

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

ОВЧИННИКОВ Игорь Владимирович, аспирант Московского авиационного института (государственного технического университета).

Тел. 572-52-43, e-mail: ioresult@hotmail.ru

OVCHINNIKOV Igor Vladimirovich; Moscow aviation institute (state technical university); Postgraduate.

Phone: +7-495-572-52-43; e-mail: ioresult@hotmail.ru

ХОМЯКОВ Анатолий Михайлович, доцент Московского авиационного института (государственного технического университета).

Тел. 573-19-91

ХОМЯКОВ Anatoly Mihailovich; Moscow aviation institute (state technical university); Associate professor, Candidate of technical science.

Phone: +7-495-573-19-91

Статья посвящена разработке методик для определения несущей способности рабочих колес реактивных турбин во всем диапазоне нагрузок от центробежной силы, перепада давления и температурного воздействия. Разработаны аналитические методы построения предельной поверхности на основе теории предельного равновесия и определения запаса прочности на основе предельной поверхности. Для более точного построения предельной поверхности использовался метод конечных элементов, реализованный в программном пакете MSC.Nastran, с нелинейной моделью материала и учетом зависимости свойств материала от температуры. Разработано программное обеспечение для автоматизации построения поверхности предельных состояний. Анализ поверхности позволяет точнее оценивать запас прочности турбины и выбирать пути её форсирования.

The work considers elaboration for methods to determine the bearing capacity for reaction turbine impellers for all range of loads from centrifugal forces, differential pressure and thermal load. Analytical methods for construction of limit surface based on bearing capacity theory and for calculating margin of safety using the constructed surface where elaborated. Finite element analysis with nonlinear material model and temperature dependent material properties, implemented in MSC.Nastran software, was used for more precise construction of limit surface. Special software was developed for automation of limit surface construction. Analysis of the surface allows for more precise turbine's margin of safety calculations and helps to decide for better ways to uprate turbine.

Ключевые слова: реактивная турбина, рабочее колесо, несущая способность, предельные значения, предельная поверхность, предельное состояние, нелинейная модель материала, конечные элементы.

Key words: reaction turbine, impeller, bearing capacity, limit values, breaking surface, limit state, nonlinear material model, finite elements.

Введение

До настоящего времени расчет дисков турбин (активных и реактивных) на несущую способность сводится к оценке предельной угловой скорости. Такой расчет часто называют расчетом на разрушающие обороты [1]. В этом расчете учитываются только центробежные силы, а напряженное состояние рассматривается как двухосное.

Такой подход в решении задачи о несущей способности диска может быть оправдан только при расчете рабочих колес активных турбин (турбина Лаваля), для которых характерны отсутствие поперечных нагрузок и низкие значения давления в газовом потоке.

Расчет с учетом изгибающего момента для ряда значений перепада давления дает ряд пар значений «перепад давления — разрушающие обороты», что позволяет построить предельную кривую — множество предельных точек в координатах «перепад давления — скорость вращения». Систему координат «перепад давления — скорость вращения» можно расширить третьей координатой — температурой газа на входе в турбину или временем работы (ресурсом). Таким образом, можно построить трехмерное множество предельных точек — так называемую предельную поверхность.

Использование одновременно трех предельных параметров (скорость вращения, перепад давления,

температурное воздействие) позволяет с большей точностью определить запас по несущей способности детали и сократить нормируемый запас прочности, что ведет к уменьшению веса рабочего колеса реактивной турбины турбонасосного агрегата (ТНА). Это, в свою очередь, позволяет снизить упругие смещения вала. Таким образом, за счет более эффективной работы уплотнений и снижения нагрузки на подшипники, существенно повышается работоспособность всего ТНА. При наличии построенной поверхности, соответствующей предельному состоянию детали, можно определить оптимальные пути форсирования турбины.

Разработаны аналитические методы построения предельной поверхности. Аналитические исследования базировались на статической теореме теории предельного равновесия. Более точные результаты были получены в численном расчете с использованием метода конечных элементов в программных комплексах MSC.Nastran+MSC.Patran и FEMAP [2].

Предложен метод расчета запаса по несущей способности рабочих колес реактивных турбин с использованием поверхности предельных состояний (предельной поверхности). Настоящая работа посвящена оценке несущей способности рабочих колес реактивных турбин с учетом реальной схемы нагружения и полной совокупности напряжений, возникающих в материале диска. На примере расчета рабочего колеса ТНА реального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) показано, что применение предлагаемого метода позволяет получить численные оценки влияния на несущую способность перепада давлений и температурного воздействия.

