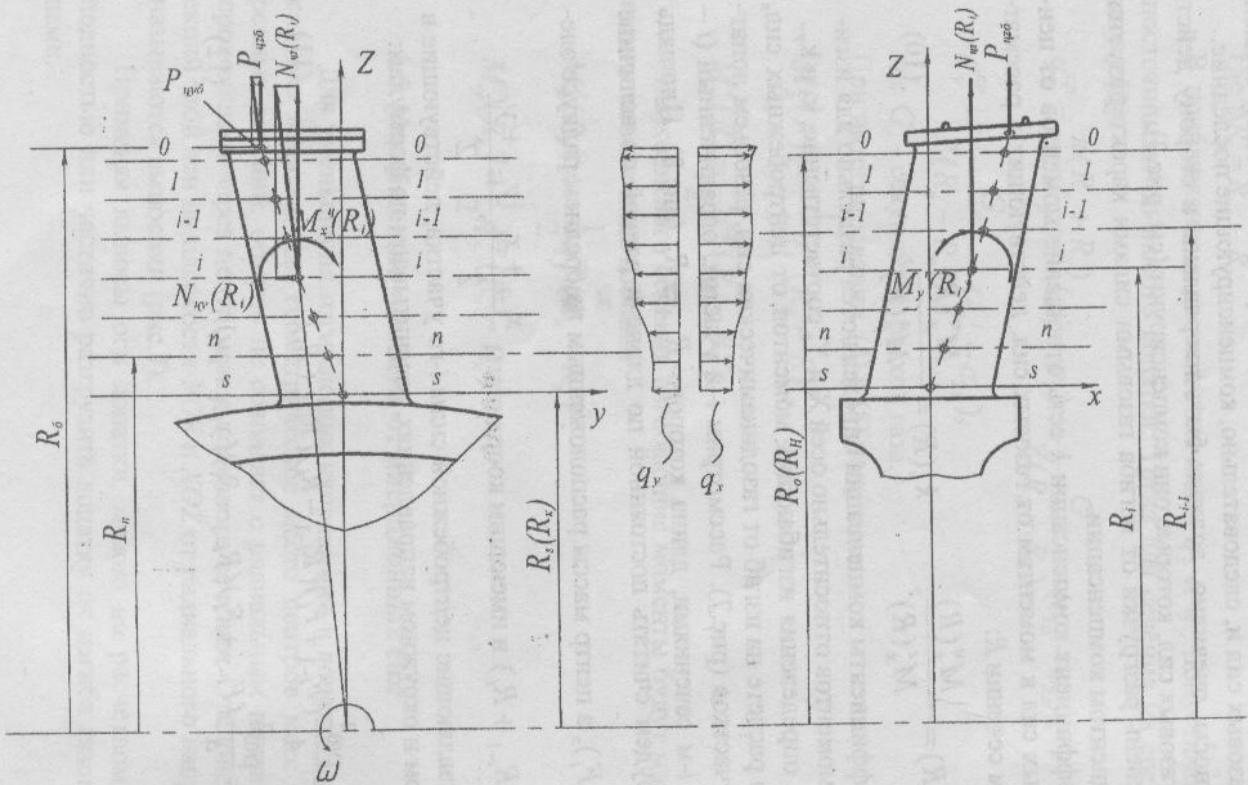


Рис. 7. Схема для определения изгибающих моментов от инерционных сил

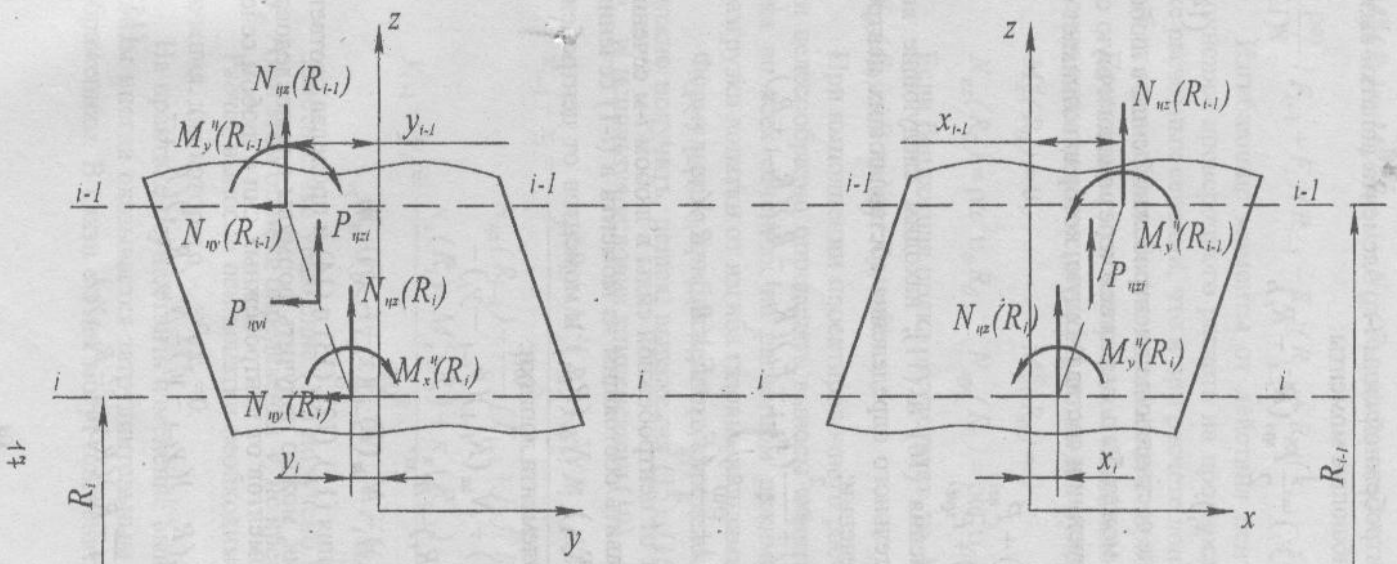


Рис. 8. Нагрузки от инерционных сил, действующие в сечении лопатки

Составляющие центробежной силы i -го элемента лопатки вызывают в i -м сечении изгибающие моменты:

$$m_{x_i} = \frac{1}{2} P_{uzi} (y_{i-1} - y_i) - \frac{1}{2} P_{uyi} (R_{i-1} - R_i), \quad (13)$$

$$m_{y_i} = -\frac{1}{2} P_{uzi} (x_{i-1} - x_i). \quad (14)$$

Численная величина составляющей центробежной силы в любом i -м сечении (см. рис.8.) может быть выражена через аналогичную составляющую в $(i-1)$ -м сечении и составляющую, которая возникает от i -го элемента лопатки:

$$N_{uz} (R_i) = N_{uz} (R_{i-1}) + P_{uzi},$$

$$N_{uy} (R_i) = N_{uy} (R_{i-1}) + P_{uyi}.$$

Используя соотношения (10) и (11), находим следующие выражения для последовательного определения составляющих центробежной силы в любом сечении;

$$N_{uz} (R_i) = N_{uz} (R_{i-1}) + \frac{\rho\omega^2}{4} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_{i-1} + R_i),$$

$$N_{uy} (R_i) = N_{uy} (R_{i-1}) + \frac{\rho\omega^2}{4} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (y_{i-1} + y_i).$$

