

УДК 534.282+620.178.5:62-226.2

В.М. МЕРКУЛОВ, Ф.Д. ИЛЮЩЕНКО*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***РАЗРАБОТКА БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН
С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ НАДЕЖНОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ**

Приведены результаты аналитического исследования особенностей рабочих лопаток турбин с бандажными полками, имеющими плоские боковые стороны по которым происходит контакт при образовании замкнутой кольцевой связи. Указываются основные подходы по их проектированию.

рабочая лопатка, бандажная полка, контактная поверхность, угол закрутки пера, угол наклона контактных поверхностей

Введение

Рабочие лопатки турбины являются наиболее нагруженными, ответственными и массовыми деталями газотурбинного двигателя. В современном турбостроении широко применяются бандажированные рабочие лопатки турбин, что позволяет повысить экономичность турбомашин, уменьшить массу ротора, снизить вибронпряженность лопаток, и следовательно, повысить ресурс их работы. Поэтому дальнейшее совершенствование конструкции бандажированных лопаток с целью повышения их надежности и технологичности является одной из актуальнейших проблем современного двигателестроения.

В настоящее время в практике конструирования рабочих лопаток турбин наряду с широко известными Z-образными бандажными полками начали находить применение рабочие лопатки с бандажными полками, имеющими плоские боковые торцы по которым происходит контакт (так называемые беззиговые бандажные полки). Такие лопатки более технологичны в изготовлении, они не имеют концентраторов напряжений на бандажных полках, у них отсутствует перетекание газа через зазор по стыкам полок, а напряжения смятия на контактных поверхностях имеют более низкие значения за счет большей по-

верхности соприкосновения. Однако их применение связано с определенными ограничениями.

Целью данной работы является исследование особенностей конструкции рабочих лопаток с беззиговыми бандажными полками и определение основных параметров и условий влияющих на их работоспособность.

Предмет исследования

В рассматриваемом рабочем колесе турбины (рис. 1) взаимодействие лопаток между собой осуществляется по контактным поверхностям K бандажных полок, образующих замкнутую кольцевую связь.

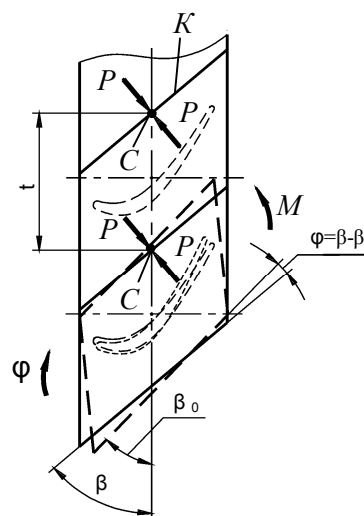


Рис. 1. Схема взаимодействия бандажных полок

Связность лопаток на круг обеспечивается за счет упругой закрутки пера на угол φ . При этом на бандажные полки лопаток действует крутящий момент

$$M = G\varphi,$$

где G – жесткость лопатки на кручение пера.

Многолетняя практика показала, что основным параметром, характеризующим уровень кольцевой бандажной связи, является сила P контактного давления между полками

$$P = \frac{M}{t \cos \beta} = \frac{G\varphi}{t \cos \beta}.$$

Угол φ при работе двигателя определяется следующим соотношением:

$$\varphi = \varphi_M - \varphi_P - \varphi_B + \varphi_T,$$

где φ_M – угол закрутки бандажной полки при монтаже;

φ_P – угол поворота бандажной полки из-за раскрутки пера лопатки в поле центробежных сил;

φ_T – угол поворота бандажной полки вследствие ее температурного расширения;

φ_B – угол поворота бандажной полки из-за вытяжки лопаток и диска от действия центробежных сил и температуры.

Рассматриваемая бандажная связь обладает такой особенностью, что при работе двигателя перо лопатки раскручивается в поле центробежных сил таким образом, что уменьшает действие монтажного угла закрутки.

Обеспечение необходимого эксплуатационного угла закрутки бандажной полки за счет температурного состояния бандажных полок и вытяжки лопаток и диска является проблематичной задачей. Анализ указанных факторов показал, что они в достаточной степени исключают друг друга.

Наиболее реальным является проектирование пера с геометрическими характеристиками, обеспечивающими необходимый монтажный угол закрутки бандажной полки и небольшую раскрутку концевой части пера в поле центробежных сил.

Беззиговые бандажные полки имеют конструктивные ограничения по выполнению угла наклона контактных поверхностей β из-за необходимости обеспечения их сопряжения с концевым сечением пера.

Конструктивная проработка возможности создания беззиговых бандажных полок на базе существующих лопаток показала, что значения угла β могут находиться в диапазоне от 45 до 70°. При этом необходимо учитывать, что выбираемый угол β для конструкции бандажной полки должен обеспечивать проскальзывание по контактным поверхностям при изменении режима работы двигателя в связи с несогласованием между шагом лопаток на радиусе полок и размерами полок. Наиболее опасным с точки зрения заклинивания является переходный режим, вызывающий увеличение угла закрутки пера лопатки.

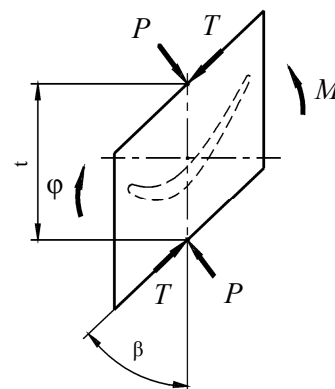


Рис. 2. Силы, действующие на бандажную полку на переходном режиме, при увеличении угла закрутки φ

В этом случае на полку кроме момента от пера M , сил P от соседних полок действуют силы трения T по контактным поверхностям (рис. 2). Для проворота полки должно соблюдаться условие:

$$Pt \cos \beta \geq M + Tt \sin \beta,$$

где $T = Pf$; f – коэффициент трения по контактными поверхностям.

