

Влияние угла изогнутости профиля турбинной лопатки на ее температурное и термонапряженное состояние при неравномерном нагреве

А. И. Петренко

Киев, Украина

Оценивалось влияние угла изогнутости профиля турбинной лопатки на ее температурное и термонапряженное состояние в нестационарном температурном режиме. Показано, что при неравномерном нагреве угол изогнутости несущественно влияет на уровень температур и температурное распределение по профилю, однако уровень термических напряжений на кромках лопатки от внутренних связей изменяется значительно. Выявлена возможность возникновения независимо от величины угла изогнутости высоких уровней термических напряжений в сопловых и рабочих турбинных лопатках при ограничении внешними связями их термического изгиба вследствие неравномерного нагрева.

Ключевые слова: турбинная лопатка, угол изогнутости профиля, неравномерный нагрев, внутренние и внешние связи, термические напряжения.

Транспортные газотурбинные двигатели (ГТД) как авиационные, так и судовые, а также газотурбинные установки (ГТУ) различного назначения (энергетические, приводные, пиковые) значительную часть времени работают в нестационарных режимах, обусловленных запусками, приемистостями, переходами с режима на режим, остановами. При этом лопатки турбин подвергаются периодическому неравномерному нагреву и соответствующему изменению термических напряжений. Учитывая, что газовая турбина – один из наиболее ответственных узлов ГТД или ГТУ, а ее ресурс в основном определяется лопаточным аппаратом, увеличение ресурса и надежности последнего является весьма актуальной задачей. Решение данной задачи осуществляется главным образом на стадии проектирования газовой турбины путем выбора соответствующих конструктивных параметров, в том числе снижающих уровень термических напряжений в лопатках, и специальными технологическими мероприятиями. Как правило, при проектировании газовой турбины нельзя использовать разработанные ранее решетки профилей для других ГТД или ГТУ, какими бы эффективными они не были.

Основными конструктивными параметрами турбинной лопатки, определяемыми при проектировании проточной части турбины, есть входной и выходной углы профиля, которые влияют на изогнутость последнего, характеризуемую углом изогнутости профиля θ . Геометрически угол θ определяется как смежный с углом, образованным касательными к средней линии профиля во входной и выходной кромках. В зависимости от типа турбины, степени реактивности ее решетки, окружной скорости, угла установки лопаток в решетке угол θ может изменяться в широких пределах (преимущественно 60...120°) [1]. При проектировании конкретного лопаточного аппарата угол изогнутости профиля турбинной лопатки, удовлетворяющий газодинамическим требованиям, может быть изменен в некоторых пределах исходя из конструктивных соображений.

Цель настоящей работы – исследование влияния угла изогнутости профиля турбинной лопатки на ее температурное и термонапряженное состояние при неравномерном нагреве.

При этом используются следующие условия и допущения. Рассматривается прямая решетка лопаток с постоянным по высоте удлиненным профилем, характерным для транспортных осевых ГТД; параметры потока на входе в решетку одинаково циклически изменяются при различных углах изогнутости профиля; сохраняется безударный вход потока в решетку; профили различной кривизны строятся путем изгиба исходного профиля (рис. 1), причем для всех профилей сохраняется длина средней линии и площадь профиля, радиусы входной и выходной кромок, шаг решетки; главные оси термоупругой жесткости поперечного сечения выбираются приведенными по признаку пропорциональности массы элементарного участка площади сечения модулю упругости, а ось пера лопатки является геометрическим местом термоупругих центров сечений.

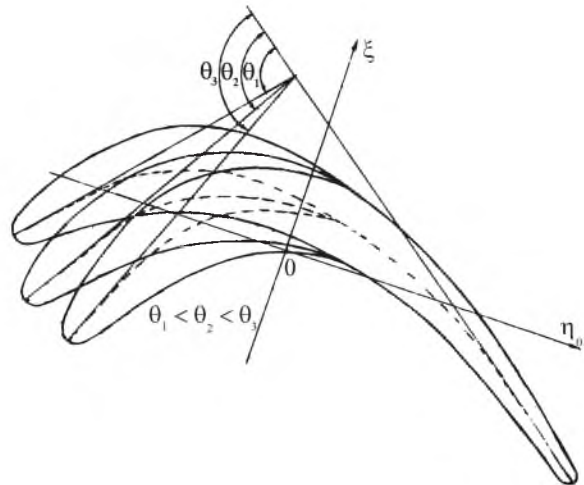


Рис. 1. Исходные профили с различными углами изогнутости θ .