Аналогично момент от центробежной силы в любом i -м сечении (рис. 1.8) можно представить состоящим из момента в $(i-1)$ сечении, моментов от сил $N_{uz} (R_{i-1})$ и $N_{uy} (R_{i-1})$ и моментов от центробежных сил P_{uzi} и P_{uyi} i -го элемента лопатки:

$$M_x^u (R_i) = M_x^u (R_{i-1}) + N_{uz} (R_{i-1}) (y_{i-1} - y_i) - N_{uy} (R_{i-1}) (R_{i-1} - R_i) + m_{xi},$$

$$M_y^u (R_i) = M_y^u (R_{i-1}) - N_{uz} (R_{i-1}) (x_{i-1} - x_i) + m_{yi}.$$

Используя соотношения (11), (12), (13) и (14) и преобразовав соответствующие преобразования, можно получить формулы для последовательного определения моментов от центробежных сил в любом сечении лопатки:

$$M_x^u (R_i) = M_x^u (R_{i-1}) + N_{uz} (R_{i-1}) (y_{i-1} - y_i) - N_{uy} (R_{i-1}) (R_{i-1} - R_i) + \frac{\rho\omega^2}{4} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_i y_{i-1} - R_{i-1} y_i), \quad (15)$$

$$M_y^u (R_i) = M_y^u (R_{i-1}) - N_{uz} (R_{i-1}) (x_{i-1} - x_i) - \frac{\rho\omega^2}{8} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_{i-1} + R_i) (x_{i-1} - x_i). \quad (16)$$

Изгибающие моменты от действия центробежных сил при выполнении проверочного расчета на прочность определяются для тех же расчетных сечений, что и при расчете лопатки на растяжение и изгиб от газовых сил. Расчет начинается с первого сечения.

Принимаем, что центр массы бандажной полки и концевое сечение лопатки совмещены [4], тогда для нулевого сечения

$$M_x^u (R_0) = 0, \quad M_y^u (R_0) = 0,$$

$$N_{uz} (R_0) = \rho\omega^2 v_6 R_0, \quad N_{uy} (R_0) = \rho\omega^2 v_6 y_6.$$

Если бандажная полка отсутствует, то $M_x^u (R_0) = 0$, $M_y^u (R_0) = 0$, $N_{uz} (R_0) = 0$ и $N_{uy} (R_0) = 0$.

При выполнении проекторочного расчета на прочность лопатки целесообразно определять выносы лопатки из условия обеспечения во всех сечениях на расчетном режиме определенной степени разгрузки лопатки от изгиба газовыми силами.

Формулы для приближенного определения выносов оси лопатки можно получить, решая, выражения (15), (16) относительно x_{i-1} и y_{i-1} и используя условия компенсации (10)

$$\begin{aligned} x_{i-1} - x_i &= \frac{-\kappa_y (R_i) \cdot M_y^e (R_i) + \kappa_y (R_{i-1}) \cdot M_y^e (R_{i-1})}{-N_{uz} (R_{i-1}) - \frac{\rho\omega^2}{8} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1}^2 - R_i^2)}, \\ y_{i-1} - y_i &= \frac{\kappa_x (R_i) \cdot M_x^e (R_i) + \kappa_x (R_{i-1}) \cdot M_x^e (R_{i-1})}{N_{uz} (R_{i-1}) + \frac{\rho\omega^2}{8} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1}^2 - R_i^2)}, \end{aligned} \quad (17)$$

Заметим, что уравнение (17) получено без учета действия силы N_{uy} . При этом ошибка определения y_i не превышает 5...10 %.

Расчет выносов оси лопатки необходимо начинать от корневого сечения, для которого $y_k = 0$; $x_k = 0$.

На практике осуществить изменение выносов оси по нужным законам иногда оказывается затруднительным по технологическим соображениям. В связи с этим могут применяться лопатки с линейным

законом изменения выносов по высоте лопатки, в этом случае координаты центров масс поперечных сечений меняются по линейному закону:

$$x_i = x_0 \frac{R_i - R_k}{R_0 - R_k}; \quad y_i = y_0 \frac{R_i - R_k}{R_0 - R_k}; \quad (18)$$

Запишем уравнения для определения изгибающих моментов от центробежных сил в сечении n -го участка (см. рис.7). Изгибающие моменты найдем суммированием моментов от сил каждого участка, лежащего выше этого сечения:

$$M_x^y(R_n) = \rho \omega^2 \sum_{i=1}^n \frac{F_{i-1} + F_i}{2} (R_{i-1} - R_i) \frac{R_{i-1} + R_i}{2} \left(\frac{y_i + y_{i-1}}{2} - y_n \right) - \rho \omega^2 \sum_{i=1}^n \frac{F_{i-1} + F_i}{2} (R_{i-1} - R_i) \frac{y_i + y_{i-1}}{2} \left(\frac{R_{i-1} + R_i}{2} - R_n \right) + \rho \omega^2 v_6 R_6 (y_0 - y_n) - \rho \omega^2 v_6 y_0 (R_6 - R_n), \quad (19)$$

$$M_y^y(R_n) = -\rho \omega^2 \sum_{i=1}^n \frac{F_{i-1} + F_i}{2} (R_{i-1} - R_i) \frac{R_{i-1} + R_i}{2} \left(\frac{x_{i-1} + x_i}{2} - x_n \right) - \rho \omega^2 v_6 R_6 (x_0 - x_n). \quad (20)$$

Применив условия компенсации к корневому сечению ($x_k = x_s = 0$; $y_k = y_s = 0$), получим значения $M_x^y(R_k)$ и $M_y^y(R_k)$, для чего подставим выражения (18) в формулы (19) и (20):

$$M_x^y(R_k) = \frac{1}{4} \rho \omega^2 R_k \frac{y_0}{R_0 - R_k} \sum_{i=1}^n (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_i + R_{i-1} - 2R_k) + \rho \omega^2 v_6 y_0 R_k, \quad (21)$$

$$M_y^y(R_k) = -\frac{1}{8} \rho \omega^2 \frac{x_0}{R_0 - R_k} \sum_{i=1}^n (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1}^2 - R_i^2) (R_i + R_{i-1} - 2R_k) - \rho \omega^2 v_6 R_6 x_0, \quad (22)$$

Подставляя выражения (21) и (22) в формулы (8) и (9), можно найти координаты выносов 0-го сечения:

$$x_0 = \frac{k_x(R_k) M_y^z(R_k)}{\frac{1}{8} \rho \omega^2 \frac{1}{R_0 - R_k} \sum_{i=1}^n (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1}^2 - R_i^2) (R_i + R_{i-1} - 2R_k) + \rho \omega^2 v_6 R_6}, \quad (23)$$

$$y_0 = \frac{k_y(R_k) M_x^z(R_k)}{\frac{1}{4} \rho \omega^2 \frac{R_k}{R_0 - R_k} \sum_{i=1}^n (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} - R_i) (R_i + R_{i-1} - 2R_k) + \rho \omega^2 v_6 R_k}, \quad (24)$$

Результирующие изгибающие моменты определяются алгебраическим суммированием моментов от газовых и инерционных сил:

$$M_x(R) = M_x^z(R) + M_x^y(R), \quad (25)$$

$$M_y(R) = M_y^z(R) + M_y^y(R), \quad (26)$$

1.6. Результирующие напряжения от инерционных и газовых сил

Для определения напряжений растяжения и напряжений изгиба в каждом i -м сечении лопатки необходимо знать значение площадей F_i , координаты центра массы сечения ξ_0 и η_0 , положения главных центральных осей инерции ξ и η , а также моменты инерции J_ξ и J_η сечения лопатки относительно этих осей.