В разработанных ранее методах расчета на несущую способность, применяемых на этапе эскизного проектирования турбин, не учитываются нагрузки от перепада давления на реактивной турбине. Эти нагрузки приводят к возникновению изгибающего момента в сечении диска. В полной мере нагрузки учитывались только при определении запаса прочности рабочего колеса по допустимым напряжениям, когда материал диска находится в области упругих деформаций.

Исторически проблема минимизации изгибающего момента от перепада давлений, действующего в сечениях рабочего колеса реактивной турбины, решалась путем применения многоступенчатой схемы [1], что позволяло распределить общий перепад давлений по ступеням турбины и тем самым практически исключить его влияние. Однако в настоящее время в ряде конструкций турбинных узлов, и прежде всего в ЖРД, применение многоступенчатых турбин невозможно по конструктивным соображениям, поэтому применяются реактивные турбины с одной или двумя ступенями. Это означает, что на рабочее колесо действуют значительные перепады давлений и значительные перепады температуры по оси турбины. При этом создание подобных турбинных узлов базируется не на расчете на несущую способность, а на чисто проектных решениях: изгибающий момент от перепада давлений уравновешивается искусственно создаваемыми моментами: моментом от центробежных сил и моментом от температурных напряжений.

Конструктивные схемы узла реактивной турбины, иллюстрирующие способы минимизации изгибающих моментов, представлены на рис. 1.

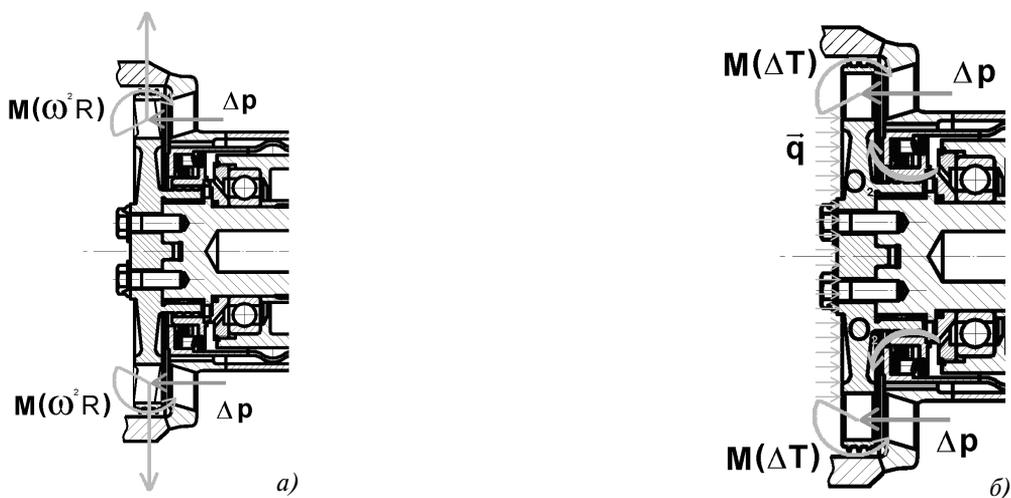


Рис. 1. Конструктивные схемы узла турбины,

в которых реализованы способы минимизации изгибающего момента от перепада давлений Δp :

a — уравновешивание изгибающего момента на рабочем колесе за счет эксцентриситета массы в лопатках, создающего противодействующий момент сил инерции $M(\omega^2 R)$; *б* — уравновешивание изгибающего момента на рабочем колесе моментом от температурных напряжений $M(\Delta T)$

На рис. 1,а изображен способ компенсации изгибающего момента от перепада давлений Δp путем уравнивания его силами инерции интенсивностью $\rho\omega^2 R$, возникающими в сечениях рабочего колеса за счет искусственно создаваемого эксцентриситета масс. Эксцентриситет может создаваться путем наклона средней линии лопаток по направлению газового потока. Этот прием известен в авиации [3].

На рис. 1,б — аналогичный способ, но в нем с целью минимизации изгибающего момента от перепада давлений используются температурные напряжения, возникающие в полотне диска рабочего колеса. Этот способ применяется для тех узлов турбины, в которых действуют значительные тепловые потоки (q), вызывающие температурный изгиб полотна диска навстречу тепловому потоку. Он используется в рабочих колесах реактивных турбин ТНА ЖРД, работающих на криогенных компонентах.

Благодаря применению рациональной силовой схемы и компоновки узла турбины, оказалось возможным связывать расчет по несущей способности только с центробежными силами. Таким образом, расчет на несущую способность реактивных турбин в практике ракетостроения проводили теми же методами, что и для активных.

