

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

П. С. Макаренко

Научный руководитель профессор П. В. Бурков

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

В настоящее время количество газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом по суммарной мощности достигло 80 % от общей установленной мощности приводов на газокompрессорных станциях.

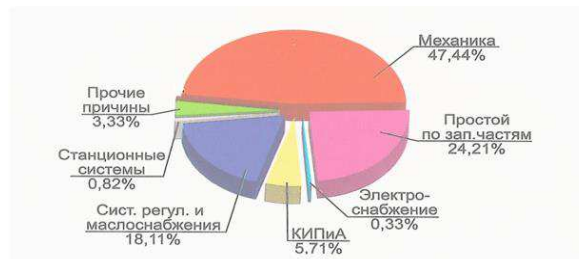


Рис.1 Время вынужденного простоя ГПА за 2011 год

Проведенный анализ эксплуатации ГТУ за 2011 год на территории Российской Федерации, показал, что наибольшая доля вынужденного простоя приходится на отказы узлов и деталей механического оборудования ГПА — 47,4%, длительные простои происходят из-за отсутствия дорогостоящих запасных частей и большой трудоемкостью ремонтов, а именно: разрушение рабочих лопаток осевого компрессора, турбины высокого и низкого давления. Эти разрушения возникают вследствие образования усталостных трещин или попадания в проточную часть посторонних предметов, а так же в результате длительного термического воздействия.

Лопатки турбомашин испытывают действие центробежных сил вращения, аэродинамических сил потока пара или газа. Эти усилия вызывают растяжение, изгиб и кручение рабочей лопатки.

Центробежные силы относятся к стационарным или медленно меняющимся силам и, следовательно, от них зависит статическая кратковременная и длительная прочность лопаток. Эти силы вызывают статическое растяжение, изгиб и кручение рабочих лопаток.

Аэродинамические силы имеют стационарные и переменные составляющие. Первые вызывают статический изгиб и кручение и, как центробежные силы, влияют на статическую прочность, вторые вызывают колебания и определяют вибрационную надежность лопаточного аппарата.

Рабочие лопатки испытывают также температурные воздействия. При переходных режимах (пуск, нагрузка, разгрузка, остановка) в рабочих лопатках турбомашин вследствие неравномерного прогрева или охлаждения возникают температурные напряжения. При повторных переходных режимах температурные воздействия определяют термоциклическую прочность рабочих лопаток.

На рисунке 2 представлена расчетная схема аэродинамических нагрузок и изгибающих моментов.

Ось z проходит через центр тяжести корневого сечения. Распределенная нагрузка, действующую на элемент, заменяется сосредоточенной силой.

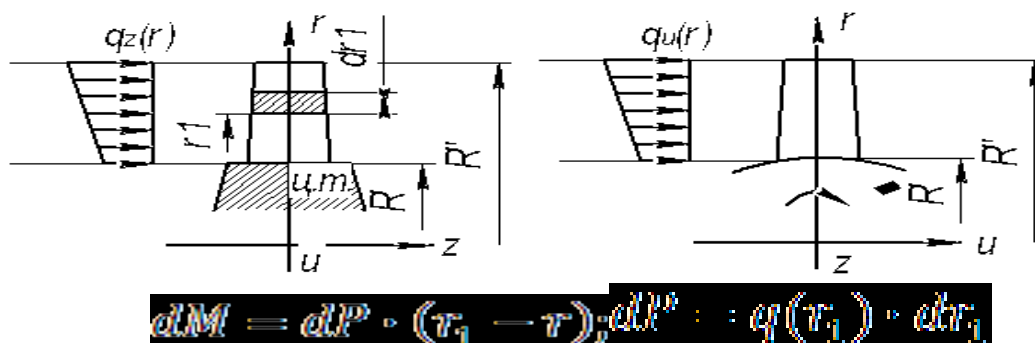


Рис.2 Расчетная схема

Наибольшие напряжения рабочие лопатки испытывают вследствие температурных воздействий, особенно при переходных режимах работы. Наиболее информативным методом определения теплового состояния охлаждаемой лопатки является тепловой расчет в трехмерной постановке. Ввиду его сложности и трудоемкости, а также определенных методических проблем в достоверном определении граничных условий на

стадии проектировочных расчетов в основном используются двумерные расчеты температурных полей в сечениях лопаток.