Углы изогнутости профиля выберем изменяемыми в широком диапазоне: 60, 90 и 120°. Определим вначале температурное состояние профиля с различными углами изогнутости при нестационарном (циклическом) температурном режиме. Решение задачи осложняется тем, что изогнутость профиля влияет на его обтекание, а следовательно, и на распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по периметру профиля. Это, в свою очередь, влияет на распределение температуры по профилю. На практике нестационарный температурный режим характеризуется фактически чередованием нагревов и охлаждений, причем вместе с расходом топлива почти мгновенно изменяются температура и давление газа из-за незначительности объема между турбиной и компрессором [2]. Поэтому при практических расчетах нестационарный температурный режим можно разделить на участки, для которых параметры газа можно принимать постоянными, и рассчитывать для них теплообмен между газом и пером лопатки отдельно. При решении задачи нестационарной теплопроводности для профиля лопатки

начальное условие для какого-либо участка режима есть конечное распределение температуры по профилю для предыдущего участка режима. Правильность такого подхода подтверждена экспериментально [3]. Последовательность расчета нестационарных температурных полей в турбинных лопатках состоит в предварительном определении эпюр скоростей газа вдоль контура профиля, например, по методу Самойловича–Шерстюка [4], локальных коэффициентов теплоотдачи по профилю отдельно для каждого участка режима по методике Зысиной-Моложен [5] и решению задачи нестационарной теплопроводности.

На рис. 2 представлены полученные методом конечных элементов [6] при решении двухмерной задачи нестационарной теплопроводности температурные распределения в сечениях лопаток из жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР (длина средней линии профиля 34 мм, максимальная толщина профиля 4,3 мм) для различных углов изогнутости при установившемся термоциклическом режиме $1150 \pm 300^\circ\text{C}$ по температуре газа на входе в решетку. В этом случае время нагрева в цикле равно 5 с, время охлаждения – 10 с. Значения температур выбраны в конце нагрева и охлаждения и представлены в виде распределений температур вдоль развертки s средней линии профиля, поскольку поперек профиля перепад температур для профилей различной кривизны составлял всего несколько градусов, в то время как вдоль профиля при нагреве – $240 \dots 300^\circ\text{C}$, при охлаждении – $130 \dots 170^\circ\text{C}$.

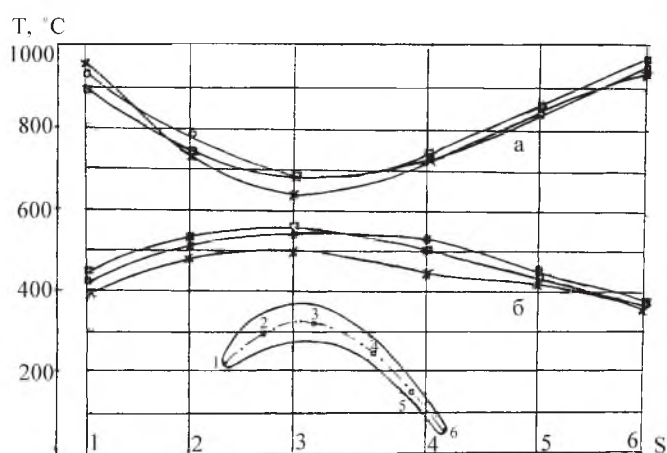


Рис. 2. Распределение температур вдоль средних линий профилей различной изогнутости в конце нагрева (а) и в конце охлаждения (б): □ – $\theta = 60^\circ$; ○ – $\theta = 90^\circ$; × – $\theta = 120^\circ$.

