

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

2. ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА

Ресурс и производительность машины, предупреждение аварий, точность технологических операций, совершаемых роторной машиной, зависят прежде всего от уровня колебаний ротора.

Из трех видов колебаний роторов – поперечных, крутильных и продольных – в данной работе рассматриваются только поперечные колебания. В роторных машинах именно эти колебания имеют решающее значение.

Расчет собственных колебаний ротора проводится для  $NDF = 93500$  ( $NDF$  – общее число степеней свободы КЭ осесимметричной модели ротора).

Для выбора модели упругих опор, которая наиболее близка к реальным опорам, приведем в табл. 1 значения собственных частот для различных способов моделирования опор (рис. 1), которые имеют жесткость  $k^3$ , полученную из эксперимента и сравним эти частоты с экспериментальными  $F_1^3, F_2^3$  (табл. 1), которые получены в испытаниях рассматриваемого ротора на разгонно-балансировочном стенде АООТ ЛМЗ.

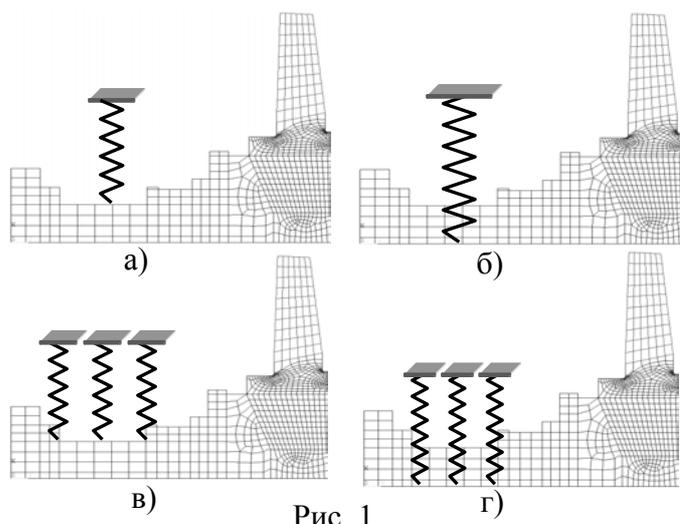


Рис. 1

Табл. 1

Вариант закрепления	Собственные частоты	
	$F_1$	$F_2$
Рис.1а	$0.98 F_1^3$	$1.13 F_2^3$
Рис.1б	$0.97 F_1^3$	<b><math>1.10 F_2^3</math></b>
Рис.1в	<b><math>1.00 F_1^3</math></b>	$1.14 F_2^3$
Рис.1г	$0.98 F_1^3$	$1.11 F_2^3$
Эксперимент	<b><math>F_1^3</math></b>	<b><math>F_2^3</math></b>

После сравнения экспериментальных и собственных частот ротора можно сказать, что расчетные частоты, соответствующие модели б) (рис. 1б), наиболее близки к экспериментальным частотам. В дальнейших исследованиях применяется данная модель упругих опор.

Первая форма колебаний ротора на абсолютно жестких опорах (рис. 2а) представляет собой классическую балочную форму с одной полуволной по длине. Вторая (рис. 2б) и третья (рис. 2в) формы являются комбинацией изгибной формы и формы колебания стяжки. Первая частота собственных колебаний балочной модели ротора, состоящей из 34 участков, вычисленная с помощью метода Рэлея – Ритца отличается от частоты КЭ модели ротора на 8 %. Этот результат свидетельствует о необходимости проведения частотного анализа ротора с помощью полномасштабной КЭ модели.

Картина колебаний ротора на податливых опорах с жесткостью  $k^3$  принципиально другая. Первая форма (рис. 3а) – комбинация твердотельной возвратно-поступательной и

первой изгибной форм. Вторая форма (рис. 3б) – комбинация твердотельной поворотной и второй изгибной форм. Третья форма (рис. 3в) – колебание стяжки. Четвертая форма (рис. 3г) – сложное взаимодействие изгибной формы колебаний ротора и стяжки.

