

ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКОМ ВОЗБУЖДЕНИИ

М.К. Леонтьев, С.А. Дегтярев

В статье представлена общая теория анализа динамических систем при кинематическом возбуждении. На ее базе разработана методика анализа роторных систем общего вида, находящихся в условиях сейсмического воздействия. Приведены результаты нестационарного динамического анализа системы с одной степенью свободы и ротора, установленного на нелинейных подшипниках скольжения. Методика и алгоритм реализованы в программном комплексе Dynamics R4 для анализа динамического поведения сложных роторных систем.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: сейсмическое воздействие, ротор, нелинейные опоры, моделирование, нестационарный анализ, Dynamics R4

Введение

В настоящее время все больше внимание уделяется надежности и безопасности машин, находящихся в районах эксплуатации с повышенной сейсмической активностью и, в частности, к газотурбинным установкам (ГТУ) для привода турбогенераторов. ГТУ и их оборудование должно выдерживать сейсмическое воздействие интенсивностью не менее 7 баллов по шкале MSK-64 [1]. При этом к ГТУ могут предъявляться и более высокие требования.

Наиболее распространенным методом для анализа сейсмостойкости ГТУ на этапах проектирования является математическое моделирование возникающих в них динамических нагрузок и деформаций (отклика на сейсмическое воздействие). Задача относится к классу задач анализа роторных систем в условиях кинематического возбуждения.

Теория кинематического возбуждения достаточно хорошо проработана в общей динамике машин. С ее учетом исследуются задачи движения колесного и гусеничного транспорта [2], конструируются вибрационные датчики – сейсмометры и акселерометры и т.д.

Интенсивное изучение динамики роторов при сейсмическом воздействии началось в начале 60-х годов прошлого столетия, когда стали выработываться новые требования к проектированию атомных станций [3]. Сейсмический анализ роторных систем существенно отличается от структурного сейсмического анализа. Это связано в первую очередь с вращением роторов и их упругими свойствами: наличием гироскопических сил при вращении роторов, значительными кориолисовыми силами, возникающими на роторах при угловых движениях фундамента, наличием опорных узлов с нелинейными упругими и демпфирующими свойствами, большими дисбалансами и рядом других.

Леонтьев Михаил Константинович-МАИ, доктор техн. наук, профессор, тел. (985)7687129, e-mail: lemk@alfatran.com

Дегтярев Сергей Александрович-ООО «Альфа-Транзит», руководитель направления, тел. (495)2326091, e-mail: support@alfatran.com

В работах [4], [5] отмечается существенное влияние вращения на перемещения и реакции в опорах. При этом для жестких роторов это влияние значительно меньше, чем для гибких роторов. Этот факт позволяет для жестких роторов с низкими частотами вращения использовать методы модального анализа, существенно уменьшив количество мод в решении и решать задачу для невращающегося ротора в стационарной постановке. В работе [6] отмечается существенная взаимосвязь между движением основания и динамикой гибкого ротора. В работе [7] отмечается, что для получения точного решения необходимо использовать полные спектры частот и мод. При этом вклад мод с обратным прецессионным движением доминирует в динамике ротора по сравнению с вкладом прямого прецессионного движения.

Существенное влияние на динамический отклик роторной системы оказывают свойства опорных узлов. Очевидно, что ротор, опирающийся на подшипники скольжения, имеет меньшие вибрационные перемещения и нагрузки от сейсмического воздействия по сравнению с подшипниками качения. В то же время такой ротор при ударном воздействии становится неустойчивым на режиме, превышающим первую критическую частоту вращения в два раза [8]. Повышение сейсмостойкости роторных систем за счет подбора характеристик опорных узлов при проектировании рассматривается в работах [9], [10].

В настоящей статье развиваются методы анализа сложных роторных систем в условиях многофакторного сейсмического воздействия. Представлены теоретические основы этих методов, а также результаты их применения для простейшей динамической системы (гармонического осциллятора) и для вращающегося ротора на нелинейных подшипниках скольжения в нестационарной постановке.

Состав сейсмического сигнала

Российский ГОСТ 30546.1-98 [11] содержит данные по обобщенным сейсмическим нагрузкам

для изделий, в том числе по нагрузкам, дифференцированным для различных сейсмических районов. Как правило, эта информация представляется в виде спектра воздействия (виброускорений) в различных направлениях. Значение ускорения в вертикальном направлении составляет 0,7 от значения ускорения в горизонтальном направлении.