Видно, что как при нагреве, так и при охлаждении характер распределения температур по профилю для углов изогнутости 60° и 90° практически одинаков: значения температур входной и выходной кромок, а также средней части профиля отличаются всего на $20 \dots 25^\circ\text{C}$. Для профилей с углами изогнутости 90° и 120° разность между температурой входных кромок и средних частей профиля составляет $50 \dots 60^\circ\text{C}$ при некотором отличии характера распределения температуры по профилю при охлаждении. Следовательно, различная изогнутость профиля при прочих равных условиях

несущественно влияет на уровень температуры и ее распределение по профилю при нестационарном температурном режиме.

Рассмотрим влияние угла изогнутости профиля на уровень и распределение нормальных к поперечному сечению термических напряжений. При этом напряжениями, векторы которых лежат в плоскости поперечного удлиненного сечения, можно пренебречь. Термические напряжения при неравномерном нагреве в сопловых и рабочих турбинных лопатках возникают вследствие внутренних и внешних связей, причем внутренние связи характеризуются упругосвязанными перемещениями отдельных точек пера вдоль его оси, а внешние – ограничением (стеснением) термических перемещений пера. В сопловых лопатках термические напряжения от внешних связей возникают в случае такого крепления к корпусным деталям лопаток, при котором отсутствует возможность их полного свободного изгиба от неравномерного нагрева (термического изгиба), в то время как свободное термическое удлинение предусматривается всегда. Для рабочих лопаток ограничение температурного изгиба обусловлено воздействием центробежных сил, стремящихся спрямить искривившуюся от неравномерного нагрева ось лопатки.

На рис. 3 представлено распределение термических напряжений от внутренних связей вдоль средних линий профиля различной изогнутости в конце нагрева и охлаждения, т.е. на 5- и 15-й с установившегося температурного цикла. Хотя температурные распределения при различных углах изогнутости профиля изменяются незначительно, растягивающие и сжимающие термические напряжения на кромках лопаток изменяются существенно. В частности, для наиболее напряженных входных кромок профилей с углами изогнутости 60, 90 и 120° термические напряжения соответственно составляют в конце нагрева: –337, 51 и –225 МПа, в конце охлаждения: 209, –13 и 121 МПа. Термические напряжения на входных кромках лопаток с углами изогнутости профилей 60, 90 и 120° на 1-й с (начало нагрева) составили соответственно –186, –163 и –346 МПа, на 7-й с (начальная стадия охлаждения) – соответственно 125, 193 и 296 МПа.

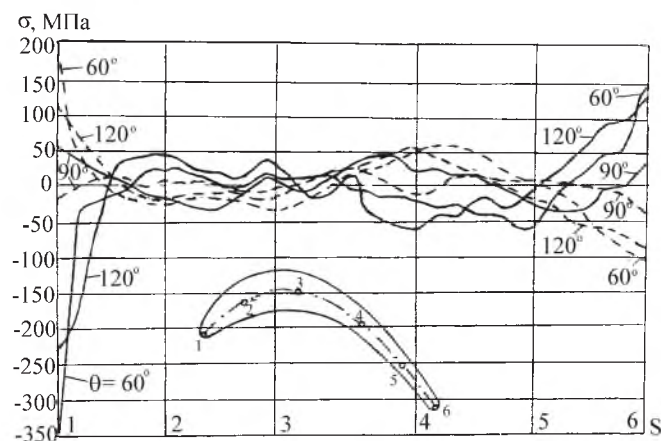


Рис. 3. Распределение термических напряжений от внутренних связей вдоль средних линий профилей различной изогнутости в конце нагрева (сплошные линии) и в конце охлаждения (штриховые линии).

Анализ напряжений показал, что с увеличением угла изогнутости профиля уровень максимальных термических напряжений от внутренних связей смещается с момента окончания нагрева и охлаждения на моменты их начала, а наименьшие величины термических напряжений в течение всего цикла изменения температур имеют место при средних углах изогнутости профиля 80...100° (результаты расчетов для углов 80 и 100° не представлены).