В настоящее время основным методом численного решения тепловых задач является метод конечных элементов, позволяющий очень точно моделировать геометрию расчетной области и граничные условия. Математически задача сводится к решению уравнения теплопроводности в плоской двумерной постановке с граничными условиями третьего рода (температура среды и коэффициент теплоотдачи на границе расчетной области). В качестве расчетных сечений берутся плоские сечения пера лопатки на нескольких значениях радиуса (обычно от 3 до 7 сечений на пера). Конечно-элементная сетка на расчетной области строится автоматически с использованием пакета программ ANSYS. [1]

Численное решение задачи теплопроводности методом конечных элементов к настоящему времени достаточно хорошо разработано и трудностей не представляет.

При практическом решении конкретных задач основные сложности возникают при задании граничных условий - необходимо в каждом граничном узле сетки задать коэффициент теплоотдачи и температуру среды.

Различают внешние границы расчетной области со стороны газа и внутренние границы со стороны охлаждающего воздуха. Границу со стороны газа разбивают на характерные зоны теплоотдачи (входная кромка, корыто, спинка, выходная кромка), в каждой из которых коэффициент теплоотдачи вычисляется по критериальным зависимостям, полученным в эксперименте. Их общий вид:

$$Nu = A Re^n \quad (1)$$

где Nu - число Нуссельта; Re - число Рейнольдса, A, n - коэффициенты, зависящие от геометрии лопаточной решетки.[2]

В пределах зоны коэффициент теплоотдачи может быть постоянным или изменяться по какой-нибудь простой зависимости. Температура газа во всех зонах задается (по результатам аэродинамического расчета проточной части турбины) равной температуре на входе в лопаточный венец (так как именно через нее вычислялись экспериментальные коэффициенты теплоотдачи, входящие в критериальные зависимости).

Для рабочих лопаток температура газа на корыте задается больше, чем на спинке - с учетом эффекта сегрегации. Для сопловых и рабочих лопаток температура газа задается с учетом радиальной, а для сопловых - и окружной неравномерности температуры газа за камерой сгорания.

Внутренние границы расчетной области со стороны охлаждающего воздуха также разбиваются на характерные зоны, коэффициент теплоотдачи в которых вычисляется по критериальным зависимостям аналогичного вида.

Лопатки с пленочным (заградительным) охлаждением имеют свои особенности расчета. Наличие отверстий перфорации и теплосъем в них учитывается или введением дополнительных зон теплоотдачи внутри расчетной области в местах расположения рядов перфорации или заданием в этих местах стоков тепла. Влияние выдуваемого воздуха на теплоотдачу со стороны газа учитывается снижением температуры газа вблизи поверхности лопатки, которое численно характеризуется значением эффективности пленки:

$$\Theta = (T_T - T_{II}) / (T_T - T_B). \quad (2)$$

Θ как функция параметров выдува и расстояния от ряда перфорации, вычисляется по эмпирическим формулам.[3]

Теплозащитное покрытие, наносимое на внешнюю поверхность лопатки, в расчете учитывается или непосредственно построением на нем конечно-элементной сетки или пересчетом коэффициента теплоотдачи со стороны газа по формуле:

$$\alpha = (1/\alpha + \delta/\lambda)^{-1} \quad (3)$$

где δ и λ - толщина и теплопроводность теплозащитного покрытия.

Для определения температурного состояния лопатки на переходных режимах проводится нестационарный расчет. Граничные условия задаются такие же, как в стационарном расчете, но как функция времени. При этом не рекомендуется пользоваться квазистационарными граничными условиями, так как запаздывание температуры охлаждающего воздуха может достигать величины, соизмеримой с постоянной времени лопатки, а относительный расход охлаждающего воздуха на переменных режимах может отличаться от стационарного на 10... 15%. Расчеты показывают, при переходном и номинальном режимах работы, особенно при переходном режиме на рабочие лопатки газотурбинных установок действуют нагрузки близкие к предельным. Поэтому оценка напряженно-деформированного состояния и определение наиболее нагруженных участков рабочей лопатки является важным фактором в определении условий безопасной эксплуатации газоперекачивающих агрегатов. Данные расчеты позволяют проводить исследования в области применения новых систем охлаждения внутренней полости лопаток, а так же исследовать новые высокожаропрочные никелевые сплавы, обладающие удовлетворительной коррозионной стойкостью.

Литература

1. Dailey, G.M. Design and Calculation Issues. Aero-Thermal Performance of Internal Cooling Systems in Turbomachines. Lecture Series 2000-03. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2000.
2. Иванов М.Я., Почуев В.П. Проблемы создания высоко-температурных турбин современных авиационных двигателей. Конверсия в машиностроении, №5, 2000.
3. А.Г. Костюк, Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов – Москва: Издательский дом МЭИ 2007. – 311 с.