Главные оси инерции ξ и η сечения лопатки, начало которых расположено в центре массы сечения, повернуты относительно осей X и Y на угол β (рис.9). С достаточной степенью точности можно считать, что ось ξ проходит параллельно хорде, а ось η перпендикулярно к ней. Фактическое отклонение осей не превышает $3^\circ \dots 4^\circ$.

Угол поворота осей $\beta = 90^\circ - \mathcal{G}$. Угол установки профиля в решетке \mathcal{G} (угол между хордой и фронтом решетки) для каждого сечения лопатки известен из газодинамического расчета.

Ориентировочно геометрические характеристики сечения лопатки (рис.10) можно определить по приближенным формулам:

$$F = 0,7b C_{max};$$

$$\xi_0 = 0,43b;$$

$$\eta_0 = 0,76f;$$

$$J_\xi = 0,004b C_{max} (C_{max}^2 + f^2);$$

$$J_\eta = 0,038b^3 C_{max}.$$

Более точное значение всех этих величин можно получить, применяя численные методы и реализуя их на ПЭВМ [5].

Для приближенного определения объема бандажной полки v_6

и радиуса её центра масс $R_{\text{сб}}$ можно рекомендовать простой метод, основанный на нахождении объема обода, который образует бандажные полки (рис. 11). Объем обода находим по формуле:

$$V_{\text{об}} = 2\pi R_{\text{цт}} S_{\text{об}},$$

где $S_{\text{об}}$ – площадь сечения обода плоскостью, проходящей через ось вращения; $R_{\text{цт}}$ – радиус центра масс сечения.

Для нахождения $S_{\text{об}}$ и $R_{\text{цт}}$ разбиваем сечение обода на простые геометрические фигуры, для которых легко находятся $S_{\text{оби}}$ и $R_{\text{цти}}$. За-

тем определяем искомые величины: $S_{\text{об}} = \sum_{i=1}^n S_{\text{оби}}$; $R_{\text{цт}} = \frac{\sum_{i=1}^n R_{\text{цти}} S_{\text{оби}}}{S_{\text{об}}}$.

Если число бандажных полок z , то

$$V_{\text{б}} = \frac{2\pi R_{\text{цт}} S_{\text{об}}}{z}. \quad (27)$$

Принимаем, что $R_{\text{б}} = R_{\text{цт}}$.

Более детальный способ определения объема бандажной полки, радиуса и координат центра ее массы изложен в работе [2].

Напряжения изгиба определяются по изгибающим моментам относительно главных центральных осей инерции сечения ξ и η . Изгибающие моменты относительно главных осей (см. рис.9)

$$M_{\xi} = M_x \cos \beta + M_y \sin \beta, \quad (28)$$

$$M_{\eta} = -M_x \sin \beta + M_y \cos \beta, \quad (29)$$

где значения M_x и M_y определяются соотношениями (25) и (26).

Моменты M_x и M_y подставляются со своими знаками.

Напряжение изгиба в любой точке S на контуре профиля или внутри него, имеющей координаты ξ_s и η_s , определяются по формуле

$$\sigma_{us} = \eta_s \frac{M_{\xi}}{J_{\xi}} - \xi_s \frac{M_{\eta}}{J_{\eta}}. \quad (30)$$

