

УДК 539.3

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

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ПРИ ОТРЫВЕ ЛОПАТКИ

Вращающийся ротор является источником колебаний. Такие колебания ротора могут быть вызваны внезапными динамическими воздействиями. К подобным воздействиям относится, в частности, внезапная разбалансировка ротора при поломке и вылете рабочих лопаток. В данной работе исследован переходный процесс ротора при отрыве лопатки четвертой ступени турбины ротора турбокомпрессора. В расчетных исследованиях принимались следующие допущения: жесткости опор принимались одинаковыми; диски считаются равномерно нагретыми до температуры 250 °С; натяжение стяжки не учитывалось.

Внезапный отрыв лопатки четвертой ступени турбины вызывает неуравновешенность ротора, вследствие чего возникает радиальная вращающаяся сила F с амплитудой, равной центробежной силе, которая действует на лопатку четвертой ступени турбины. Коэффициент демпфирования, который соответствует половине энергии, ушедшей за период колебаний, принимается на основе экспериментальных данных.

Движение ротора состоит из двух колебательных движений: свободных и вынужденных. Начальный этап этого движения (первые несколько циклов, в течение которых в движении участвуют свободные колебания) относят к переходному режиму. Вследствие демпфирования после короткого промежутка времени свободные колебания исчезают и остается только установившийся процесс вынужденных колебаний, постоянно поддерживаемых действием возмущающей силы. Ниже будем рассматривать наиболее опасные участки ротора, т.е. четыре ступени турбины.

На рис. 1 представлена зависимость амплитуды радиального перемещения от времени в месте приложения возмущающей силы, т.е. в месте отрыва лопатки.

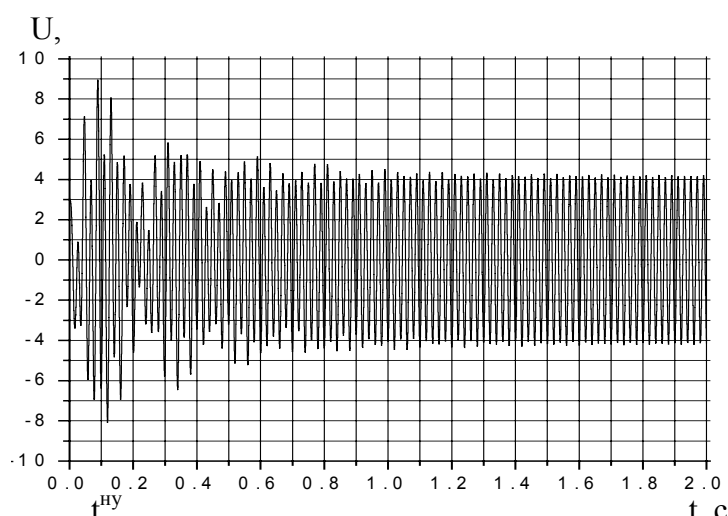


Рис. 1

ротора равно $0.96\sigma^{сж}$.

Для неустановившегося процесса поле растягивающих напряжений в момент времени $t^{ну}$ приведено на рис. 2 и среднее растягивающее напряжение в стыке между четвертой ступенью ротора и его правой концевой частью равно $2.2\sigma^{сж}$, где $\sigma^{сж}$ – напряжение от сжимающих усилий стяжки, которое обеспечивает целостность ротора.

Для установившегося процесса поле растягивающих напряжений представлено на рис. 3. Среднее растягивающее напряжение в стыке между третьей и четвертой ступенями

Проведем гармонический анализ ротора в диапазоне частот от 0 до ω . При этом амплитуда вынуждающей силы прямо пропорциональна квадрату числа оборотов, что приводит к появлению на собственных частотах сильных вибраций ротора. Продолжительная работа на резонансных режимах или близких к ним может привести к аварии. Поэтому необходимо определить опасные зоны критических оборотов.