На рис. 1 показан пример спектра из 4-х гармоник, соответствующий 9 баллам землетрясения для нулевой отметки фундамента.

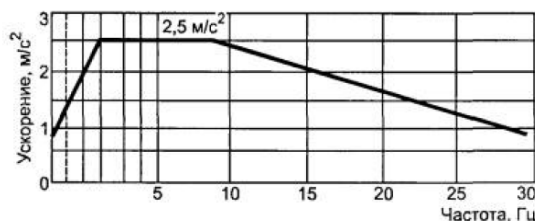


Рис 1. Зависимость между максимальной амплитудой ускорения и частотой синусоидальной вибрации (спектр воздействия) для горизонтального направления

Значение частоты и ускорение для характеристических точек по рисунку 1 представлены в табл. 1.

Частота, Гц	0.5	2.0	10.0	30
Ускорение, м/с ² (g)	0,15 (0,015)	2,5 (0,25)	2,5 (0,25)	1 (0,1)

Стандарт устанавливает также коэффициент относительного демпфирования ζ сейсмического воздействия, равный 5%.

Основы теории кинематического возбуждения

Основы теории кинематического возбуждения наиболее просто представить на примере гармонического осциллятора. Обобщенное уравнение движения для гармонического осциллятора в нестационарной постановке может быть записано в следующем виде:

$$m \cdot \ddot{y}_s(t) + c \cdot \dot{y}_s(t) + k \cdot y_s(t) = S_g(t) \quad (1)$$

В этом уравнении S_g – сейсмические силы. В соответствии с принципом суперпозиции

$$S_g(t) = k \sum_1^n y_{g(i)}(t) \quad (2)$$

где n – количество гармоник в спектре воздействия.

Каждая из гармоник описывается нелинейной функцией вида

$$y_g(t) = Y e^{-\zeta \omega t} \cdot \sin(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega t + \varphi), \quad (3)$$

где $y(t)$ – текущее значение гармонической функции; Y – амплитуда колебаний; e – экспонента; ζ – коэффициент относительного

демпфирования; ω – частота гармонического сигнала; φ – начальная фаза; t – текущее время.

Перевод ускорений в перемещения может быть осуществлен по соотношению

$$|Y| = 9.81 \cdot g / \omega^2 \quad (4)$$

Динамическое уравнение в матричной форме для нелинейной роторной системы с n степенями свободы при сейсмическом возбуждении будет иметь вид:

$$[M] \cdot \{\ddot{q}(t)\} + [C] \cdot \{\dot{q}(t)\} + [K] \cdot \{q(t)\} = \{F_d(t)\} + \{R_d(t)\} + \{S_g(t)\} + \{W\} \quad (5)$$

где: $[M]$, $[C]$, $[K]$ – квадратные матрицы инерции, демпфирования, и жесткости роторной системы соответственно, полученные путем дискретизации стержневой конечно-элементной модели; $\{\ddot{q}(t)\}$, $\{\dot{q}(t)\}$, $\{q(t)\}$ – векторы-столбцы ускорения, скорости, и перемещения соответственно; $\{F_d(t)\}$ – вектор-столбец сил от неуравновешенности; $\{R_d(t)\}$ – вектор-столбец реакций от подшипников; $\{S_g(t)\}$ – вектор-столбец сейсмических сил; $\{W\}$ – гравитационные силы.

В матричной форме уравнение (2) будет иметь вид

$$\{S_g(t)\} = \sum_i [K] \{y_{g(i)}(t)\}, \quad (6)$$

где i – номер гармоники сейсмического спектра.

Следует отметить, что только несколько членов матрицы $\{S_g(t)\}$ отличны от нуля, т.е. для тех степеней свободы, которые принадлежат подвеске (опорам) роторной системы.

Специальные методы решения уравнения (5) позволяют редуцировать его. Например, модальные методы позволяют строить даже для систем с большим числом степеней систему уравнений, которая может легко решаться методами нестационарного анализа, т.е. путем прямого интегрирования уравнений движения [12]. При таком подходе поведение динамической системы вычисляется для последовательных интервалов времени с динамическими характеристиками, определенными в начале рассматриваемого интервала. Новые динамические характеристики определяются с помощью моделей нелинейных элементов. На вход в эти модели подаются перемещения и скорость точек, через которые нелинейные элементы связаны с остальной динамической системой, на выходе динамические реакции. Может также меняться и силовое воздействие на систему.

