УДК 534

<u>С.А. ГРИЦАН</u>*, *А.А. ЛАРИН, к.т.н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ В ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТАХ ТУРБОМАШИН МЕТОДОМ КОМБИНИРОВАННОГО РАЗЛОЖЕНИЯ ПО СОБСТВЕННЫМ ФОРМАМ НАПРЯЖЕНИЙ И ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Наиболее напряжёнными элементами паровых турбин являются лопаточные аппараты цилиндра низкого давления. Их надёжность определяется уровнем динамических напряжений при эксплуатации. Такие конструкции имеют сложную структуру с многочисленными местами концентрации напряжений. Расчёт напряжений в этих областях с использованием конечно-элементного (КЭ) подхода требует значительных вычислительных ресурсов, в частности, в динамических расчётах.

Существующие методы снижения размерности задачи вынужденных линейных колебаний в рамках КЭ постановки позволяют эффективно рассчитать только амплитуды перемещений, но для оценки надёжности и ресурса лопаточного аппарата необходимо определение динамических напряжений. Одним из недостатков наиболее распространённых методов расчёта напряжений является то, что компоненты тензора напряжений рассчитываются на каждом шаге частоты внешней нагрузки.

В статье [1] представлен метод для расчёта амплитуд динамических напряжений в анализе вынужденных линейных гармонических колебаний. Предлагаемый подход требует расчёта напряжений только один раз, при определении собственных форм (СФ) напряжений. При этом в расчётах используются лишь так называемые "активные" степени свободы (СС):

– те СС, в которых анализируется отклик системы;

– и те СС, в направлении которых прикладываются нагрузки [1, 2].

Гармонический отклик системы аппроксимируется в виде суперпозиции СФ перемещений и напряжений в "активных" СС: $\{\sigma\} = [Y_\sigma][H(\omega)][Y]^T\{F_0\}$, где $\{\sigma\}$ – вектор глобальных узловых амплитуд напряжений; $[Y_\sigma]$, $[Y]$ – матрицы, столбцы которых – СФ напряжений и перемещений соответственно; $[H(\omega)]$ – диагональная матрица передаточных функций, которые определяются моделью диссипации энергии [3]; $[\ldots]^T$ – операция транспонирования; $\{F_0\}$ – вектор узловых амплитуд нагрузки. Так как расчёты могут осуществляться только в "активных" СС, которые обычно являются относительно небольшим подмножеством всего набора СС, важной особенностью метода является заметное сокращение модели системы без каких-либо потерь точности в процессе снижения размерности.

Наконец, метод обобщается на случай циклической симметрии и произвольно приложенных в окружном направлении нагрузок. Такой подход позволяет описать поведение всего лопаточного аппарата, используя модель одного сектора [2]. Решение задачи вынужденных колебаний всей циклически симметричной конструкции (ЦСК) строится с помощью матриц динамической податливости базового сектора $[A_s(\omega)]^{(k)}$:

$$\{q\} = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 & \dots & B_N \\ B_2^T & B_1 & \dots & B_{N-1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ B_N^T & B_{N-1}^T & \dots & B_1 \end{bmatrix} \{F_0\}; \quad B_j = \frac{1}{N} \sum_{k=-\frac{N}{2}+1}^{\frac{N}{2}} e^{-i\alpha k (j-1)} [A_s(\omega)]^{(k)}; \quad (1)$$

$$[A_s(\omega)]^{(k)} = [Y_s] [H^{(k)}(\omega)] [\bar{Y}_s]^T, \text{ если } k = 0,1,\dots,\frac{N}{2}; \quad (2)$$

$$[A_s(\omega)]^{(k)} = [\bar{Y}_s] [\bar{H}^{(k)}(\omega)] [Y_s]^T, \text{ если } k = -\frac{N}{2}+1,\dots,-1, \quad (3)$$

где $\{q\}$ – вектор узловых перемещений ЦСК; N – количество секторов; k – число волн деформаций в окружном направлении; α – угол сектора; $i = \sqrt{-1}$; черта над матрицей означает комплексное сопряжение её элементов.

Так же можно получить вектор амплитуд напряжений, если в (2) и (3) заменить умножаемую слева матрицу $[Y_s]$ на матрицу СФ напряжений.

Алгоритм реализован в виде программного обеспечения (макросы APDL), которое расширяет КЭ комплекс ANSYS.

Список литературы: **1.** *Грицан С. О., Ларін О. О.* Дослідження динамічного напруженого стану в лопатках турбомашин методом комбінованого розкладання по власним формам напружень та переміщень // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Харків, 2011. – № 52. – с. 54-62. **2.** *Petrov E. P., Sanliturk K. Y., Ewins D. J.* A new method for dynamic analysis of mistuned bladed disks based on the exact relationship between tuned and mistuned systems // Journal of engineering for gas turbines and power. – ASME, 2002. – Vol. 124, pp. 586-597. **3.** *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.* The Finite Element Method. Fifth Edition. Volume 1: The Basis. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.