При определении термических напряжений в сопловых лопатках от внешних связей ограничимся случаем крепления лопатки, когда жестко закреплен один конец лопатки, а поперечные температурные перемещения другого конца ограничены вследствие его опирания на корпусную деталь. Для лопатки постоянного профиля с одинаковой неравномерностью распределения температуры в сечениях по всей длине получим

$$\sigma_T(l, \xi) = \frac{3\bar{m} E \xi l \int_F E \xi \alpha T dF}{2L \int_F E \xi^2 dF}, \quad (1)$$

где $\sigma_T(l, \xi)$ – термическое напряжение в точке рассматриваемого сечения, находящейся на расстоянии l от опертого конца лопатки и на расстоянии ξ от приведенной главной оси η наименьшей жесткости сечения, $0 \leq l \leq L$; L – длина лопатки; E – модуль упругости материала; F – площадь поперечного сечения лопатки; α – коэффициент линейного теплового расширения материала; T – изменение температуры в данной точке сечения; \bar{m} – относительное ограничение термического поперечного перемещения конца лопатки, $0 \leq \bar{m} \leq 1$. При $\bar{m} = 0$, т.е. при отсутствии внешней связи, конец лопатки в поперечном направлении перемещается свободно, и напряжения $\sigma_T(l, \xi) = 0$. Отношение интегралов по площади в формуле (1) есть относительный угол поворота сечений от неравномерного нагрева.

Примем, что термические поперечные перемещения конца лопатки (вследствие температурного изгиба последней) ограничены наполовину, т.е. $\bar{m} = 0,5$, и напряжения определяются в среднем по длине сечения ($l = 0,5L$). В сечении будем рассматривать наиболее напряженную входную кромку профиля. Расчеты по формуле (1) при представленных на рис. 2 температурных распределениях в конце нагрева и охлаждения свидетельствуют о существенном уровне возникающих термических напряжений от внешней связи. Для профилей с углами изогнутости 60, 90 и 120° эти напряжения в конце нагрева соответственно составили: –223, –251 и –214 МПа, в конце охлаждения: 122, 167 и 87 МПа. Видно, что при изменении угла изогнутости профиля θ уровень термических напряжений изменяется мало, что объясняется несущественным по величине изменением произведения относительного угла поворота сечения от неравномерного нагрева на расстояние ξ входной кромки профиля от приведенной главной оси η наименьшей жесткости сечения: с увеличением угла θ растет расстояние ξ , однако уменьшается относительный угол поворота сечений от неравномерного нагрева, и наоборот. Заметим, что при $l = L$, т.е. в жестко закрепленном конце лопатки, и полном ограничении термических поперечных перемещений другого конца

($\bar{m} = 1$) указанные термические напряжения от внешней связи увеличиваются в четыре раза, и материал лопатки входной кромки будет испытывать упругопластическое деформирование. Поэтому для сопловых лопаток при значительном неравномерном нагреве по профилю целесообразно конструктивно обеспечивать в наибольшей мере их свободный термический изгиб.

Рассмотрим влияние изогнутости профиля консольно закрепленных рабочих турбинных лопаток на термические напряжения от внешней связи, каковой следует считать центробежные силы масс лопаток. Очевидно, что вследствие изгиба лопатки от неравномерного нагрева вектор центробежных сил массы лопатки, расположенной выше рассматриваемого сечения, не проходит через центр масс последнего, что приводит к возникновению изгибающего момента и соответствующих изгибных напряжений. Последние следует считать термическими, поскольку первопричина их появления – неравномерная температура профиля, вследствие чего искривляется продольная ось лопатки.

При расчетах для упрощения полагаем, что плоскость наименьшей изгибной жесткости совпадает с плоскостью вращения, а температурным изгибом лопатки в плоскости наибольшей изгибной жесткости можно пренебречь. Изгибающий момент без учета упругости лопатки описывается формулой

$$M_{\eta_T}^*(r) = \rho\omega^2 \left[\int_r^R F(r_1)r_1\xi_T(r_1)dr_1 - \xi_T(r) \int_r^R F(r_1)r_1dr_1 \right], \quad (2)$$

где ρ – плотность материала лопатки; ω – угловая скорость вращения лопатки; r – текущий радиус сечения лопатки (расстояние от оси вращения ротора турбины до сечения лопатки); R – радиус периферийного сечения пера лопатки; r_1 – радиус пера лопатки, изменяющийся в пределах $r \dots R$; $\xi_T(r_1)$ – температурный прогиб оси пера лопатки вдоль радиуса r_1 ; $\xi_T(r)$ – температурный прогиб оси пера лопатки в текущем сечении,

$$\xi_T(r) = \frac{(r - r_0)^2 \int_F E\xi\alpha TdF}{2 \int_F E\xi^2 dF} \quad (3)$$

(r_0 – радиус корневого сечения пера лопатки).

