

УДК-62-251

МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

© 2012 В. А. Антипов, Г. В. Лазуткин, С. В. Андриянов, В. А. Сазонова

Самарский государственный университет путей сообщения

В статье представлена математическая модель быстровращающегося ротора без учета демпфирования. Задача решена с учетом действия осевой статической нагрузки и гироскопического эффекта. Уравнение движения записано в матричной форме. Расчеты по разработанной модели выявили существенное влияние на АЧХ ротора продольной силы. Расчеты подтверждены экспериментальными данными.

Ротор, продольная сила, матричное уравнение, гироскопический эффект, амплитудно-частотная характеристика, подтверждение.

Ротор современного турбокомпрессора представляет собой сложную динамическую систему, подверженную воздействию интенсивной вибрационной нагрузки различного типа, и, одновременно, сам является источником интенсивной вибрации. Традиционный подход к подавлению вибрации высокооборотных роторов заключается в введении демпфирования в опорах. Однако этот метод имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что вследствие необходимости увеличения зазора в опорах возрастают утечки рабочей среды, в конечном счете приводящие к снижению эффективности турбомашин. В работах [1, 2, 3] предложены иные методы снижения вибронегативности высокоскоростных роторов турбомашин. Среди этих методов наиболее всеобъемлющий подход, изложенный в [3]. Сущность указанного метода регулирования вибрационных характеристик системы «ротор – опора» заключается в изменении физических параметров объекта путем нагружения его дополнительными силовыми факторами, направления воздействия которых не совпадают с регулируемой вибрацией. Техническим результатом, на достижение которого направлен этот метод, является существенное расширение области его применения по факторам расширения контингента прикладываемых силовых факторов и расширение собственно количества объектов, к которым эти факторы прикладывают, а также расширение

количества управляемых характеристик объектов.

Область применения метода значительно расширена за счет того, что, во-первых, рассматривается не какой-то конкретный силовой фактор, например, продольные усилия или наддув ротора, а комплекс силовых факторов, имеющих общую характеристику: их направление воздействие отлично от направления регулируемой вибрации. Во-вторых, рассматривается не конкретная задача, например, прохождение ротором резонансной зоны, и не конкретный многослойный элемент системы сосредоточенным демпфированием, а регулирование вибрационных характеристик системы «объект-опоры». И, наконец, в-третьих, как показали исследования, речь идет о расширении спектра воздействия указанным способом на вибрационные характеристики.

Разработана и апробирована математическая модель, реализующая расчетное исследование влияния некоторых факторов на динамические характеристики ротора. Для решения задачи применен метод конечных элементов. Алгоритм метода использует математическую модель колебаний упругого тела без учета демпфирования и сопротивления движению, которая может быть определена в форме динамической задачи с помощью матричного дифференцированного уравнения:

$$[M] \frac{d^2}{dt^2} \{u\} + [k] \cdot \{u\} = \{F\},$$

где [M]- матрица масс системы;

[K]- матрица жесткости;

{u} - вектор перемещений узлов конечных элементов;

{F} - вектор узловых нагрузок.

Матрицы [M], [K] и векторы {u} и {F} при этом построены с учетом действия продольных нагрузок и гироскопического эффекта.

В результате решения матричного уравнения получена матрица жесткости, не зависящая от перемещений (или их приращений):

$$[K_n] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{12E_n J_n}{\ell_n^3} + \frac{P_{xn}}{\ell_n} & \frac{6E_n J_n}{\ell_n^2} & 0 & \frac{-12E_n J_n}{\ell_n^3} & \frac{6E_n J_n}{\ell_n^2} \\ \frac{6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{4E_n J_n}{\ell_n} & 0 & \frac{-6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{2E_n J_n}{\ell_n} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-12E_n J_n}{\ell_n^3} & \frac{-6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{2E_n J_n}{\ell_n} & \frac{12E_n J_n}{\ell_n^3} + \frac{P_{xn}}{\ell_n} & \frac{-6E_n J_n}{\ell_n^2} \\ \frac{6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{2E_n J_n}{\ell_n} & \frac{-6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{-6E_n J_n}{\ell_n^2} & \frac{4E_n J_n}{\ell_n} \end{bmatrix}.$$

Приведенная форма записи матрицы жесткости позволяет находить собственные числа и вектора как с учетом продольных ($P_{xn} \neq 0$) сил, так и без их учета ($P_{xn} = 0$).