Однако чисто проектные решения не всегда могут быть реализованы на практике. Необходимо решение задачи о совместном влиянии изгибающего момента от перепада давлений, центробежной нагрузки и температурных напряжений на несущую способность рабочего колеса. Этому вопросу посвящена настоящая работа.

Аналитический метод построения предельной поверхности

Решение задачи основывается на предположении, что предельное состояние рабочего колеса реактивной турбины наступает при определенном сочетании внешних нагрузок, вызывающих в сечениях (окружных и радиальных) диска рабочего колеса предельные распределенные нормальные усилия N_T и распределенные изгибающие моменты M_T . Но в связи с тем, что предельные значения распределенных усилий и моментов являются статически неопределимыми величинами, задача о предельном состоянии рабочего колеса заменяется двумя условными задачами: о предельном состоянии диска под действием крутящего момента и центробежных сил (задача I) и о предельном состоянии

диска под действием поперечных сил от давлений и скоростных напоров (задача II).

Каждая из задач сводится к статически определенной благодаря применению единого механизма пластического разрушения рабочего колеса. Механизм пластического разрушения представляет собой совокупность абсолютно жестких секторов, соединенных пластическими трещинами. Различие в задачах состоит в том, что в одном случае предельное состояние в пластических трещинах определяется предельными значениями нормальных усилий (задача I), а в другом — предельными значениями изгибающих моментов (задача II).

При решении задачи I определяется предельное значение угловой скорости $\omega_{пр}$; при решении задачи II — предельное значение входного статического давления $p_{1пр}$ при условии, что остальные параметры поперечной нагрузки остаются пропорциональными величине $p_{1пр}$ как основной в схеме нагружения рабочего колеса.

Помимо внешних нагрузок, на несущую способность рабочих колес турбин оказывают влияние условия нагружения: температура газа, вибрация, время выдержки под нагрузкой и т. п.

Вибрации (колебания) рабочего колеса или его элементов (лопаток, полок), а также пульсации во входном потоке газа и другие силовые факторы могут привести к зарождению и росту трещины в материале. С ростом трещины снижается несущая способность рабочего колеса до значения, соответствующего факту появления сквозной трещины в диске. Время, за которое появляется такая трещина, может быть названо предельным $t_{пр}$.

Таким образом, предельное состояние рабочего колеса необходимо рассматривать как точку на некоторой поверхности, представляемую в координатах ω, p_1, T, t и называемую предельной поверхностью.

Удобнее рассматривать поверхности в безразмерных координатах:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{пр}}, \quad \bar{p}_1 = \frac{p_1}{p_{1пр}}, \quad \bar{T} = \frac{T}{T_{пр}}, \quad \bar{t} = \frac{t}{t_{пр}}.$$

Тогда уравнение предельной поверхности определяется равенством

$$\Pi(\bar{\omega}, \bar{p}_1, \bar{T}, \bar{t}) = 1.$$

При работе турбины температура газа T_1 изменяется в определенных пределах, поддерживаемых

автоматически. Поэтому более актуальным является уравнение предельной поверхности вида

$$\Pi(\bar{\omega}, \bar{p}_{1,p}, \bar{t}) = 1.$$

В этом варианте предельная поверхность определяется помимо нагрузок только ресурсом рабочего колеса турбины (рис. 2). Физический смысл предельной поверхности состоит в том, что любая точка внутри объема, ограниченного поверхностью Π , соответствует режиму нагружения рабочего колеса турбины с некоторым запасом по несущей способности ($n_{nc} > 1$); точкам на поверхности Π соответствует предельное состояние рабочего колеса (запас по несущей способности равен единице, т.е. $n_{nc} = 1$); точки вне объема, заключенного поверхностью Π , не имеют смысла для практических расчетов ($n_{nc} < 1$).

Запас по несущей способности рабочего колеса определяется следующим образом: для заданного ресурса работы t_p вычисляется координата

$$\bar{t}_p = \frac{t_p}{t_{np}}$$

в координатной плоскости $(\bar{\omega}, \bar{p}_1)$, которая на поверхности Π оставляет след — линию CD . В этой

плоскости для рабочих параметров $(\omega_p, p_{1,p})$ определяются координаты точки $A(\bar{\omega}_p, \bar{p}_{1,p})$. Отрезок

$O_p A$ соответствует рабочему режиму нагружения рабочего колеса, а отрезок $O_p B$, являющийся продолжением отрезка $O_p A$ до пересечения его с кривой CD в точке B , соответствует предельному состоянию рабочего колеса. Тогда искомый запас по не-