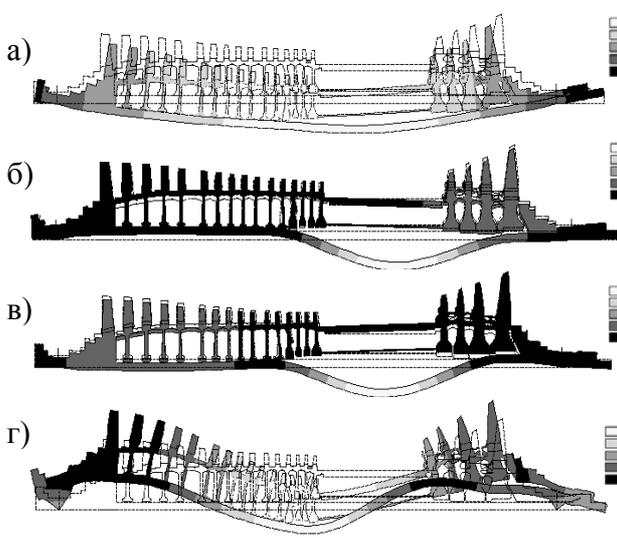


Рис. 2

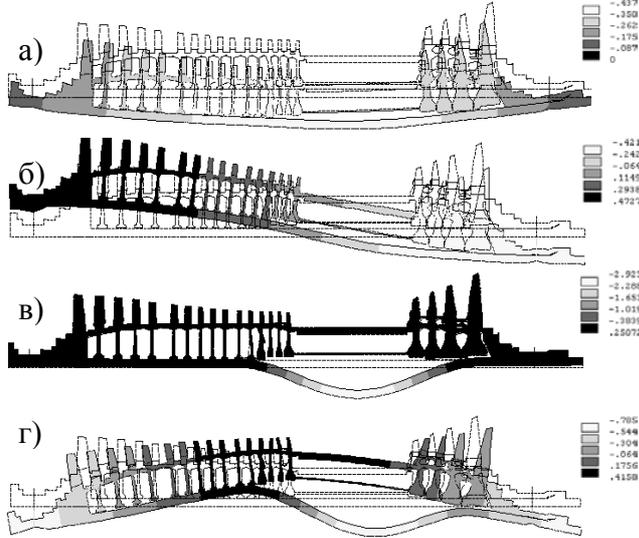


Рис. 3

Зависимости изменения частот ротора от жесткости опор представлены на рис. 4.

Приведенные на рис. 4 результаты свидетельствуют о том, что удовлетворительная частотная отстройка ротора от критической частоты ( $\omega$ , 10% [1]) достигается в диапазоне жесткостей опор ниже  $10^5$  кгс/мм. В результате анализа собственных частот можно сказать, что ротор – гибкий, т.к. рабочая частота  $\omega$  превышает первую изгибную частоту.

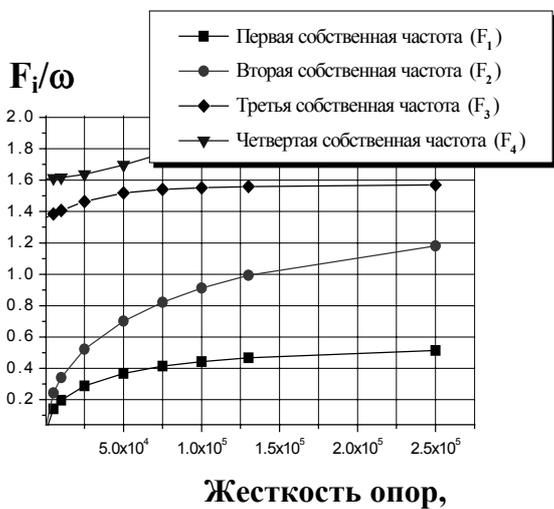


Рис. 4

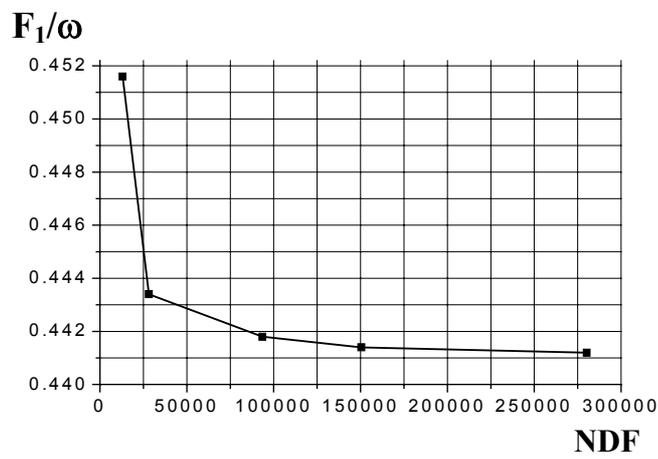


Рис. 5

Проведем КЭ исследование практической сходимости модели ротора с жесткостью опор  $k^p$  для различного числа степеней свободы. Из представленной на рис.5 зависимости первой собственной частоты от числа степеней свободы КЭ осесимметричной модели ротора можно сделать вывод о достижении практической сходимости частоты при  $NDF > 100000$ . Аналогичные результаты имеют место и в случаях исследования практической сходимости других собственных частот ротора турбокомпрессора.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Агрегаты паротурбинные и газотурбинные. Расчет критических частот валопровода. РТМ 108.020.21-83. М.: НПО "ЦКТИ", 1984.