При этом матрица жесткости остается постоянной (не зависящей от времени t и от перемещений). Это обстоятельство приводит к некоторому упрощению «физики» явления, но в рамках сделанных допущений (о малости перемещений, углов поворота и деформаций), практически не скажется на точности полученных результатов.

По предложенной модели разработан алгоритм решения задачи, имеющий следующие возможности:

- представлять вал в виде совокупности балочных конечных элементов с одновременным определением графических, силовых, кинематических и начальных условий;

- проводить анализ собственных частот и форм (мод) поперечных колебаний (низшие значения) валов без учета и с учетом продольных усилий. В последнем случае задача искусственно приводится к линейной и прогибы считаются малыми;

- осуществлять численный расчет (методом конечных элементов) вынужденных продольно-поперечных колебаний валов в нелинейной постановке (с учетом углов поворота, которые считаются малыми). Решение системы нелинейных гиперболических уравнений при этом осуществляется с помощью конечно-элементного представления (по координатам) с учетом линейризации кинематических соотношений и неявной абсолютно-устойчивой конечно-разностной схемы (по времени). Используемые здесь балочные конечные элементы допускают линейные (по длине) изменения кривизны балки. Необходимо отметить, что параметры, найденные при расчете вынужденных колебаний, более адекватно отвечают условиям динамического нагружения, чем определенные по программе расчета собственных частот и форм колебаний (это связано с приближением расчетной модели в последней к линейной, использованием более «строгого» предположения о малости прогибов, неучёте продольных перемещений и связанных с последними массовых сил);

- определять параметры, характеризующие напряженно-деформированное состояние балок по изменению вектора узловых перемещений по

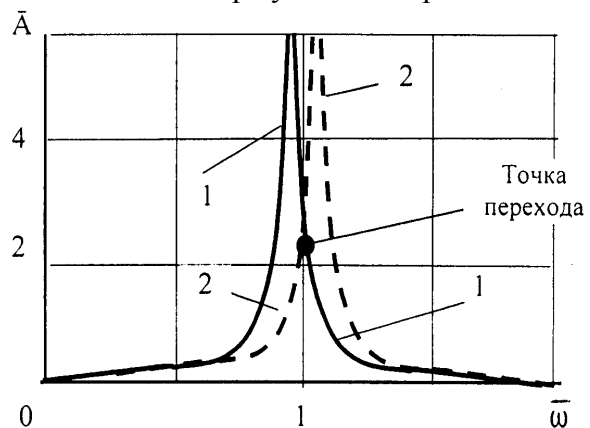


Рис.1. АХЧ модельного ротора: 1- без продольной нагрузки; 2- под воздействием продольной нагрузки 1,2 тс; длина ротора – 550 мм, наружный диаметр – 45 мм, масса – 5,2 кг

времени. При этом имеется возможность определять как эволюции (изменение по времени для определенного сечения вала), так и эпюры (изменение по длине вала) таких геометрических и силовых факторов, как продольные и поперечные перемещения, усилия и изгибающие моменты.

Необходимо отметить, что имеется дополнительная возможность проводить оценку статической устойчивости стержней, так как в случае действия на вал продольных сжимающих усилий, величина которых достигает критического значения, происходит потеря устойчивости вала. Процесс колебаний в таком случае вырождается в процесс апериодического отклонения вала от положения равновесия.

Расчетные исследования для модельного ротора дали основание сделать заключение о значительности влияния продольной растягивающей нагрузки на АЧХ ротора (рис. 1).

При изменении продольной нагрузки 0 ... 3 тс (рис. 1) собственная частота ротора изменилась на 20 %.