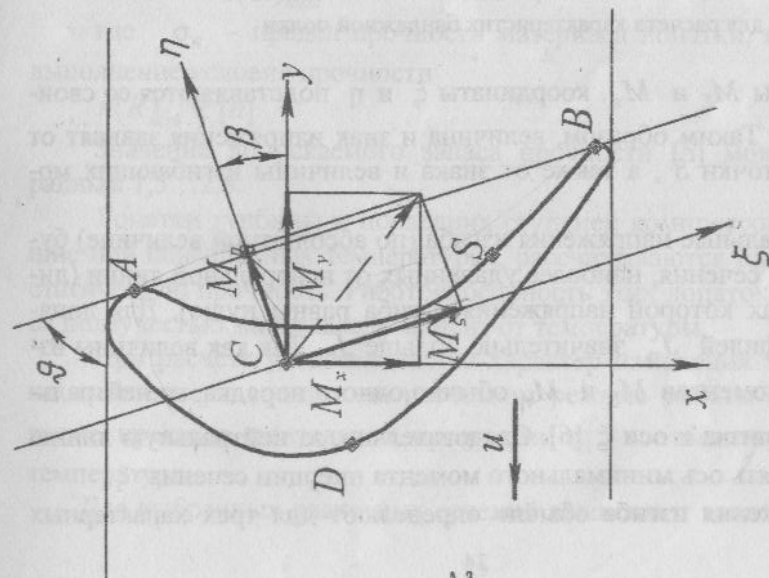


Рис.9 Системы координат и изгибающие моменты, действующие в сечении лопатки

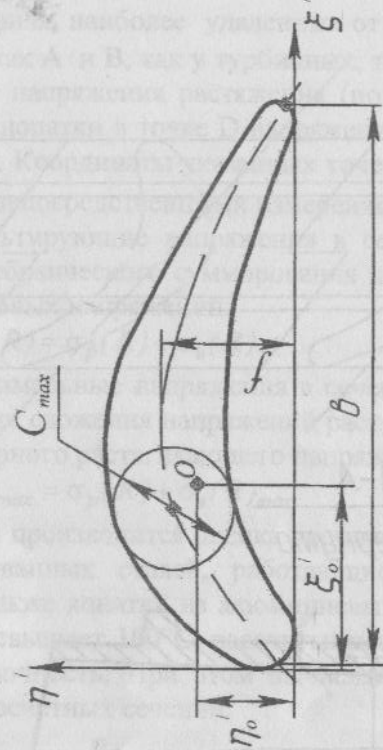


Рис.10. Основные геометрические параметры сечения лопатки

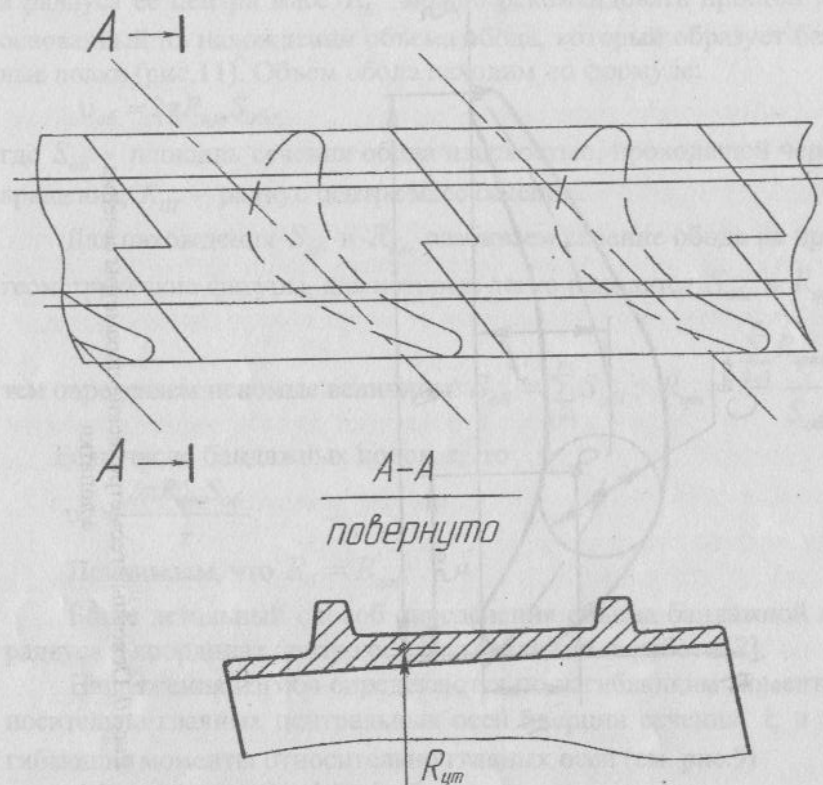


Рис. 11 Схема для расчета характеристик бандажной полки

Моменты M_ξ и M_η , координаты ξ и η подставляются со своими знаками. Таким образом, величина и знак напряжения зависят от положения точки S , а также от знака и величины изгибающих моментов.

Максимальные напряжения изгиба (по абсолютной величине) будут в точках сечения, наиболее удаленных от нейтральной линии (линия, в точках которой напряжения изгиба равны нулю). Для лопаточных профилей J_η значительно больше J_ξ . Так как величины изгибающих моментов M_ξ и M_η обычно одного порядка, то нейтральная линия близка к оси ξ [6]. Следовательно, за нейтральную линию можно принять ось минимального момента инерции сечения ξ .

Напряжения изгиба обычно определяют для трех характерных

точек профиля, наиболее удаленных от оси ξ (см. рис. 9, точки А, В, D). В точках А и В, как у турбинных, так и компрессорных лопаток, действуют напряжения растяжения (положительные напряжения), а на спинке лопатки в точке D напряжения сжатия (отрицательные напряжения). Координаты указанных точек ξ_A, ξ_B, ξ_D и η_A, η_B, η_D определяют непосредственными измерениями на чертеже.

Результирующие напряжения в сечении R лопатки находятся путем алгебраического суммирования напряжений от центробежных сил и изгибных напряжений:

$$\sigma(R) = \sigma_p(R) + \sigma_u(R). \quad (31)$$

Максимальные напряжения в сечении R лопатки определяются в результате сложения напряжений растяжения и наибольшего значения суммарного растягивающего напряжения изгиба:

$$\sigma(R)_{max} = \sigma_p(R) + \sigma_u(R)_{max}.$$

Затем производится оценка прочности [7]. Лопатки компрессора из легированных сталей, работающие при температуре меньше 300°C , а также лопатки из алюминиевых сплавов, температура которых не превышает 100°C , рассчитывают на кратковременную статическую прочность. При этом вычисляют запас прочности для выбранных расчетных сечений:

$$n(R)_{cm} = \frac{\sigma_e}{\sigma(R)_{max}}, \quad (32)$$

где σ_e - предел прочности материала лопатки, и проверяют выполнение условия прочности

$$n(R)_{cm} \geq [n]$$

Значение допускаемого запаса прочности $[n]$ можно принять равным 1,5...2,5.

Лопатки турбины и последних ступеней компрессора, работающие при повышенных температурах, рассчитываются на длительную статическую прочность. Работоспособность этих лопаток определяется ползучестью материала и зависит от температуры.

При расчете устанавливается характер изменения температуры по высоте пера лопатки на расчетном режиме работы двигателя, а также пределов длительной прочности σ_t^T , соответствующих этой температуре.

Для выбранных расчетных сечений вычисляют запас длительной

статической прочности

$$n(R)_{\text{дл}} = \frac{\sigma_T^T}{\sigma(R)_{\text{max}}}, \quad (33)$$

и проверяется условие прочности:

$$n(R)_{\text{дл}} \geq [n_{\text{дл}}].$$

Допустимое значение запаса длительной статической прочности $[n_{\text{дл}}]$ можно принять равным 2,0...2,5.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЛОПАТОК

2.1. Подготовка исходных данных

Подготовка исходных данных выполняется в следующей последовательности.

1) Выписываем известные из газодинамического расчета величины $\omega, c_{1a}, c_{2a}, c_{1u}, c_{2u}, p_1, p_2, \beta, G_2$;

2) Перо лопатки по высоте разбиваем на пять равных участков (см. рис.3). Корневое сечение выбирается на расстоянии 2...3 мм от начала переходной галтели от пера к полке хвостовика. Концевое сечение выбирается на 2...3 мм ниже торца пера (бандажной полки).

3) Задаем закон изменения температуры T_A по высоте лопатки в соответствии с рекомендациями [2]. Определяем температуру в каждом выбранном расчетном сечении.

4) В зависимости от температуры подбираем материал лопатки и для каждого сечения находим значения σ_T^T [8]. Для принятого материала лопатки определяем значение ρ .

5) После эскизной проработки профилей лопатки в каждом расчетном сечении определяем значения $R_i, F_i, J_{\xi_i}, J_{\eta_i}, \xi_A, \xi_B, \xi_D, \eta_A, \eta_B, \eta_D$.

6) Определяем по формуле (27) параметры бандажной полки δ_6, R_6 .

7) Определяем q_x и q_y по формулам (6) и (7).

8) При первом расчете задаем значения коэффициентов

$$k_x = k_y = 0.$$

9) Основные исходные данные заносим в таблицу 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета рабочей лопатки

Параметр	Номера сечений					
	0	1	2	3	4	5
$T_A (K)$						
$\sigma_T^T (\sigma_{\sigma}) (MPa)$						
R (мм)						
F (мм ²)						
β (градус)						
J_{ξ} (мм ⁴)						
J_{η} (мм ⁴)						
ξ_A (мм)						
ξ_B (мм)						
ξ_D (мм)						
η_A (мм)						
η_B (мм)						
η_D (мм)						

2.2. Методика расчета

Расчет начинается с первого сечения (с нулевого сечения, если лопатка имеет бандажную полку). Для каждого сечения, последовательно переходя от одного сечения к другому, находим:

1. $\sigma_p(R)$ - по формуле (3).

2. $M_x^z(R)$ и $M_y^z(R)$ - по формулам (8), (9).

3. $M_{\xi}(R)$ и $M_{\eta}(R)$ - по формулам (28), (29).

4. $\sigma_u(R)_A, \sigma_u(R)_B$ и $\sigma_u(R)_D$ - по формуле (30).

5. $\sigma(R)_A, \sigma(R)_B$ и $\sigma(R)_D$ - по формуле (31).