Подставим (3) в (2) и проведем интегрирование с учетом, что по длине пера постоянны площадь поперечного сечения и относительный угол поворота сечения от неравномерного нагрева:

$$M_{\eta_T}^*(r) = \frac{\rho\omega^2 F \int_F E\xi\alpha TdF}{2 \int_F E\xi^2 dF} \left[\frac{R^4 - r^4}{4} - 2r_0 \frac{R^3 - r^3}{3} + (2r_0r - r^2) \frac{R^2 - r^2}{2} \right]. \quad (4)$$

Упругость лопатки приводит к снижению изгибающего момента $M_{\eta\Gamma}^*(r)$ при действии центробежных сил, поскольку они уменьшают термические прогибы оси лопатки. Влияние упругости лопатки будем учитывать путем решения соответствующего интегрального уравнения относительно изгибающего момента, для которого выражение (4) является исходной функцией:

$$M_{\eta\Gamma}(r) = M_{\eta\Gamma}^*(r) - \int_r^R P(r_1) \int_{r_0}^{r_1} \frac{M_{\eta\Gamma}(r_2)}{\int_F E \xi^2 dF} dr_2 dr_1, \quad (5)$$

где

$$P(r_1) = \rho \omega^2 \int_r^R F(r_1) r_1 dr_1.$$

Сокращенно уравнение (5) можно записать в виде

$$M_{\eta\Gamma}(r) = M_{\eta\Gamma}^*(r) - KM_{\eta\Gamma}(r).$$

Интегральный оператор $KM_{\eta\Gamma}(r)$ в нашем случае представляет собой интегральное преобразование изгибающего момента в произведение упругих прогибов оси лопатки на центробежные силы масс лопатки, т.е. функцию влияния упругости лопатки. Расчетное уравнение при использовании метода подобной итерации запишем так:

$$M_{\eta\Gamma,i+1} = M_{\eta\Gamma}^* - \beta_{i+1} KM_{\eta\Gamma,i}, \quad (6)$$

где

$$\beta_{i+1} = \frac{\int_{r_0}^R M_{\eta\Gamma}^*(r) dr}{\int_{r_0}^R M_{\eta\Gamma,i}(r) dr + \int_{r_0}^R KM_{\eta\Gamma,i}(r) dr}.$$

После нахождения коэффициента β_{i+1} и подсчета $M_{\eta\Gamma,i+1}$ расчет повторяется. Обычно достаточно выполнить два-три приближения.

Расчеты изгибающих моментов по уравнениям (4) и (6) для консольно закрепленных рабочих лопаток с различными углами изогнутости профилей выполним при представленных на рис. 2 температурных распределениях. Примем, что корневое сечение пера лопатки длиной $L = 100$ мм находится от оси вращения на расстоянии $r_0 = 200$ мм, частота вращения $n = 12000$ об/мин. Полагаем, что изгибающий момент от газовой нагрузки скомпенсирован в поле центробежных сил моментом от конструктивных выносов центров масс сечений. Величины изгибающих моментов от неравномерного нагрева по профилю в поле центробежных сил в корневом сечении для профилей с углами изогнутости 60, 90 и 120° без учета упругости лопатки в конце

нагрева соответственно составили: -5185 , -3838 и -3019 Н·см, в конце охлаждения: 2274 , 1940 и 876 Н·см, с учетом упругости лопатки соответственно: -2566 , -2512 , -2223 Н·см и 1219 , 1336 , 674 Н·см.

