

И.А.Артамонов (асп., каф. МПУ), А.И.Боровков, к.т.н., проф.

## КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ 1. АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА

Ротор является наиболее ответственным элементом газотурбинной установки. В условиях эксплуатации в газотурбинной установке ротор подвергается действию центробежных сил, крутящего и изгибающего моментов, растягивающих осевых сил и нагрузки от собственного веса. Основное значение имеют центробежные силы, остальные действующие силы при нормальных условиях работы невелики. Требования повышения надежности, возрастающие с увеличением единичной мощности турбоагрегатов, вызывают необходимость исследования напряженного состояния роторов.

Рассмотрим стержневой ротор дискобарабанного типа [1] турбокомпрессора газотурбинной установки. Основными деталями ротора помимо рабочих лопаток являются диски и валы. Диски с закрепленными на них рядами рабочих лопаток и соединенные с валами образуют единую конструкцию ротора турбомашин (рис. 1). Ротор вращается в упругих опорах, которые снижают жесткость системы и вместе с ней резонансные амплитуды. С целью упрощения расчета ротора турбокомпрессора заменим упругие опорные стойки эквивалентными пружинами с соответствующими жесткостями.

Ротор содержит шестнадцать ступеней компрессора и четыре ступени газовой турбины. Каждая ступень несет на себе от 30 до 90 лопаточных аппаратов, что позволяет сделать гомогенизацию лопаток каждой ступени ротора (рис. 1) – ввести в рассмотрение эквивалентную плотность и эффективные упругие характеристики лопаточных аппаратов.

Для статического и динамического расчета ротора турбокомпрессора применена программная система конечно-элементного (КЭ) анализа ANSYS 5.5. КЭ модель ротора представлена на рис. 2 и состоит из восьмиузловых осесимметричных элементов. Общее число степеней свободы КЭ модели  $NDF = 93900$ .

Расчет напряженного состояния выполнен при следующих допущениях:

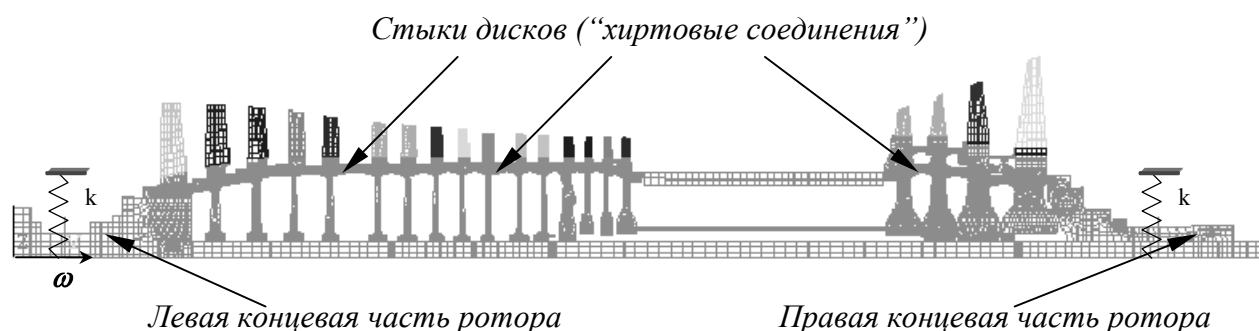


Рис. 2

- жесткости опор считаются одинаковыми;
- диски считаются равномерно нагретыми до температуры 250 °С.

Помимо лопаточных нагрузок к дискам прикладываются центробежные силы, соответствующие частоте вращения ротора. Кроме этого, на диски действуют сжимающие усилия от стяжки.

На рис. 3 представлены поля эквивалентных напряжений (напряжений по Мизесу) четырех ступеней турбины.

На основании результатов расчета минимальных запасов прочности можно констатировать, что все диски компрессора и турбины удовлетворяют требованиям Норм прочности [2] по разрушающим оборотам и по местной прочности.