Экспериментальные исследования подтвердили достоверность расчетной методики.

Таким образом, можно сделать вывод о необходимости учета продольной нагрузки при определении собственных частот поперечных колебаний. Рациональное управление этим фактором может способствовать смещению рабочих частот по оси абсцисс в нужную зону.

Результаты исследований обосновывают применение для подавления вибрации метода [1], заключающегося в ступенчатом изменении жесткости ротора при его прохождении резонансной зоны путем введения и стравливания давления наддува. Это позволит избежать для «гибких» роторов даже кратковременной работы в резонансной зоне и исключает

необходимость применения сосредоточенного демпфирования в опорах ротора.

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы:

-эксперименты подтвердили достоверность расчетной модели;

- можно предположить существование влияния на собственные частоты не только изгибной жесткости ротора, но и жесткости ротора в меридианальном и осевом направлениях, что имеет место для круговых цилиндрических оболочек и толстостенных цилиндров;

- влияние наддува на изменение собственной частоты ротора (1-й тон) существенно;

- при наддуве наблюдается качественное изменение АЧХ ротора, возрастает «организованность» колебательной системы, что является положительным фактором, так как уменьшается вероятность возникновения резонанса в области высших частот, больших критической.

Библиографический список

1. А.с. 1632122 А1 SU, МПК F16F 15/16. Способ подавления радиальной вибрации роторов турбомашин / В.А. Антипов, О.В. Фомин, П.П. Власов. – ДСП. - 1988г.
2. А.с. 589483, СССР, М. кл. F16F 15/16. Способ регулирования демпфирующих свойств многослойных элементов/ И.Д. Эскин. Ю.К. Пономарев. В.А. Безводин, В.А. Антипов. – Оpubл.25.01.78., бюлл. №3
3. Патент РФ № 2267668, МПК F16F 15/00. Способ регулирования вибрационных характеристик системы объект- опора/ В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, А.В. Ковтунов, В.А. Дулецкий, П.В. Вершинин. Заявитель патентообладатель : СамГУПС.- опубл. 10.01.2006, бюлл. №1.

METHOD TO ABJUST THE VIBRATION CHARACTERISTICS ROTORS TURBOMACHINERY

© 2012 V. A. Antipov, G. V. Lazutkin, S. V. Andrianov, V. A. Sazonova

Samara State Transport University

Results theoretical and experimental researches of influence of power{force} factors on frequency characteristics of the rotor rotating with the big speed are resulted. Importance of the account of this influence is shown at the decision of dynamic problems{tasks}.

Rotor longitudinal force matrix equation, the gyroscopic effect, frequency response, confirmation.

Информация об авторах

Антипов Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры инженерной графики, Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: Om46@mail.ru. Область научных интересов: виброзащита агрегатов и узлов машин и механизмов транспортного машиностроения.

Лазуткин Геннадий Васильевич, аспирант, Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: Om46@mail.ru Область научных интересов: Динамика и прочность машин.

Андрянов Сергей Васильевич, аспирант, Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: andrijanow@mail.ru. Область научных интересов: виброзащита агрегатов и узлов машин и механизмов транспортного машиностроения.

Сазонова Вероника Александровна, аспирант, Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: Om46@mail.ru. Область научных интересов: динамика и прочность машин.

Antipov Vladimir Aleksandrovich, Ph.D., professor of engineering graphics, Samara State Transport University. E-mail: Om46@mail.ru. Area of research: vibroprotection units and units of machinery transport engineering.

Lazutkin Gennady Vasilievich, a graduate student Samara State Transport University. E-mail: Om46@mail.ru. Area of research: Dynamics and strength of machines.

Andrianov Sergey Vasilievich, a graduate student, Samara State Transport University. E-mail: andrijanow@mail.ru. Area of research: vibroprotection units and units of machinery transport engineering.

Sazonova Veronica Aleksandrovna, post graduate student, Samara State Transport University. E-mail: Om46@mail.ru. Area of research: dynamics and strength of machines.