Результаты анализа модели осциллятора

Методика, описанная выше, реализована в программном комплексе Dynamics R4 [13], позволяющем получать уравнения движения для самых сложных роторных систем, включающих

большое количество различных нелинейных элементов и нестационарных нагрузок, меняющихся по заданному закону.

Для анализа поведения гармонического осциллятора, находящегося в условиях сейсмического воздействия, в Dynamics R4 была создана математическая модель. Ее графическое представление показано на рис.2.

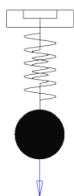


Рис. 2 Модель гармонического осциллятора

Данные гармонического осциллятора представлены в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	Значение
Масса, кг	100
Жесткость пружины, Н/м	1e7
Демпфирование в пружине, Нсек/м	1000

В модели присутствуют две связи. Одна связь вспомогательная, предназначена для расчета базисного набора частот и форм колебательной системы (в соответствии с теорией модального анализа). Другая связь моделирует нестационарное воздействие на основание колебательной системы. Через эту связь задается сейсмическое воздействие, в виде спектра ускорений (частота, амплитуда, фаза, жесткостные и демпфирующие свойства основания).

На рис. 3 показана амплитудно-временная характеристика (АВХ) по перемещению для гармонического осциллятора от сейсмического воздействия спектра гармоник (табл.1) при отсутствии демпфирования сигнала в вертикальном направлении Y.

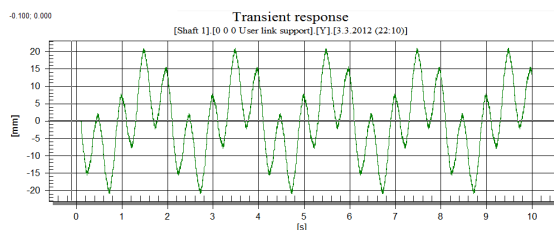


Рис. 3. Отклик гармонического осциллятора на полигармоническое возбуждение ($\zeta=0$)

Соответствующий спектр гармоник по ускорению показан на рис. 4.

Если жесткость пружины высокая, то отклик осциллятора аналогичен воздействию, т.е. сейсмические силы полностью передаются на массу осциллятора. Подбирая жесткость пружины можно уменьшить вибрации осциллятора от сейсмического воздействия.

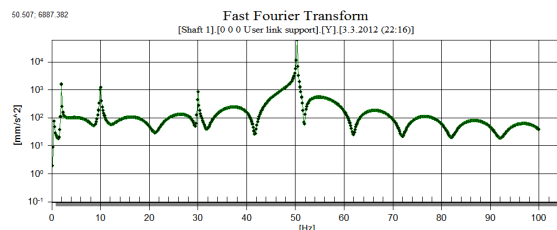


Рис. 4 Вибрационный спектр гармонического осциллятора ($\zeta=0$)

В табл. 3 показан отклик гармонического осциллятора массы при жесткости пружины $k=1e7$ Н/м. Частота 50.35 Гц соответствует недемпфированной частоте собственных колебаний осциллятора.

Таблица 3

Частота, Гц	0.5	2.0	10.0	30	50.35
Ускорение воздействия, м/сек ²	0.15	2.5	2.5	1.0	-
Ускорение отклика, м/сек ²	0.076	1.58	1.21	0.85	6.88

Сейсмическое воздействие может быть разовое, повторяющееся через определенные периоды, но всегда затухающее. На рис. 5 показана амплитудно-временная характеристика по перемещению (направление Y) для гармонического осциллятора от сейсмического воздействия при относительном коэффициенте демпфирования 5%.

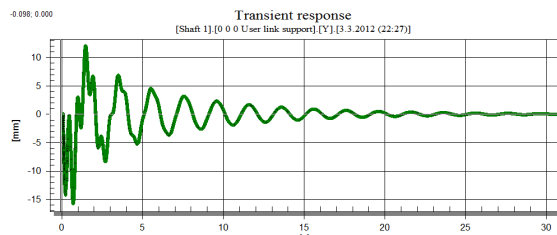


Рис. 5 Отклик гармонического осциллятора по перемещению ($\zeta=0.05$).