6. $n(R)$ - по формуле (32) или (33).

Сравниваем для каждого сечения $n(R)$ с нормативным значением $[n]$. Заносим все рассчитанные значения: x (мм), y (мм), M_x^z (Нм), M_x^y (Нм), M_y^z (Нм), M_y^y (Нм), M_ξ (Нм), M_η (Нм), σ_p (МПа), σ_{u_A} (МПа), σ_{u_B} (МПа), σ_{u_D} (МПа), σ_A (МПа), σ_B (МПа), σ_D (МПа), σ_{max} (МПа), n - в таблицу, аналогичную таблице 1. Строим графики изменения T_n , $\sigma_\tau^T(\sigma_\sigma)$; σ_{max} , n по высоте лопатки. Если $n(R) > [n]$ в наиболее нагруженном сечении, то необходимо задать значения коэффициентов k_x и k_y в пределах 0,3...0,7 и повторить расчет.

Проводим второй расчет в предположении изменения выносов оси по линейному закону и определяем:

1. x_0 и y_0 - по формулам (23) и (24).
2. $x(R)$ и $y(R)$ - по формуле (18).
3. $M_x^y(R)$ и $M_y^x(R)$ - по формулам (15) и (16).
4. $M_\xi(R)$ и $M_\eta(R)$ - по формулам (28), (29).
5. $\sigma_u(R)_A$, $\sigma_u(R)_B$ и $\sigma_u(R)_D$ - по формуле (30).
6. $\sigma(R)_A$, $\sigma(R)_B$ и $\sigma(R)_D$ - по формуле (31).
7. $n(R)$ - по формуле (32) или (33).

Сравниваем для каждого сечения значение $n(R)$ с нормативным значением $[n]$. При удовлетворительных результатах расчета заносим их в таблицу и строим графики изменения T_n , $\sigma_\tau^T(\sigma_\sigma)$; σ_{max} , n по высоте лопатки.

3. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ЛОПАТОК НА ПРОЧНОСТЬ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

3.1. Общая характеристика программы

Программа расчета на прочность рабочих лопаток ГТД основана на методике, наложенной в разделе 1. Список параметров, используемых в методике, их обозначение в тексте программы и на экране дисплея представлены в таблице 2.

Таблица 2
Параметры, используемые в программе расчета лопаток на прочность

Обозначение в методике	Размерность	Обозначение в программе и на экране	Наименование параметра
1	2	3	4
ω	c^{-1}	w	Угловая скорость вращения ротора
β_i	град	BET(I)	Угол поворота главных центральных осей в i -м сечении лопатки
ρ	кг/м ³	RO	Плотность материала лопатки
$\sigma_\tau^T(\sigma_\sigma)$	МПа	SIT(I)	Предел длительной прочности материала при температуре T в течение времени τ
R_i	мм	R(I)	Радиус i -го сечения лопатки
F_i	мм ²	F(I)	Площадь i -го сечения лопатки
x_i	мм	X(I)	Смещение центра масс i -го сечения лопатки в проекции на ось X
y_i	мм	Y(I)	Смещение центра масс i -го сечения лопатки в проекции на ось Y
$J_{\xi i}$	мм ⁴	AJ1(I)	Момент инерции i -го сечения лопатки относительно главной центральной оси
$J_{\eta i}$	мм ⁴	AJ2(I)	Момент инерции i -го сечения лопатки относительно главной центральной оси
ξ_A	мм	AKA(I)	Координата ξ точки А в i -м сечении лопатки
ξ_{B_i}	мм	AKB(I)	Координата ξ точки В в i -м сечении лопатки
ξ_{D_i}	мм	AKD(I)	Координата ξ точки D в i -м сечении лопатки
η_A	мм	QA(I)	Координата η точки А в i -м сечении лопатки
η_{B_i}	мм	QB(I)	Координата η точки В в i -м сечении лопатки
η_{D_i}	мм	QD(I)	Координата η точки D в i -м сечении лопатки
q_x	Н/м	PX	Единичная газовая сила в направлении оси X

Продолжение табл.2

1	2	3	4
q_y	Н/м	PY	Единичная газовая сила в направлении оси Y
$M_{x_i}^z$	Нм	AMPX(I)	Изгибающий момент от газовых сил относительно оси X в i -м сечении лопатки
$M_{y_i}^z$	Нм	AMPY(I)	Изгибающий момент от газовых сил относительно оси Y в i -м сечении лопатки
$M_{x_i}^y$	Нм	AMJX(I)	Изгибающий момент от центробежных сил относительно оси X в i -м сечении лопатки
$M_{y_i}^y$	Нм	AMJY(I)	Изгибающий момент от центробежных сил относительно оси Y в i -м сечении лопатки
M_{ξ_i}	Нм	AM1(I)	Изгибающий момент относительно главной центральной оси ξ в i -м сечении лопатки
M_{η_i}	Нм	AM2(I)	Изгибающий момент относительно главной центральной оси η в i -м сечении лопатки
σ_{p_i}	МПа	SRS(I)	Напряжение растяжения от центробежных сил в i -м сечении лопатки
σ_{uA_i}	МПа	SIGA(I)	Напряжение изгиба в точке A в i -м сечении лопатки
σ_{uB_i}	МПа	SIGB(I)	Напряжение изгиба в точке B в i -м сечении лопатки
σ_{uD_i}	МПа	SIGD(I)	Напряжение изгиба в точке D в i -м сечении лопатки
σ_{A_i}	МПа	SSA(I)	Результирующее напряжение в точке A в i -м сечении лопатки
σ_{B_i}	МПа	SSB(I)	Результирующее напряжение в точке B в i -м сечении лопатки
σ_{D_i}	МПа	SSD(I)	Результирующее напряжение в точке D в i -м сечении лопатки
n_i	-	AN(I)	Коэффициент запаса прочности по напряжениям в i -м сечении лопатки
V_6	мм ³	VB	Объем бандажной полки
R_6	мм	RB	Радиус центра масс бандажной полки
T_{λ_i}	К	T(I)	Температура в i -м сечении лопатки
σ_{\max_i}	МПа	SMAX(I)	Максимальные напряжения в i -м сечений
n_{\min}	-	ANMIN	Минимальный коэффициент запаса прочности по напряжениям

Порядок проведения расчета лопатки на ПЭВМ, в основном, сохраняется таким же, каким был изложен в разделе 2. Однако быстрое действие ПЭВМ, сокращая время, затрачиваемое на расчет, позволяет сравнивать различные варианты решения и выявить влияние отдельных величин на напряженное состояние проектируемой лопатки.

Для выполнения задачи по расчету лопатки на ПЭВМ с помощью данной программы пользователь должен:

- 1) ознакомиться с общими вопросами и рекомендациями по расчету лопатки, приведенными в разделе 1;
- 2) ознакомиться с порядком расчета, приведенным в разделе 2;
- 3) произвести предварительную подготовку исходных данных для расчета на ПЭВМ в соответствии с рекомендациями п. 2.1.

