

Bibliography (transliterated): 1. Mustafin F.M. Zashchita truboprovodov ot korrozii. Vol. 2. F.M. Mustafin, L.I. Bykov. Moscow: Nedra, 2007. 708 Print. 2. Zaharov M.N. Metodologiya ocenki nesuschej sposobnosti magistral'nyh truboprovodov s lokal'nymi defektami. M.N. Zaharov. Moscow: GNC RF CNIITmash, 2002 Print. 3. Samul' V.I. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti. V.I. Samul'. Moscow: Vysshaya shkola, 1982. 264 Print. 4. Rabotnov Yu.N. Polzuchest' elementov konstrukcij. Yu.N. Rabotnov. Moscow: Nauka, 1966. 752 Print. 5. Krasnov M.L. Integral'nye uravneniya. M.L. Krasnov, A.I. Kiselev, G.I. Makarenko. Moscow: Nauka, 1968. 192 Print. 6. L'vov G.I. Osoblyvosti modelyuvannya ta analizu dilyanok truboprovodiv z ekspluatacijnyimi defektamy ta v'язkopruzhnymy remontnymy nakladkamy. G.I. L'vov, V.H. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI». Kharkiv: NTU«KhPI», 2013. № 63. 81-90. Print.

Поступила (received) 27.10.2014

УДК 531.382

Г. Ю. МАРТЫНЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;
А. В. ОЛЕЙНИК, студент, НТУ «ХПИ»

ИДЕНТИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ РОТОРА ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ В МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ ПО ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ И ДИНАМИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

Описаны расчетные исследования по поиску по неполным данным расчетной конечно-элементной модели ротора газотурбинной установки в магнитных подшипниках, предназначенной для углубленного анализа его динамического поведения. Данные исследования выполнялись с помощью параметрического моделирования и проведения серии вариантов статических и динамических расчетов с целью определения параметров расчетной модели сопоставлением с известными данными. Результаты численных экспериментов свидетельствуют об адекватности найденной расчетной модели и ее пригодности для выполнения дальнейших исследований.

Ключевые слова: газотурбинная установка, динамика ротора, магнитные подшипники.

Введение. В настоящее время все большую актуальность приобретает использование газотурбинных теплоэлектростанций малой мощности на базе газотурбинных установок для выработки электроэнергии и тепла для бытовых и промышленных потребителей, расположенных в районах с невозможностью или труднореализуемостью централизованной поставки от крупных теплоэлектроцентралей (ТЭЦ). Одной из таких разработок, практическая разработка которых за 7 лет на около 100 энергоблоках составила 356 тысяч часов, является газотурбинная теплоэлектроцентраль (ГТ ТЭЦ) на базе газотурбинных установок ГТЭ-009М единичной электрической мощностью 9 МВт,

© Г. Ю. Мартыненко, А. В. Олейник, 2014

предназначенная для выработки электроэнергии и тепла [1-2]. Данные станции производятся на предприятиях группы «Энергомаш» (генеральный проектировщик ОАО «ГТ-ТЭЦ Энерго»), начиная с 2000 г., и используются для теплоэлектроснабжения небольших городов и поселков, отдельных микрорайонов, промышленных и непромышленных потребителей [1]. В ее состав входит высокооборотный турбогенератор ТФЭ-10-2(3×2)/6000 УЗ с частотой 101,6 Гц, а для выдачи электроэнергии во внешнюю сеть с частотой 50 Гц используется тиристорного преобразователя частоты. На ГТ ТЭЦ установлено по два газотурбинных блока, состоящих из газотурбинных агрегатов типа ГТЭ-009М, рекуперативных воздухоподогревателей, водогрейных котлов-утилизаторов и водогрейных котлов [2]. Газотурбинная установка ГТЭ-009М является одновальной с частотой вращения, равной 6096 об/мин, на магнитных подвесах (подшипниках) [3-4] с секционными камерами сгорания и с осевым выходом газов после турбины. Использование системы электромагнитного подвеса, то есть активных магнитных подшипников (АМП), заменяет в турбоагрегате масляные подшипники [3-4], что повышает долговечность и экологическую чистоту энергетической установки [5-6]. Внешний вид этой установки представлен на рис. 1, а опорных узлов (магнитных и страховочных подшипников) на рис. 2.

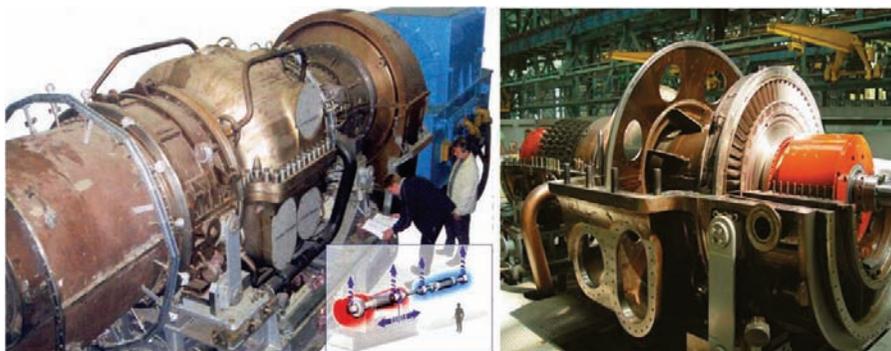


Рисунок 1 – Внешний вид газотурбинной установки ГТЭ-009М [1,3]

1. Анализ существующих решений. Валопровод установки представлен на рис. 3. Он состоит из ротора турбокомпрессора (1), ротора генератора (2) и промежуточного вала (3) [2].