сущей способности рабочего колеса на момент времени его работы t_p определяется отношением отрезков:

$$n_{nc} = \frac{O_p B}{O_p A}.$$

Предложенный способ определения запаса по несущей способности основывается на предположении, что повышение нагрузки на рабочее колесо (при форсировании режима работы турбины) происходит одновременно с ростом угловой скорости и входного давления таким образом, что в системе координат «угловая скорость — входное давление» это повышение нагрузки (суммарной) соответствует перемещению по направлению луча $O_p A$. Такое предположение приемлемо для газодинамического процесса, происходящего в турбине как в лопаточной машине, в которой все рабочие параметры взаимозависимы [4].

При формировании расчетной схемы рассмотрим шесть составляющих ее моделей:

- геометрическая;
- физическая;
- статическая;
- условий нагружения;
- напряженного состояния;
- разрушения.

Геометрическая модель. По форме и размерам геометрическая модель представляет собой круглую пластину сложных очертаний поперечного сечения, полностью соответствующую диску рабочего колеса как реальной детали.

Физическая модель. Принимается, что материал рабочего колеса является жесткопластичным, соответствующим модели Прандтля, для которой условный предел текучести σ_T определяется из равенства

$$\sigma_T = \frac{1}{2}(\sigma_b + \sigma_{0,2}).$$

Статическая модель. Осесимметричное нагружение рабочего колеса объемными и поверхностными силами рассматривается независимо друг от друга в двух вариантах:

- а) рабочее колесо вращается вокруг продольной оси с угловой скоростью ω под действием крутящего момента $M_{кр}$;
- б) рабочее колесо не вращается ($\omega = 0$); на его поверхностях действуют только давления p_1, p_2 и распределенная нагрузка $q(R)$ по входному сечению решетки лопаток.

Модель условий нагружения. Оговариваются геометрические, физические и статические условия.

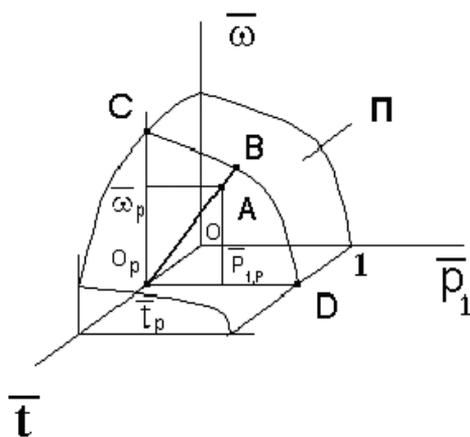


Рис. 2. Определение запаса по несущей способности с помощью предельной поверхности

Геометрические условия: в расчетах учитываются реальные размеры рабочего колеса и все особенности его конструкции — лопатки, полки, отверстия, особенности формы поперечного сечения. Физические условия: принимается осесимметричное распределение температуры в сечениях рабочего колеса $T(R)$, в соответствии с которой определяются значения предела текучести $\sigma_T(R)$. Другие физические эффекты (ползучесть материала, вибрация, неоднородность и т.п.) не рассматриваются. Статические условия: рассматриваются несколько вариантов граничных условий — условий закрепления рабочего колеса по внутреннему контуру, соответствующих жесткой заделке и свободному краю.

Модель напряженного состояния. В соответствии с принятой физической моделью рассматриваются только напряжения в диске, указанные на рис. 3. Предельные значения напряжений уточняются для определенной модели разрушения.

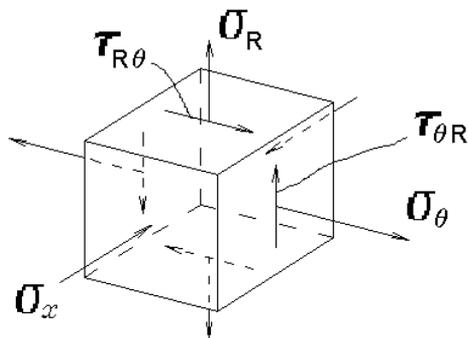


Рис. 3. Трехосное напряженное состояние в материале диска рабочего колеса

Модель разрушения. Для двух независимых вариантов нагружения применяется единый механизм пластического разрушения: рабочее колесо в предельном состоянии разделяется пластическими трещинами (окружными и радиальными) на некоторое множество абсолютно жестких секторов с углом $\Delta\theta$ (рис. 4).