Аналогичный отклик по ускорению показан на рис.6.

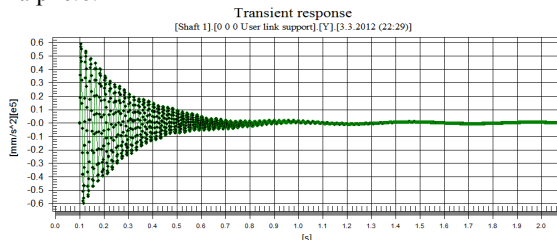


Рис. 6 Отклик гармонического осциллятора по ускорению ($\zeta=0.05$).

Стандарты обычно устанавливают, что время анализа объекта, находящегося в условиях сейсмического воздействия должно быть не менее 1 минуты. Анализ показывает, что при данном частотном спектре воздействия на исследуемый осциллятор и 5% демпфировании практически

полное затухание колебательного движения наступает примерно через 30...60 секунд.

Модель ротора

На рис. 7 показана схематическая модель ротора, взятая из работы [9] для исследования его характеристик при сейсмическом воздействии.

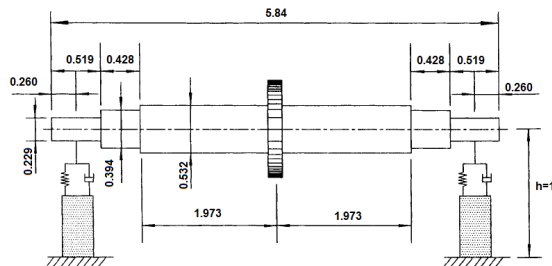


Рис. 7 Модель ротора

Данные ротора показаны в табл. 4.

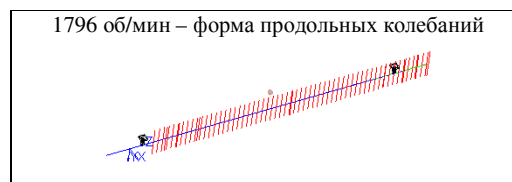
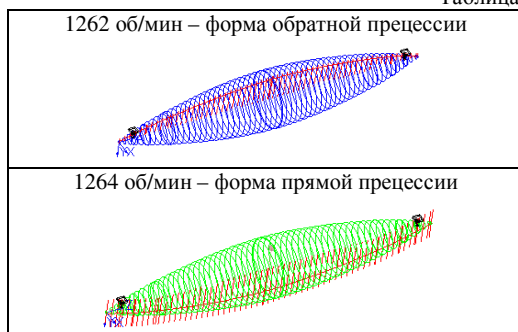
Таблица 4

Диск	
Масса, кг	5670
Диаметральный момент инерции, кгм ²	3550
Полярный момент инерции, кгм ²	7100
Вал	
Модуль упругости, Н/м ²	2.078x10 ¹¹
Плотность, кг/м ³	7806
Коэффициент Пуассона	0.3
Частота вращения, об/мин	880
Подшипники скольжения	
Вязкость масла, Нс/м ²	0.14839
Диаметр подшипника, м	0.229
Длина подшипника, м	0.229
Зазор, м	3.8x10 ⁻⁴
Ротор	
Масса, кг	13578

В линейном расчете опоры моделируются связью с жесткостью, соответствующей жесткости цилиндрических подшипников скольжения $k \sim 0.5e9$ Н/м в районе рабочего режима $n=880$ об/мин. Упорный подшипник также имеет жесткость $0.5e9$ Н/м. Демпфирование в подшипниках условное - 10000 Нс/м. Дисбаланс - 56000 гсм.

Частота собственных колебаний невращающегося ротора равна 1263 об/мин. Критические частоты вращения и формы колебаний ротора показаны в табл. 5.

Таблица 5



Первая и вторая формы соответствуют формам обратной и прямой прецессии ротора, третья форма - форма продольных колебаний. Можно отметить, что вращение для исследуемого ротора практически не меняет частоты собственных колебаний.