3.2. Порядок проведения расчета на ЭВМ

- 1) Запустить файл `uis_pr.exe`.
- 2) В каталоге решаемых задач выбрать "Расчет на прочность лопаток ГТД".
- 3) Ознакомиться с особенностями модуля расчета лопаток.
- 4) Войти в раздел "Задание исходных данных". В таблицах исходных данных имеющиеся данные контрольного примера заменить на заранее подготовленные данные рассчитываемой лопатки.
- 5) Выполнить расчет.
- 6) Просмотреть результаты расчета.
- 7) Сохранить результаты расчета и выйти из программы.
- 8) По результатам расчета в программе MS Excel построить графики распределения по высоте лопатки: температуры лопатки, пределов прочности материала лопатки, напряжений растяжения, напряжений изгиба, результирующих напряжений, запасов прочности.

3.3. Примеры расчета лопаток компрессора и турбины на ЭВМ

Пример 1. Рассчитать на прочность рабочую лопатку компрессора.

Размеры лопатки, изменение температуры и предела длительной прочности материала по сечениям даны в табл.3. Остальные исходные данные: $\omega=1267 \text{ с}^{-1}$, $q_x=-5900 \text{ Н/м}$, $q_y=3300 \text{ Н/м}$, $\rho=2770 \text{ кг/м}^3$.

Принимаем изменение выносов оси лопатки по линейному зако-

ну с коэффициентами компенсации в корневом сечении, $k_{x_k}=0,6$; $k_{y_k}=0,6$. Результаты расчета представлены в протоколе (приложение 1) и на графиках (рис.12, рис.13).

Таблица 3

Исходные данные для расчета лопатки компрессора на прочность

Параметр	Номера сечений					
	0	1	2	3	4	5
$T_n(K)$	450	450	450	450	450	450
$\sigma_{\tau}^T(\sigma_{\theta})(\text{МПа})$	170	170	170	170	170	170
$R(\text{мм})$	317	306	295	284	273	262
$F(\text{мм}^2)$	91	107	135	160	181	205
$\beta(\text{градус})$	52,6	51,8	50,0	48,2	46,1	43,5
$J_{\xi}(\text{мм}^4)$	68	120	210	330	500	730
$J_{\eta}(\text{мм}^4)$	8700	11000	14000	16000	19000	21000
$\xi_A(\text{мм})$	-19	-18	-18	-18	-18	-19
$\xi_B(\text{мм})$	25	25	25	25	25	25
$\xi_D(\text{мм})$	-1	-1,6	-1,9	-1,9	-1,8	-1,6
$\eta_A(\text{мм})$	-1,6	-1,6	-1,5	-1,4	-1,4	-1,4
$\eta_B(\text{мм})$	-1,6	-1,6	-1,5	-1,4	-1,4	-1,4
$\eta_D(\text{мм})$	2,6	2,6	2,6	2,7	3,0	3,6

Пример 2. Рассчитать на прочность лопатку турбины.

Размеры лопатки, изменение температуры и предела длительной прочности материала по сечениям даны в табл.4. Остальные исходные данные: $\omega = 2506 \text{ с}^{-1}$, $q_x = 800 \text{ Н/м}$, $q_y = -1065 \text{ Н/м}$, $\rho = 8250 \text{ кг/м}^3$. Лопатка имеет бандажную полку, у которой $v_6 = 347 \text{ мм}^3$, $R_6 = 127 \text{ мм}$.

Результаты расчета представлены в протоколе (приложение 2) и на графиках (рис. 14, 15, 16).

Таблица 4

Исходные данные для расчета лопатки турбины на прочность

Переменная	Номера сечений					
	0	1	2	3	4	5
$T_n(K)$	930	990	1020	990	880	730
$\sigma_{\tau}^T(\sigma_{\theta})(\text{МПа})$	860	820	790	820	870	900
$R(\text{мм})$	125	116	109	102	95	88
$F(\text{мм}^2)$	27	31	36	42	48	56
$\beta(\text{градус})$	36,6	32,8	23	21,4	17	14
$J_{\xi}(\text{мм}^4)$	25	40	63	79	125	148
$J_{\eta}(\text{мм}^4)$	782	873	998	1183	1284	1364
$\xi_A(\text{мм})$	-8,2	-8	-7,9	-7,8	-7,8	-7,8
$\xi_B(\text{мм})$	9,2	-10	10,5	11	11,2	11,5
$\xi_D(\text{мм})$	-3,5	-3,5	-3	-3	-2	-2
$\eta_A(\text{мм})$	2,3	2,3	2,4	2,5	2,6	2,6
$\eta_B(\text{мм})$	5,2	5	5	4,6	4,6	4,2
$\eta_D(\text{мм})$	-3,5	-3,3	-3,2	-3,2	-3,2	-3,2

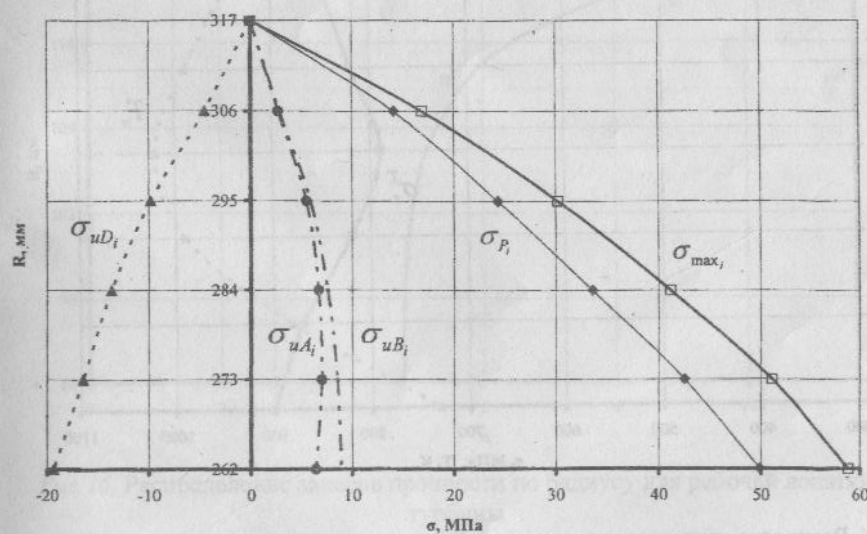


Рис.12. Распределение напряжений по радиусу для рабочей лопатки компрессора

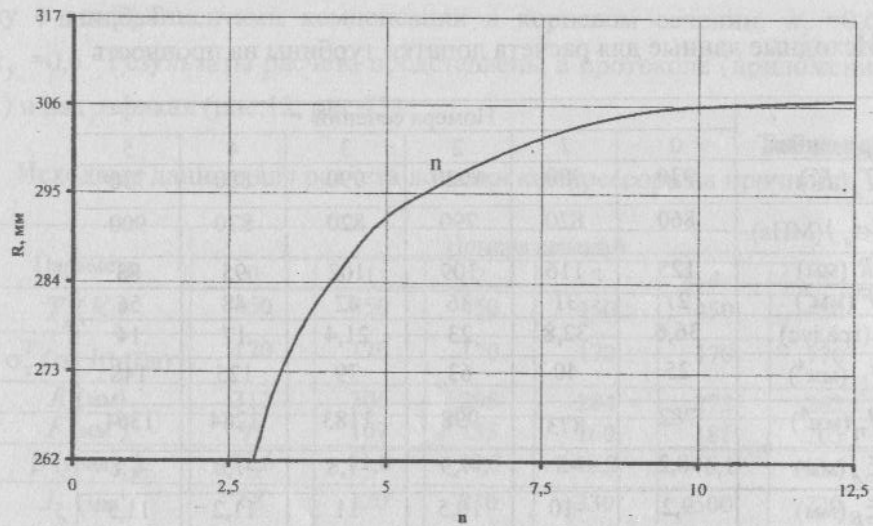


Рис. 13. Распределение запасов прочности по радиусу для рабочей лопатки компрессора