Предельные значения угловой скорости $\omega_{пр}$ и давления на входе в рабочее колесо реактивной тур-

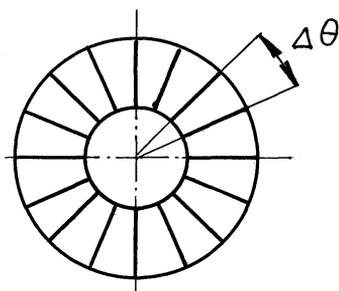


Рис. 4. Механизм разрушения

бины $p_{1,пр}$, определенные как независимые друг от друга величины, используются для построения предельной кривой в безразмерных координатах $(\bar{\omega}, \bar{p}_1)$.

Безразмерные координаты определяются равенствами

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{пр}}, \quad \bar{p}_1 = \frac{p_1}{p_{1,пр}}$$

Тогда независимые предельные состояния, соответствующие условным режимам нагружения рабочего колеса, будут определяться двумя точками: $(\bar{\omega}=1, \bar{p}_1=0)$ и $(\bar{\omega}=0, \bar{p}_1=1)$.

Предельная кривая располагается между этими точками, играющими роль граничных условий для некоторой соответствующей предельной кривой функции $F(\bar{\omega}, \bar{p}_1)$: $F(0,1) = 1$; $F(1,0) = 1$.

Функция $F(\bar{\omega}, \bar{p}_1)$ может быть рассмотрена в виде $(\bar{\omega})^\alpha + (\bar{p}_1)^\beta = 1$, где α и β — неизвестные параметры, определяемые на основе следующих рассуждений. Принимаем, что при совместном действии на рабочее колесо двух видов нагрузок — центробежных сил и поперечных давлений — предельные значения внутренних усилий и моментов в окружных и радиальных сечениях (пластических трещинах) диска принимают значения в соответствии с уравнениями, принятыми для идеально пластического материала в теории предельного равновесия [6]. В безразмерном виде эти уравнения имеют вид

$$n_\Theta^2 + m_\Theta = 1;$$

$$n_R^2 + m_R = 1.$$

Здесь

$$n_\Theta = \frac{N_{\Theta,T}}{\sigma_T h}; n_R = \frac{N_{R,T}}{\sigma_T h}; m_\Theta = \frac{4M_{\Theta,T}}{\sigma_T h^2}; m_R = \frac{4M_{R,T}}{\sigma_T h^2}.$$

Предположим, что форма предельной кривой для материала рабочего колеса не зависит от координат R и Θ , т.е. в пластической трещине любого направления (окружного или радиального) уравнение предельной кривой имеет вид

$$n^2 + m = 1.$$

Здесь $n_\Theta = n_R = n, m_\Theta = m_R = m$.

Расчетные формулы для $\omega_{\text{пр}}^2$ и $p_{1,\text{пр}}$ по своей структуре таковы, что предельные усилия и моменты включены в линейную композицию благодаря суммированию. В этом случае справедливы равенства

$$\bar{\omega}^2 = \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{\omega_{\text{пр}}^2} = n; \quad \bar{p}_1 = \frac{p_1}{p_{1,\text{пр}}} = m,$$

где $\omega_{\text{пр}}^2$ определяется для соответствующих конструктивных схем рабочего колеса для условия: $n = 1, m = 0$; $p_{1,\text{пр}}$ — для условия: $n = 0, m = 1$.

Следовательно, на основе принятого уравнения предельной кривой для материала $n^2 + m = 1$ можно предложить уравнение для самого рабочего колеса:

$$\bar{\omega}^4 + \bar{p}_1 = 1.$$

Таким образом, неизвестные параметры искомого уравнения принимают значения $\alpha = 4, \beta = 1$.

Определение предельных значений радиальных и окружных усилий в механизме пластического разрушения диска при его нагружении в задаче I основывается на следующем напряженном состоянии: в каждой точке диска действуют три нормальных напряжения ($\sigma_x, \sigma_R, \sigma_\theta$) и две пары касательных напряжений ($\tau_{\theta,R}; \tau_{R,\theta}$).

Из них одно нормальное σ_x и касательные напряжения статически определены:

$$\sigma_x = -p_{\text{ср}};$$

$$\tau_{\theta R} = \tau_{R\theta} = \frac{M_{\text{кр}}}{2\pi R h},$$

а неизвестные напряжения σ_R, σ_θ принимают предельные значения.

По третьей теории прочности, лежащей в основе условия текучести Треска—Сен-Венана, предельная кривая, связывающая значения нормальных и касательных напряжений (огнибающая Мора) для материалов с одинаковым сопротивлением растяжению и сжатию, представляет собой в координатах (σ, τ) замкнутую линию, состоящую из двух симметричных полуокружностей радиусом $0,5\sigma_T$, соединенных двумя касательными $\pm\tau$ (рис. 5).