Результаты анализа ротора при сейсмическом воздействии

Расчеты проводились на рабочем режиме $n=880$ об/мин в отсутствии демпфирования сейсмического сигнала. Сейсмическое воздействие формировалось по трем направлениям X, Y и Z. Значение ускорения в вертикальном направлении составляло 0.7 от значения ускорения в горизонтальном направлении.

На рис. 8 представлена амплитудно-временная характеристика динамического поведения ротора, на рис. 9 каскадная диаграмма вибрационных спектров (направление Y).

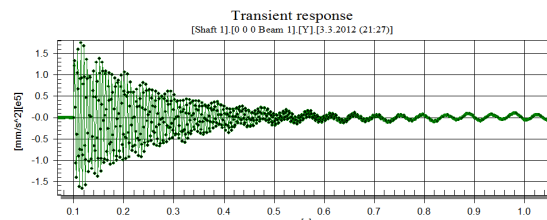


Рис. 8 АВХ ротора при воздействии сейсмической нагрузки ($\zeta=0$)

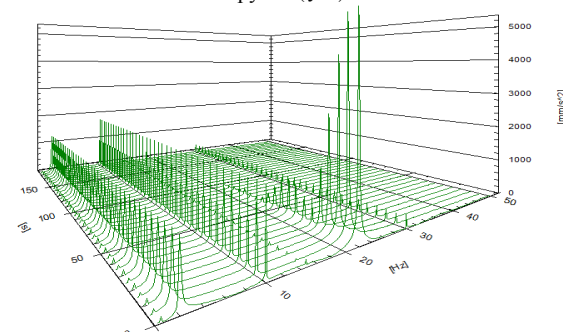


Рис. 9 Каскадная диаграмма вибрационных спектров отклика ротора на сейсмическое воздействие. Затухает частота собственных колебаний

На рис. 10 представлен спектр сигнала, взятый на 5-ой секунде от начала сейсмического воздействия.

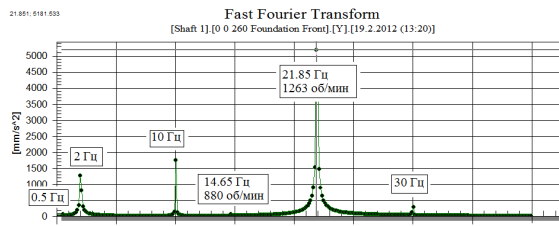


Рис. 10 Спектр динамического отклика ротора

На спектральной характеристике можно выделить все гармоники сейсмического воздействия, частоту роторных вибраций и частоту собственных колебаний ротора.

Результаты анализа ротора при затухающем сейсмическом воздействии

Расчеты проводились для случая вращающегося ротора на режиме $n=880$ об/мин и 5% демпфировании воздействия сейсмического сигнала. На рис. 11 представлена амплитудно-временная характеристика динамического поведения ротора (перемещение), на рис. 12 каскадная диаграмма вибрационных спектров (ускорение).

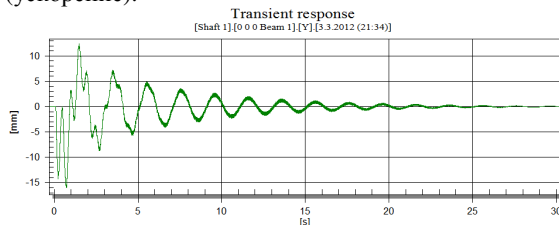


Рис. 11 Амплитудно-временная характеристика при воздействии демпфированной сейсмической нагрузки ($\zeta=0.05$). Направление Y

Из рис. 12 видно, что составляющие вибраций ротора от сейсмического воздействия практически сразу затухают, колебания с собственной частотой затухают в течение 60-100 секунд.

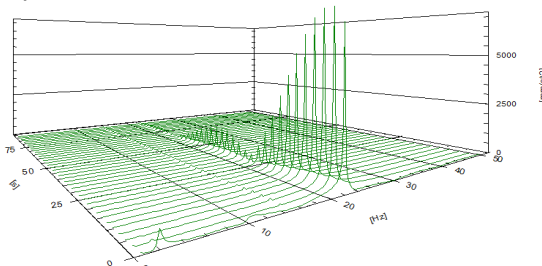


Рис. 12 Каскадная диаграмма вибрационных спектров отклика ротора на сейсмическое воздействие

Нелинейный анализ ротора на подшипниках скольжения

Предварительно были определены нелинейные характеристики ротора, рис. 13, 14. На АВХ можно выделить резонансную зону ротора от 1000 об/мин до 1600 об/мин. Потеря устойчивости ротора происходит в районе 2700 об/мин.