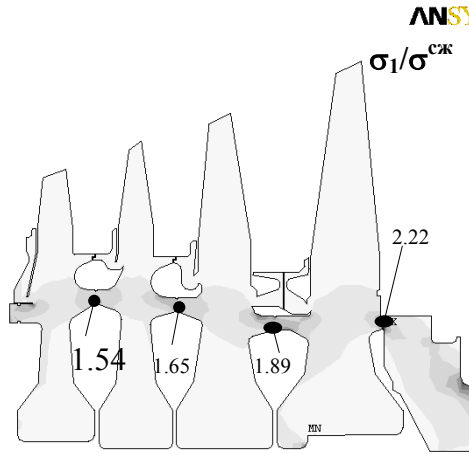


Рис. 2

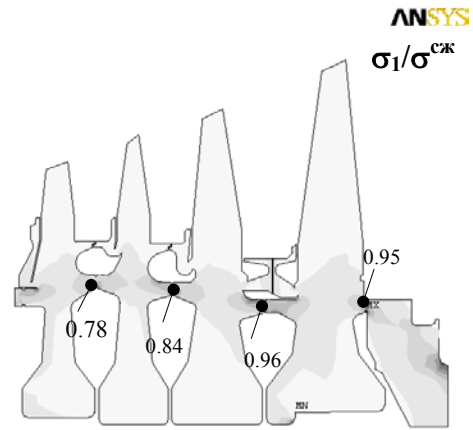


Рис. 3

На рис. 4, 5 и 6 представлены амплитуды растягивающих напряжений и указаны средние значения этих напряжений в стыках турбины для F_1 , F_2 и $F = \omega$ (частота вращения), соответственно.

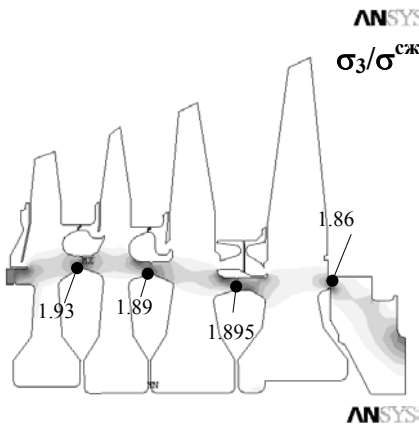


Рис. 4

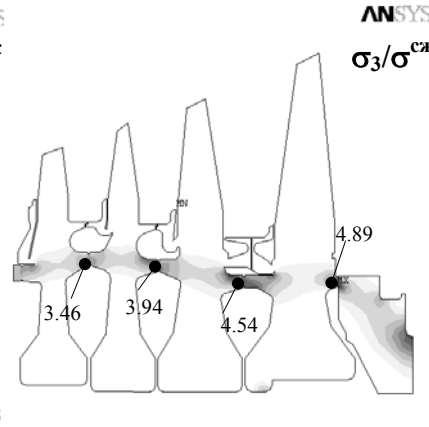


Рис. 5

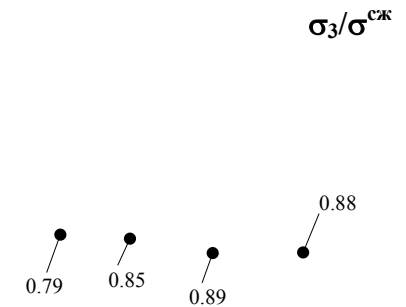
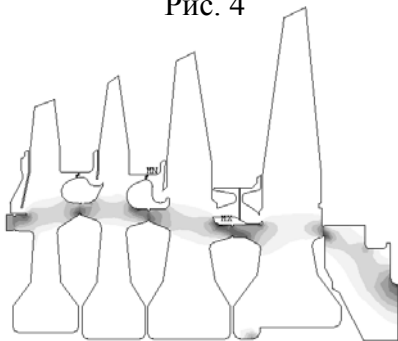


Рис. 6



После сравнения растягивающих напряжений со сжимающим напряжением стяжки установлено, что для установившегося режима растягивающее напряжение меньше сжимающего. Для неустановившегося режима растягивающее напряжение превышает сжимающее, что может привести к разрушению ротора.

Гармонический анализ в диапазоне частот от 0 до ω показывает, что нельзя работать в области первых двух критических частот из-за возникновения недопустимых напряжений и деформаций.