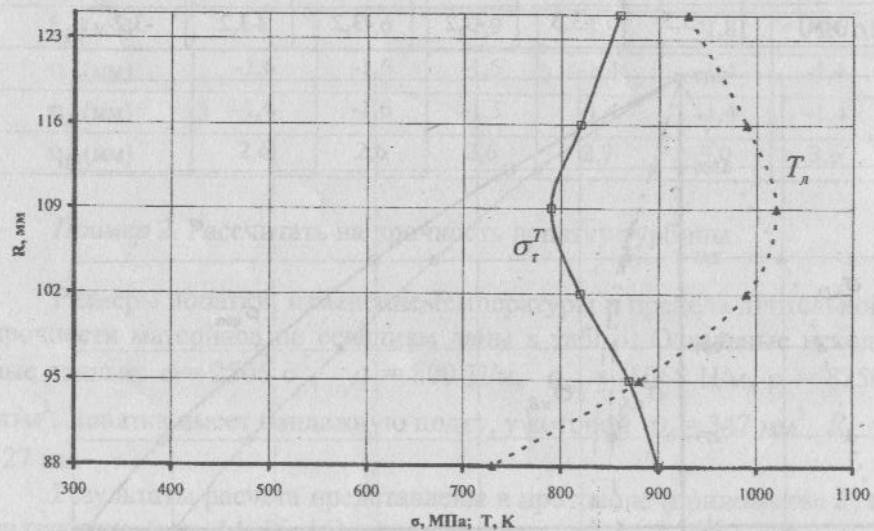


Рис. 14. Распределение предела длительной прочности и температуры лопатки по радиусу для рабочей лопатки турбины

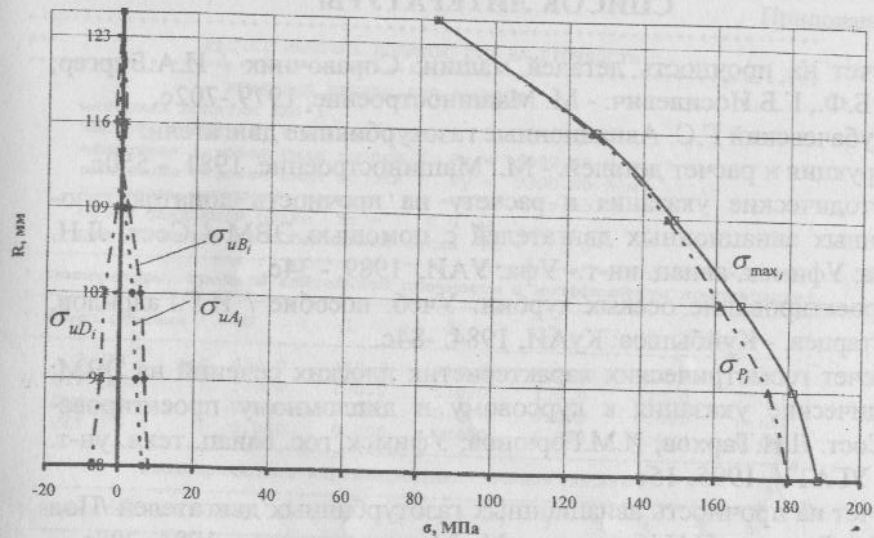


Рис. 15. Распределение напряжений по радиусу для рабочей лопатки турбины

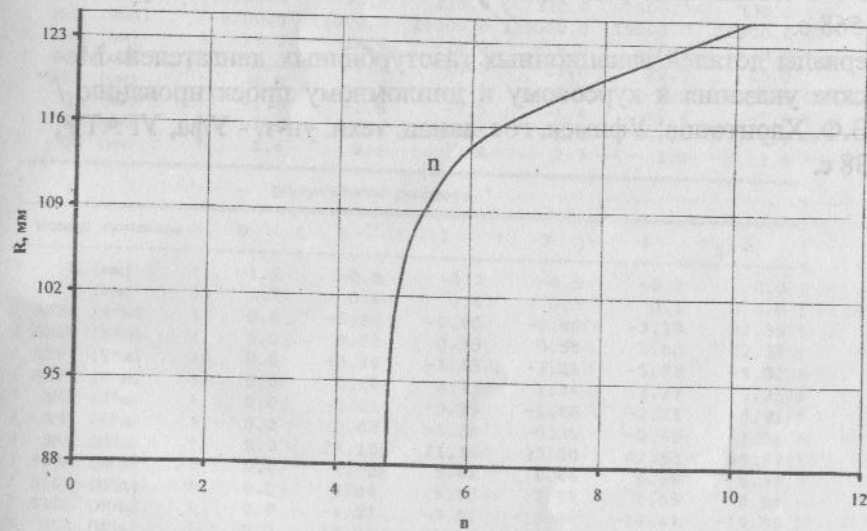


Рис. 16. Распределение запасов прочности по радиусу для рабочей лопатки турбины

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А.Биргер, Шорр Б.Ф., Г.Б.Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979.-702с.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. - М.: Машиностроение, 1981. - 550с.
3. Методические указания к расчету на прочность лопаток газотурбинных авиационных двигателей с помощью ЭВМ / Сост. Л.Н.Тархов; Уфимск. авиац. ин-т.- Уфа: УАИ, 1989. - 34с.
4. Проектирование осевых турбин: Учеб. пособие / И.Г.Гаврилов, Н.И.Старцев. - Куйбышев: КуАИ, 1984. -84с.
5. Расчет геометрических характеристик плоских сечений на ЭВМ: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию/Сост. Л.Н.Тархов, И.М.Горюнов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. -Уфа: УГАТУ, 1995.-15с.
6. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей /Под ред. И.А.Биргера, Н.И.Котерова. - М.: Машиностроение, 1984.-208с.
7. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / Учебник под ред. Д.В.Хронина. - М.: Машиностроение, 1989. - 568 с.
8. Материалы деталей авиационных газотурбинных двигателей: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Сост.: В.Ф. Харитонов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. - Уфа, УГАТУ, 2004.- 38 с.

Приложение 1

РАСЧЕТ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД НА ПРОЧНОСТЬ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

материал лопатки АК4-1
 частота вращения $W = 1267.0$ 1/с
 единичная газовая сила по оси X $P_x = -5900.00$ Н/м
 единичная газовая сила по оси Y $P_y = 3300.00$ Н/м
 плотность материала лопатки $R_0 = 2770.0$ кг/м³
 объем бандажной полки $Y_b = 0.0$ мм
 радиус центра масс бандажной полки $R_b = 0.0$

 ! Температуры, пределы длительной прочности и коэффициенты компенсации!
 !