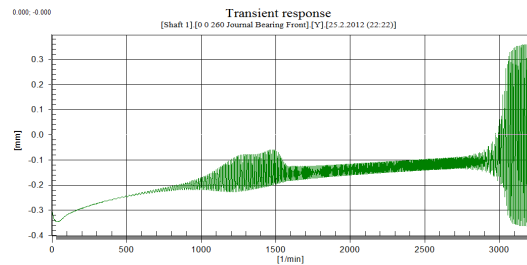


Рис. 13 АВХ ротора в диапазоне от 0 до 4000 об/мин

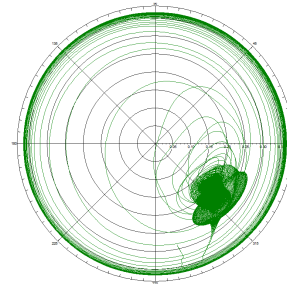


Рис. 14 Орбиты движения ротора в диапазоне от 0 до 4000 об/мин

В вибрационном спектре присутствуют гармоники 1X, 2X 3X, рис. 15.

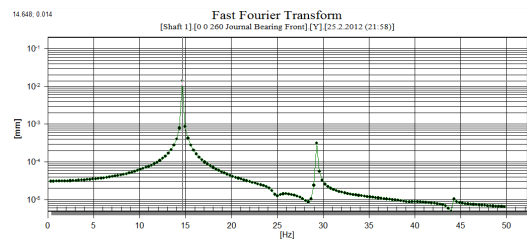


Рис. 15 Спектр гармоник ротора на режиме 880 об/мин.

Анализ сейсмического воздействия на ротор также проводился для двух случаев. В первом – рассматривалось динамическое поведение от недемпфированного сейсмического воздействия. Широкополосный спектр частот ротора по ускорению при незатухающем сейсмическом воздействии представлен на рис. 16. В полученном спектре можно выделить все компоненты сейсмического воздействия, частоту собственных колебаний и частоту вращения.

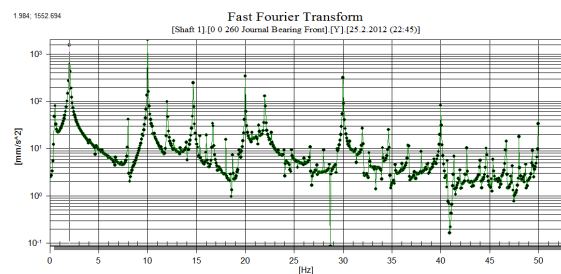


Рис. 16 Спектр динамического отклика ротора на подшипниках скольжения

Во втором расчете рассматривалось динамическое поведение ротора при воздействии демпфированного сейсмического воздействия, рис. 17, 18.

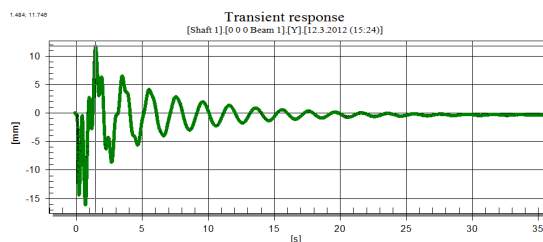


Рис.17 АВХ ротора при воздействии демпфированной сейсмической нагрузки ($\zeta=0.05$). Направление Y

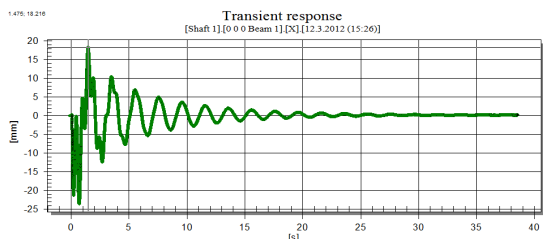


Рис.18 АВХ ротора при воздействии демпфированной сейсмической нагрузки ($\zeta=0.05$). Направление X

Реакции, возникшие в подшипниках скольжения исследуемого ротора, достигают в вертикальном направлении 255 тонн, в горизонтальном – 330 тонн, рис. 19, 20.