После соответствующих преобразований получаем неравенство

$$P \geq \frac{M}{t \sin \beta (ctg \beta - f)}.$$

Откуда, можно заключить, что при угле β , соответствующем $ctg \beta = f$, $P = \infty$, а при $ctg \beta < f$ сила P приобретает отрицательное значение. Это свидетельствует о том, что при данных значениях угла β проворот полок будет невозможен.

Используя данные работы [2] и учитывая грубую шероховатость контактных поверхностей после испытаний, коэффициент трения можно принять равным 0,6...0,7, тогда соответствующее максимальное значение угла β , обеспечивающее проскальзывание, будет составлять $60^\circ \dots 55^\circ$.

При проектировании бандажных полок необходимо учитывать неравномерность распределения давлений по контактным поверхностям.

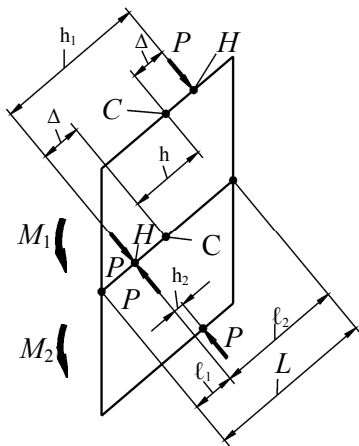


Рис. 3. Схема действующих на полки сил при $M_1 > M_2$

Если моменты M_1 и M_2 , действующие на полки соседних лопаток равны т. е. $M_1 = M_2 = M$, то распределение давлений по контактным поверхностям равномерное и их равнодействующие силы P приложены посредине участка L в точке C (рис. 1).

Рассмотрим схему взаимодействия бандажных полок (рис. 3) когда из-за наличия технологических допусков на изготовление $M_1 \neq M_2$. В этом случае распределение давлений по контактным поверхностям

будет неравномерным, вследствие этого точка приложения силы P сместится на расстояние Δ

$$\Delta = \frac{t \cos \beta (k - 1)}{2(k + 1)},$$

где $K = \frac{M_1}{M_2}$ при $M_1 \geq M_2$.

Определим распределение давления q по контактным поверхностям, принимая в первом приближении, что оно изменяется по линейному закону.

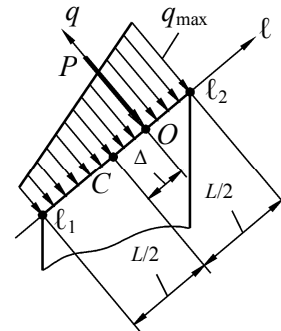


Рис. 4. Схема распределения давления на контактной поверхности

Из системы уравнений равновесия:

$$\int_{l_1}^{l_2} q l dl = 0, \quad \int_{l_1}^{l_2} q dl = P$$

с учетом, что $q = Al + B$ (где A и B коэффициенты уравнения) находим

$$q_{\max} = \frac{P}{L} \left(6 \frac{\Delta}{L} + 1 \right).$$

Если максимальное давление $q_{\max}$, отнесенное к усредненному равномерно распределенному давлению $\frac{P}{L}$, обозначить как максимальное относительное давление

$$\overline{q_{\max}} = \frac{q_{\max}}{P/L},$$

а относительную длину контактной поверхности как

$$\overline{L} = \frac{L}{t}$$

и учитывая полученное значение Δ получим

$$\overline{q_{\max}} = 3 \frac{\cos \beta}{\overline{L}} \left(\frac{k - 1}{k + 1} \right) + 1.$$

Анализ параметров входящих в полученную зависимость показывает, что минимальное значение угла β может составлять 45° , а максимальное значение отношения моментов k достигать величины 1,5, тогда для значений $\bar{L} = 1,04 \dots 1,39$, характерных для данного типа бандажной связи, получим, что $q_{\max}$ может превышать усредненную величину давления q в 1,3...1,4 раза.

Для рабочих лопаток с Z-образными бандажными полками относительная длина контактной поверхности обычно составляет $\bar{L} = 0,21 \dots 0,25$.

Учет указанной неравномерности для них выполненный в [3] показывает, что уровень максимальных контактных напряжений может отличаться от расчетного значения, определенного для равномерного распределения давления, в десять и более раз.

Это требует внедрения в лопатки дополнительных технологических, или конструктивных мероприятий, уменьшающих указанную неравномерность.

Беззиговые бандажные полки, имеют большую относительную длину контактных поверхностей, за счет чего обеспечивается более равномерное распределение давлений по контактным поверхностям в собранном колесе, имеющем разные значения моментов M передаваемых от пера к бандажным полкам. Дополнительные мероприятия при этом не требуются.

Заключение

Результаты проведенных аналитических исследований использованы при проектировании более 10 типов лопаток турбин с беззиговыми бандажными полками, которые внедрены в конструкцию рабочих колес турбин ряда опытных и серийных авиационных двигателей и газотурбинных приводов наземного применения. При этом снизилась трудоемкость изготовления лопаток, повысились их надежность и ресурс.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Гостехиздат, 1962. – 37 с.
3. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полок рабочих лопаток турбомашин // Проблемы прочности. – 1982. – № 8. – С. 58-60.
4. Кривошей В.Я. К методике расчета напряженности элементов бандажных полок рабочих лопаток турбомашин // Проблемы прочности. – 1988. – № 6. – С. 96-98.

Поступила в редакцию 1.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.