Из приведенных данных видно, что для рассмотренного примера упругость лопатки в поле центробежных сил в среднем в 1,5...2 раза уменьшает изгибающий момент. Результаты расчета с учетом упругости свидетельствуют о незначительном влиянии угла изогнутости профиля на величину изгибающего момента от неравномерного нагрева по профилю в поле центробежных сил. Для входной кромки профиля из-за различного ее расстояния ξ от приведенной главной оси η наименьшей жесткости сечения при различных углах изогнутости θ , а также зависимости модуля упругости E материала лопатки от температуры имеет место тенденция к уменьшению изгибных термических напряжений от центробежных сил при увеличении угла θ . Так, в корневом сечении указанные напряжения при углах изогнутости профиля 60 , 90 и 120° в конце нагрева соответственно составили: -383 , -294 и -197 МПа, в конце охлаждения: 192 , 177 и 69 МПа. Суммарное напряжение во входной кромке корневого сечения, состоящее из термического напряжения от внутренних связей, изгибного термического напряжения от центробежных сил и растягивающего напряжения от центробежных сил, для углов изогнутости профиля 60 , 90 и 120° в конце нагрева соответственно составило: -386 , 91 и -88 МПа, в конце охлаждения: 735 , 498 и 524 МПа. В данном случае указанное напряжение при угле изогнутости $\theta = 60^\circ$ как в конце нагрева (910°C), так и в конце охлаждения (440°C) находится на уровне соответствующего предела текучести материала лопатки, который без изгибных термических напряжений от центробежных сил не был бы достигнут. Это свидетельствует о необходимости учета при неравномерном нагреве рабочих турбинных лопаток термических напряжений не только от внутренних связей, но и от центробежных сил.

Выводы

1. Различная изогнутость профиля турбинных лопаток при прочих равных условиях незначительно влияет на уровень и распределение температур по профилю при нестационарном температурном режиме, однако уровень термических напряжений на кромках лопаток от внутренних связей при этом изменяется существенно.

2. Относительно меньшие величины термических напряжений от внутренних связей при неравномерном нагреве турбинных лопаток с различной изогнутостью профиля имеют тенденцию смещаться к таковым со средней изогнутостью профиля.

3. В сопловых турбинных лопатках при неравномерном нагреве, даже при частичном ограничении их температурного изгиба внешними связями, могут возникать высокие уровни термических напряжений на кромках независимо от величины угла изогнутости профиля.

4. В рабочих турбинных лопатках при неравномерном нагреве изгибные термические напряжения на кромках от центробежных сил с увеличением изогнутости профиля имеют тенденцию к уменьшению, однако их уровень в корневом и близких к нему сечениях может быть достаточно высоким,

поэтому при оценке термонапряженного состояния рабочих лопаток ими пренебрегать нельзя.

Резюме

Оцінювався вплив кута зігнутості профілю турбінної лопатки на її температурний та термонапружений стан за нестационарного температурного режиму. Показано, що при нерівномірному нагріванні кут зігнутості незначно впливає на рівень температур і температурний розподіл по профілю, однак рівень термічних напружень на кромках лопатки від внутрішніх зв'язків змінюється суттєво. Виявлено можливість виникнення незалежно від величини кута зігнутості профілю високого рівня термічних напружень у соплових і робочих турбінних лопатках при обмеженні зовнішніми зв'язками їх температурного згину внаслідок нерівномірного нагрівання.

1. *Газотурбинные* установки. Конструкции и расчет / Под общ. ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
2. *Кириллов И. И.* Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок. – Л.: Машиностроение, 1988. – 448 с.
3. *Петренко А. И.* Температурные перемещения в естественно закрученных турбинных лопатках при неравномерном нагреве // Пробл. прочности. – 1999. – № 4. – С. 116 – 124.
4. *Шерстюк А. Н.* Расчет течений в элементах турбомашин. – М.: Машиностроение, 1967. – 187 с.
5. *Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П.* Теплообмен в турбомашинах. – Л.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
6. *Seegerlind L. J.* Applied finite element analysis. – New York: Wiley, 1976. – 422 p.

Поступила 18. 03. 04