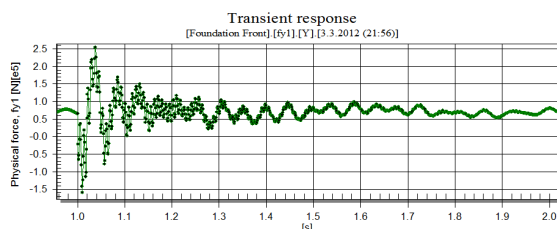


Рис. 19 Реакции в опорах ротора при воздействии демпфированной сейсмической нагрузки (направление Y)

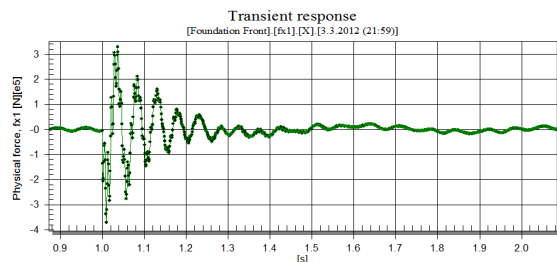


Рис. 20 Реакции в опорах ротора при воздействии демпфированной сейсмической нагрузки (направление X)

Выводы

В статье представлена общая теория анализа динамических систем при кинематическом возбуждении в стационарной и нестационарной постановке. На ее базе с учетом российских стандартов разработана методика анализа роторных систем общего вида, находящихся в условиях сейсмического воздействия. Приведены результаты динамического анализа системы с

одной степенью свободы и ротора, установленного на нелинейных подшипниках скольжения. Методика и алгоритм, построенный на ее основе, реализованы в программном комплексе Dynamics R4 для анализа динамического поведения сложных нелинейных роторных систем в нестационарной постановке.

Литература

- ГОСТ 29328-92 Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия.
- Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. В.Р.Челомей.–М.: Машиностроение, 1980 – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов/Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980, 544 с., ил.
- John D. Stevenson Historical Development of the Seismic Requirements for Construction of Nuclear Power Plants in the U.S. and Worldwide and their Current Impact on Cost and Safety /Transactions of the 17th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT 17) Prague, Czech Republic, August 17 –22, 2003
- V. Srinivasan, A. H. Soni, Seismic analysis of a rotor-bearing system, Earthquake Engineering & Structural Dynamics, Volume 12, Issue 3, 1984, pages 287–311
- Ki Bong Kim, Jann N. Yang, Y.K. Lin Stochastic response of flexible rotor-bearing system to seismic excitations, Mechanics and Probabilistic Engineering, Volume 1, Issue 3, September 1986, Pages 122–130
- L. E. Suarez, M. P. Singh, M. S. Rohanimanesh, Seismic response of rotating machines. Earthquake. Engineering & Structural Dynamics, Volume 21, Issue 1, pages 21–36, 1992
- I. Politopoulos and F. Axisa, On the Earthquake Response of Rotors, Journal of Earthquake Engineering Volume 10, Issue 5, 2006
- Y. Hori and T. Kato, Earthquake-Induced Instability of a Rotor Supported by Oil Film Bearings, J. Vib. Acoust., Volume 112, Issue 2, 1990, pages 160-165
- Wen-Chyi Su, Alan G. Hernried, Solomon C. S. Yim. Seismic response of rotating machines–structure–RFBI systems, Earthquake Engineering & Structural Dynamics. Volume 29, Issue 2, 2000, pages 213–240
- R. Rana and T. T. Soong, Control of seismic and operational vibrations of rotating machines using semi-active mounts, Earthquake Engineering and Engineering Vibration, Volume 3, Number 1, 2004, 85-100
- ГОСТ 30546.1-98 Общие требования к машинам, приборам и методы расчета их сложных конструкций в части сейсмостойкости, 1998г.
- Иванов А.В., Леонтьев М.К. Модальный анализ динамических систем роторов. “Известия высших учебных заведений. Авиационная техника”. 2005, №3. С.31-35.
- Дегтярев С.А., Иванов А.В., Леонтьев М.К., Дегтярев А.А. Программная система расчета динамики роторов Dynamics R4. Свидетельство об отраслевой разработке №6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации. 2006 г.