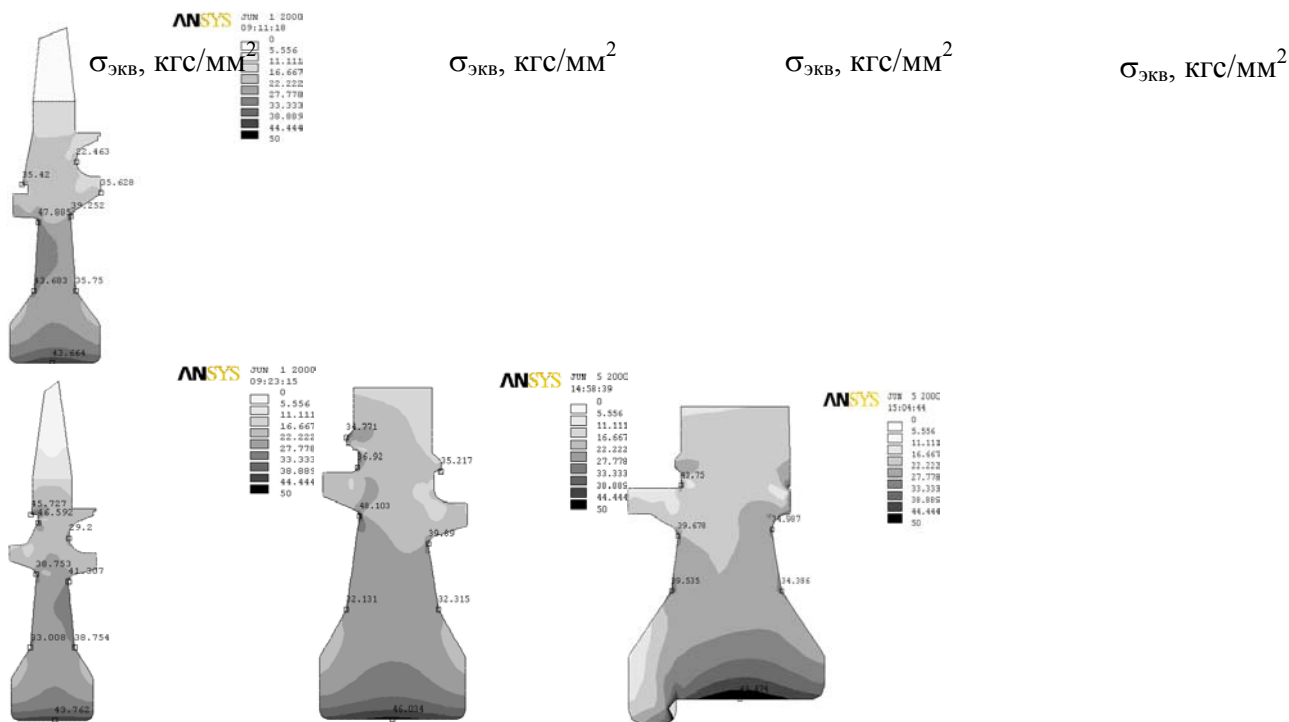


Рис. 3

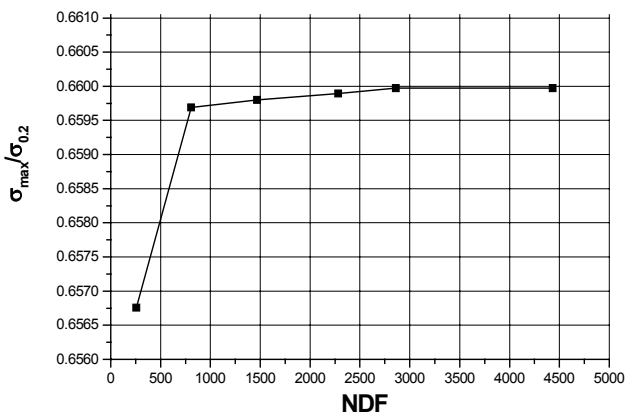


Рис. 4

Из рис. 3 следует, что наибольшие эквивалентные напряжения возникают в диске четвертой ступени турбины. Проведем исследование напряженного состояния ротора турбокомпрессора с различным числом степеней свободы в зоне ступицы этого диска.

Из представленной на рис. 4 зависимости максимального эквивалентного напряжения от общего числа степеней свободы (NDF) КЭ-модели рассматриваемого диска следует вывод о достижении практической сходимости максимального эквивалентного

напряжения в зоне ступицы диска при  $NDF > 3000$ . Аналогичные результаты имеют место и в случаях исследования практической сходимости максимальных напряжений других дисков ротора турбокомпрессора.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Манушин Э. А., Суровцев И. Г. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1990.
2. Установки газотурбинные. Расчет на прочность дисков и роторов. РТМ 108.022.106-86. М.: НПО "ЦКТИ", 1984.