При этом допускаем, что второе главное напряжение σ_2 не влияет на предельное состояние материала. Значение имеют только два крайних по величине напряжения σ_1, σ_3 [5].

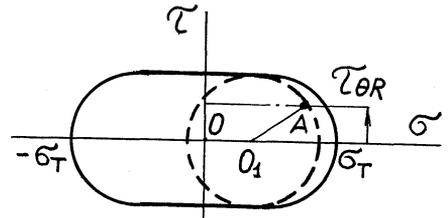


Рис. 5. Метод определения нормальных напряжений в пластической трещине

В связи с этим принимаем, что в пластических трещинах предельное состояние материала определяет двухосное напряженное состояние: в радиальных трещинах действуют напряжения $\sigma_x, \sigma_\theta, \tau_{\theta R}, \tau_{R\theta}$; в окружных — $\sigma_x, \sigma_R, \tau_{\theta R}, \tau_{R\theta}$. Очевидно, что $\sigma_3 \equiv \sigma_x = -p_{\text{ср}}$.

Тогда для условия текучести Треска—Сен-Венана $\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_T$ — предельное состояние в пластической трещине определяется окружностью Мора радиуса $0,5\sigma_T$ с центром в точке, определяемой координатами $(\sigma = 0,5\sigma_T - p_{\text{ср}}; \tau = 0)$.

Из статически определимых значений касательных напряжений $\tau_{\theta R} = \tau_{R\theta}$ определяем предельные напряжения в пластической трещине (определяются координатой по оси σ для точки A).

Для окружной и радиальной трещин предельные значения соответствующих нормальных напряжений определяются равенствами

$$\sigma_{\theta,T} = 0,5\sigma_T - p_{\text{ср}} + 0,5\sigma_T \cos\left(\arcsin \frac{\tau_{\theta R}}{0,5\sigma_T}\right);$$

$$\sigma_{R,T} = 0,5\sigma_T - p_{\text{ср}} + 0,5\sigma_T \cos\left(\arcsin \frac{\tau_{R\theta}}{0,5\sigma_T}\right).$$

Предельные значения внутренних погонных усилий в окружных и радиальных пластических трещинах будут равны

$$N_{\theta,T} = \sigma_{\theta,T} h(R);$$

$$N_{R,T} = \sigma_{R,T} h(R).$$

Записав уравнение равновесия сектора диска (рис. 6), получим выражение для предельной окружной скорости:

$$\omega_{\text{пр}}^2 = f(\sigma, \rho, R_i, h_i) = \frac{\sigma_{\theta T} h_i \Delta R_i + \sigma_{RT} h R_4}{\rho \left(J_{xi} + \frac{z}{2\pi} F_{л} I_{л} R_{\text{ср}} \right)},$$

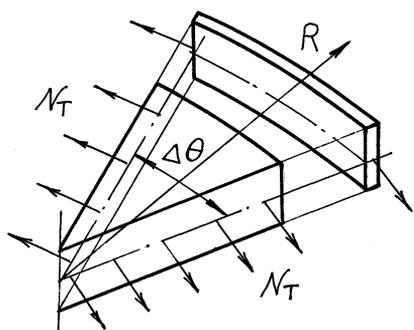


Рис. 6. Равновесие сектора рабочего колеса при отсутствии поперечной нагрузки

где h_i — толщина рабочего колеса на i -м участке; R_4 — радиус ступицы колеса; ρ — плотность материала; J_x — геометрический момент инерции поперечного сечения кольцевого участка рабочего колеса: $J_x = \Delta R h R^2$; F_{\perp} — площадь поперечного сечения лопатки; l_{\perp} — высота лопатки; z — число лопаток; R_{cp} — средний радиус лопаток; индекс i означает суммирование по участкам диска.

Определение предельных значений радиальных и окружных изгибающих моментов в механизме пластического разрушения диска при его нагружении в задаче II (рис. 7) основывается на напряженном состоянии, включающем только нормальные напряжения. Поэтому напряжения σ_{θ} в радиальных трещинах и σ_R в окружных трещинах рассматриваются как главные, соответствующие σ_1 .