номер сечения !	0	1	2	3	4	5
! T (K) !	450.0	450.0	450.0	450.0	450.0	450.0
! SIT (МПа) !	170.0	170.0	170.0	170.0	170.0	170.0
! UKX (-) !	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.600
! UKY (-) !	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.600

геометрические характеристики сечений лопатки

номер сечения !	0	1	2	3	4	5
! R (мм) !	317.0	306.0	295.0	284.0	273.0	262.0
! F (мм ²) !	91.0	107.0	135.0	160.0	181.0	205.0
! BET (град) !	52.6	51.8	50.0	48.2	46.1	43.5
! AJ1 (мм4) !	68.0	120.0	210.0	330.0	500.0	730.0
! AJ2 (мм4) !	8700.0	11000.0	14000.0	16000.0	19000.0	21000.0
! AKA (мм) !	-19.0	-18.0	-18.0	-18.0	-18.0	-19.0
! АКВ (мм) !	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
! AKD (мм) !	-1.0	-1.6	-1.9	-1.9	-1.8	-1.6
! QA (мм) !	-1.6	-1.6	-1.5	-1.4	-1.4	-1.4
! QB (мм) !	-1.6	-1.6	-1.5	-1.4	-1.4	-1.4
! QD (мм) !	2.6	2.6	2.6	2.7	3.0	3.6

результаты расчета

номер сечения !	0	1	2	3	4	5
! X (мм) !	-1.2	-0.9	-0.7	-0.5	-0.2	0.0
! Y (мм) !	0.7	0.6	0.4	0.3	0.1	0.0
! AMPX (Н*м) !	0.0	-0.20	-0.80	-1.80	-3.19	-4.99
! AMJX (Н*м) !	0.0	0.09	0.39	0.95	1.80	2.99
! AMPY (Н*м) !	0.0	-0.36	-1.43	-3.21	-5.71	-8.92
! AMJY (Н*м) !	0.0	0.18	0.73	1.74	3.27	5.35
! AM1 (Н*м) !	0.0	-0.21	-0.79	-1.66	-2.73	-3.91
! AM2 (Н*м) !	0.0	-0.03	-0.14	-0.35	-0.69	-1.21
! SRS (МПа) !	0.0	14.10	24.35	33.60	42.53	49.87
! SIGA (МПа) !	0.0	2.73	5.48	6.66	6.99	6.39
! SIGB (МПа) !	0.0	2.84	5.90	7.59	8.55	8.94
! SIGD (МПа) !	0.0	-4.52	-9.82	-13.64	-16.44	-19.35
! SSA (МПа) !	0.0	16.83	29.83	40.26	49.52	56.26
! SSB (МПа) !	0.0	16.94	30.24	41.19	51.08	58.81
! SSD (МПа) !	0.0	9.58	14.53	19.96	26.09	30.52
! SMAX (МПа) !	0.0	16.94	30.24	41.19	51.08	58.81
! AN !	1000.0	10.04	5.62	4.13	3.33	2.89

***** минимальный коэффициент запаса прочности ANMIN = 2.89

Приложение 2

РАСЧЕТ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД НА ПРОЧНОСТЬ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

материал лопатки ЖС6-К
 частота вращения $W = 2506.0$ 1/с
 единичная газовая сила по оси X $R_x = 800.00$ Н/м
 единичная газовая сила по оси Y $R_y = -1065.00$ Н/м
 плотность материала лопатки $R_o = 8250.0$ кг/м³
 объем бандажной полки $Y_b = 347.0$ мм
 радиус центра масс бандажной полки $R_b = 127.0$

! температуры, пределы длительной прочности и коэффициенты компенсации !

номер сечения	0	1	2	3	4	5
T (K)	930.0	990.0	1020.0	990.0	880.0	730.0
SIT (МПа)	860.0	820.0	790.0	820.0	870.0	900.0
UKX (-)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.600
UKY (-)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.600

геометрические характеристики сечений лопатки

номер сечения	0	1	2	3	4	5
R (мм)	125.0	116.0	109.0	102.0	95.0	88.0
F (мм ²)	27.0	31.0	36.0	42.0	48.0	56.0
BET (град)	36.6	32.8	23.0	21.4	17.0	14.0
AJ1 (мм ⁴)	25.0	40.0	63.0	79.0	125.0	148.0
AJ2 (мм ⁴)	782.0	873.0	998.0	1183.0	1284.0	1364.0
AKA (мм)	-8.2	-8.0	-7.9	-7.8	-7.8	-7.8
AKB (мм)	9.2	10.0	10.5	11.0	11.2	11.5
AKD (мм)	-3.5	-3.5	-3.0	-3.0	-2.0	-2.0
QA (мм)	2.3	2.3	2.4	2.5	2.6	2.6
QB (мм)	5.2	5.0	5.0	4.6	4.6	4.2
QD (мм)	-3.5	-3.3	-3.2	-3.2	-3.2	-3.2

результаты расчета

номер сечения	0	1	2	3	4	5
X (мм)	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Y (мм)	-0.1	-0.1	-0.1	-0.0	-0.0	0.0
AMPX (Н*м)	0.0	0.04	0.14	0.28	0.48	0.73
AMJX (Н*м)	0.0	-0.05	-0.11	-0.20	-0.30	-0.44
AMPY (Н*м)	0.0	0.03	0.10	0.21	0.36	0.55
AMJY (Н*м)	0.0	-0.04	-0.09	-0.15	-0.23	-0.33
AM1 (Н*м)	0.0	-0.01	0.03	0.10	0.20	0.33
AM2 (Н*м)	0.0	-0.00	0.00	0.02	0.07	0.14
SRS (МПа)	84.6	126.22	146.65	161.23	174.57	180.44
SIGA (МПа)	0.0	-0.76	0.99	3.33	4.68	6.66
SIGB (МПа)	0.0	-1.57	1.99	5.62	6.90	8.23
SIGD (МПа)	0.0	1.05	-1.28	-4.00	-5.12	-6.98
SSA (МПа)	84.6	125.45	147.65	164.56	179.25	187.10
SSB (МПа)	84.6	124.64	148.64	166.85	181.47	188.68
SSD (МПа)	84.6	127.26	145.37	157.23	169.45	173.46
SMAX (МПа)	84.6	127.26	148.64	166.85	181.47	188.68
AN	10.2	6.44	5.31	4.91	4.79	4.77

***** минимальный коэффициент запаса прочности ANMIN = 4.77

Составители: ТАРХОВ Лев Николаевич
 ХАРИТОНОВ Валерий Федорович

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
 ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Методические указания
 к курсовому и дипломному проектированию

Подписано в печать 26.07.2006. Формат 60x84 1/16.
 Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Times New Roman.
 Усл. печ. л. 2,4. Усл. кр.-отг. 2,4. Уч.-изд. л. 2,3.

Тираж 100 экз. Заказ № 374

ГОУ ВПО Уфимский государственный авиационный технический университет
 Центр оперативной полиграфии УГАТУ
 450000, Уфа-центр, ул. К. Маркса, 12