Напряжение $\sigma_x = -p_{cp} = -\frac{p_1 + p_2}{2}$ принимается в качестве главного напряжения σ_3 . Предельные состояния материала диска определяются отрезками

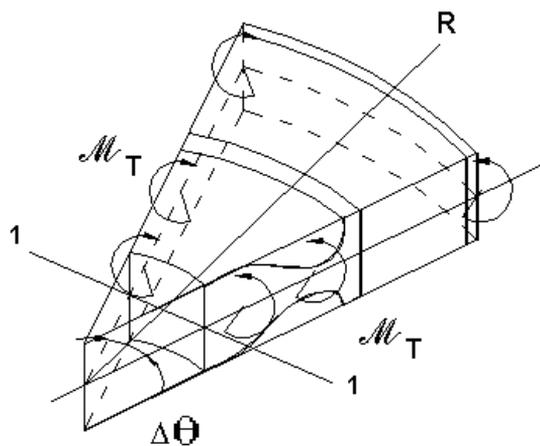


Рис. 7. Равновесие сектора рабочего колеса под действием изгибающих моментов (центробежной нагрузки нет)

шестиугольника Треска FA и ED в зависимости от значений напряжений по знаку (рис. 8).

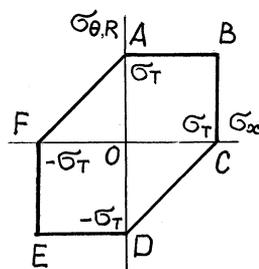


Рис. 8. Определение предельного состояния материала по шестиугольнику Треска

В радиальной пластической трещине на растянутой стороне диска (со стороны давления p_1) предельное окружное напряжение равно (отрезок FA).

На сжатой стороне (со стороны давления p_2) предельное окружное напряжение постоянно и определяется отрезком ED .

Положение нейтральной линии определяется из условия равенства нулю результирующего нормального усилия в радиальном сечении $N_{\theta} = 0$.

Тогда предельное значение окружного изгибающего момента определяется равенством

$$M_{\theta, T} = \frac{\sigma_T h^2}{2} \frac{\sigma_T - p_1}{2\sigma_T - p_1}.$$

Аналогичным образом определяется предельный изгибающий момент в окружной трещине.

Записав уравнения равновесия для сектора диска (см. рис. 7), найдем выражение для предельного перепада давления:

$$p_{1, пр} = F(p_1, p_2, q, R_i) = \frac{1,5}{\Omega} \left(\sigma_{Ti} h_i^2 \Delta R_i \frac{\sigma_{Ti} - p_1}{2\sigma_{Ti} - p_1} + \sigma_T h^2 R_4 \frac{\sigma_T - p_1}{2\sigma_T - p_1} \right),$$

где Ω — коэффициент, зависящий от геометрии колеса и отношения давлений p_1 и p_2 .

Построение предельной поверхности с использованием метода конечных элементов

Понятно, что построение предельной поверхности с учетом особенностей нагрузок и условий работы рабочего колеса реактивной турбины требует применения метода конечных элементов (МКЭ).

При использовании МКЭ была разработана методика определения предельных нагрузок для сложных случаев нагружения диска турбины. На основании полученных результатов была построена

предельная поверхность для реальной геометрии диска турбины и всего диапазона различных нагрузок, включая температурные, с учетом нелинейного поведения материала (использовалась кусочно-линейная модель материала).

При расчетах учитывалась зависимость свойств материала от температуры [7].

Для построения предельной поверхности для каждой температуры некоторого ряда значений температур была построена предельная кривая по методике, изложенной в [8]. Набор температур охватывал весь диапазон от 560 °С (рабочая температура) до 960 °С.

Для определения температурного поля на конечно-элементной модели проводился статический температурный расчет с учетом нелинейной теплопроводности (SOL 153 в терминологии MSC.Nastran). Были заданы следующие граничные условия:

- внутренняя поверхность вала считалась теплоизолированной, так как теплообмен через неё пренебрежимо мал по сравнению с теплообменом через обдуваемые газом поверхности;
- исходя из соображений симметрии, теплоизолированными также считались боковые поверхности рассматриваемого сектора турбины;
- граничные условия третьего рода на лопатках и поверхностях диска и бандажа, омываемых горячим газом, определялись исходя из данных, приведенных в [9]:

температура газа $T = 560 \text{ }^\circ\text{C}$;

коэффициент теплообмена

$$\alpha = 55753 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град});$$

- на поверхностях, для которых известны экспериментальные данные по температуре, задавались

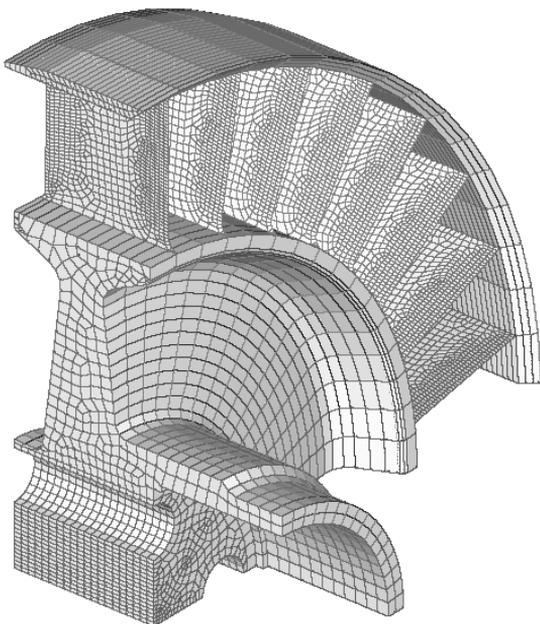


Рис. 9. Конечно-элементная модель

граничные условия первого рода. На поверхности, охлаждаемой жидким кислородом из подшипника, температура задавалась исходя из опытных данных. Для поверхности турбины, взаимодействующей с выхлопом, температура задавалась пропорциональной температуре газа.

На рис. 9 показана использованная конечно-элементная модель. Модель содержит более 10 тысяч элементов. Время счета для одной точки предельной поверхности на имеющемся оборудовании составляет несколько часов. Для автоматизации процесса была разработана программа на языке FEMAP Basic, которая позволяет строить предельную поверхность без участия оператора, используя для расчетов ночное время.

На рис. 10 показан вид построенной предельной поверхности в виде карты уровней, где за высоту принята температура, а на осях отложены приведенные к рабочим нагрузкам от центробежной силы и перепада давления.

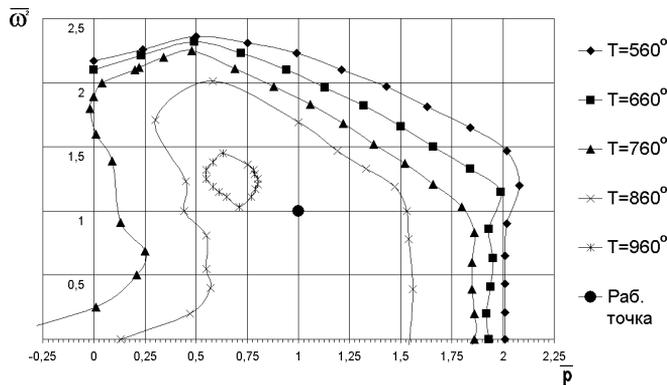


Рис. 10. Результаты расчета точек предельной поверхности

Выводы

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

— реальный запас прочности конструкции рассматриваемого рабочего колеса в результате применения метода компенсации нагрузок превосходит запас прочности, найденный на основе расчета, проведенного без учета температурных воздействий;

— форма предельной поверхности наглядно показывает результаты применения принципа компенсации нагрузок. В частности, при высоких температурах (более 760 °С) центробежная сила, приложенная в условиях отсутствия перепада давления, приводит к разрушению рабочего колеса даже при рабочих значениях. Подъем в начале предельных кривых для температур 560—760 °С означает, что при большей частоте вращения рабочее колесо может выдержать большие перепады давления;

— предельная поверхность дает методическую основу для графоаналитического определения запаса прочности.

Описанные в работе методы построения предельной поверхности позволяют снизить стоимость всего цикла разработки деталей ТНА, начиная с эскизного проектирования (за счет выбора оптимальных решений по геометрии детали) и заканчивая прочностными испытаниями готовых деталей, количество которых может быть значительно уменьшено.

Библиографический список

1. STODOLA A. Dampf- und gas- turbinen, Berlin, 1924.
2. MSC/Nastran Quick Reference Guide, The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, CA, 2002.
3. *Скубачевский Г.С.* Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. — М.: Машиностроение, 1981.

4. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1986.

5. *Филин А.П.* Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т. I. — М.: Наука, 1975.

6. *Ходж Ф.Г.* Расчет конструкций с учетом пластических деформаций. — М.: Машгиз, 1963.

7. *Альперт В.Н.* Термопрочность материалов и конструктивных элементов. — Киев: Наукова думка, 1965.

8. *Овчинников И.В.* Определение несущей способности реактивной турбины методом конечных элементов // Сборник трудов Конференции пользователей программных продуктов MSC 2003. http://www.mscsoftware.ru/conf/conf_ru2003_4

9. Труды ГДЛ-ОКБ XVIII. — М.: Энергомаш, 2000. С.115—124.