Валопровод устанавливается в активные магнитные подшипники (см. рис. 2) – один радиальный (4) и один радиально-осевой (5) АМП ротора турбокомпрессора, два радиальных (6 и 7) АМП ротора генератора. Промежуточный вал собственных подшипников не имеет. Слева и справа от каждого радиального подшипника располагаются датчики радиальных перемещений ротора. В каждом радиальном МП дополнительно установлено по два страховочных подшипника с керамическими телами качения без смазки (рис. 2),

которые необходимы для обеспечения выбега ротора в случае отказа системы магнитной подвески [1].



Рисунок 2 – Радиальные АМП (диаметр 400 мм) и страховочный подшипник [1]

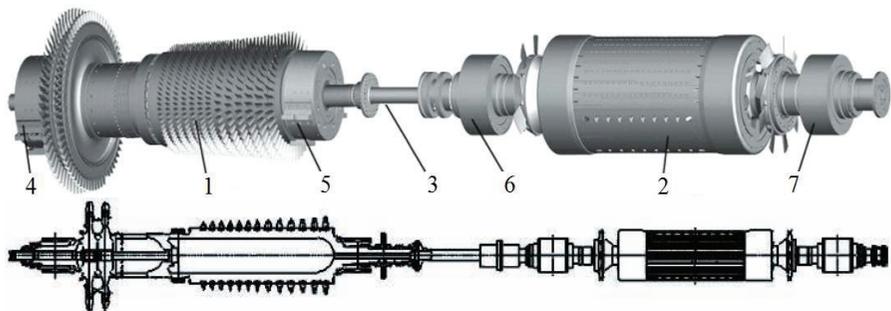


Рисунок 3 – Геометрическая модель и чертеж ротора газотурбинной установки [1,2]

Проектирование роторов ГТУ, левитирующих в АМП, выполнялось по результатам динамических расчетов роторов турбины и турбогенератора по отдельности и всего валопровода в целом [1]. Эти расчеты были выполнены с использованием балочной конечно-элементной модели, способной моделировать как плоский изгиб, так и особенности, связанные с динамикой роторов, а именно, осуществлять учет гироскопических моментов [4]. Результаты данных расчетов представляют собой частоты и формы собственных колебаний невращающихся роторов, а также критические скорости, определяемые диаграммами Кэмпбелла [4]. Расчетные данные сравнивались с результатами экспериментального определения собственных частот свободного вала, что подтвердило их корректность [1]. Экспериментально также были подтверждены расчетные значения критические частоты вращения валопровода, установленного в магнитных подшипниках, а расхождение фактических значений с расчетными не превысило 3 % [1]. Кроме того, к известным особенностям системы относится то, что валопровод при выходе на номинальную час-

тоту вращения 6096 об/мин проходит формы колебаний вала как жесткого тела, а затем первую изгибающую форму колебаний ротора турбогенератора, которая подавляется средствами управления АМП [1]. Также установлено, что вибросмещения качественно отбалансированного ротора турбины при работе под нагрузкой не превышают 40...50 мкм при предельно допустимых значениях вибросмещений, равных 105 мкм [1].

Однако для проведения различных расчетных исследований с целью проверки адекватности аналитических моделей динамики роторов в магнитных подшипниках [7], апробации различных алгоритмов и законов управления АМП, а также моделирования характерных для таких систем явлений роторной динамики, необходимо создание трехмерных расчетных моделей, обладающих возможностью учета как динамических характеристик рассматриваемой роторной системы, так и управляемых жесткостных и демпфирующих свойств подшипниковых узлов электромагнитной природы.

2. Объект и цели исследований. Целью данной работы является идентификация расчетной модели, пригодной для выполнения анализа динамического поведения роторов турбокомпрессора, генератора и всего валопровода энергетической газотурбинной установки в целом. Неполными исходными данными для решения этой задачи являются схема ротора ГТУ с нанесенными габаритными и межопорными размерами, представленная на рис. 4 [4], а также массы турбокомпрессора с частью промежуточного вала (~6300 кг), генератора с частью промежуточного вала (~4700 кг), всего валопровода ГТУ (~11000 кг), поперечные, экваториальные моменты инерции и центры тяжести, заданные отдельно для каждого ротора и ротора в сборе [1,4]. Кроме того, известными являются собственные частоты невращающегося ротора, находящиеся в диапазоне с верхней границей, в полтора раза превышающей рабочую частоту (6096 об/мин или 101,6 Гц), и формы, соответствующие им, которые характеризуют конструкцию при тестовом значении жесткости всех АМП равной 1 МН/м [4]. Для окончательной проверки модели могут использоваться зависимости собственных частот от скорости вращения ротора, представленные в виде частотных диаграмм Кэмпбелла и позволяющие определять критические скорости ротора [4].

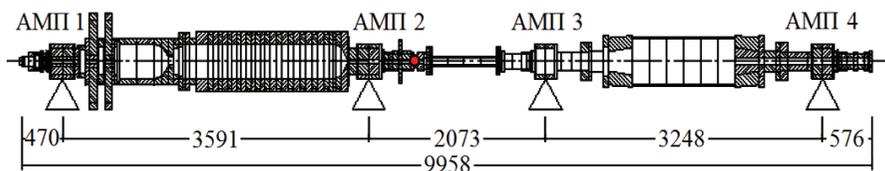


Рисунок 4 – Расчетная схема ротора газотурбинной установки [4]

3. Параметрическое моделирование. Для решения поставленной задачи использовался программный комплекс, реализующий метод конечных

элементов (МКЭ). Параметрическая модель ротора создавалась с помощью трехузловых балочных конечных элементов (КЭ) с шестью степенями свободы в каждом узле. В зависимости от участка валопровода конечному элементу присваивалось либо круглое поперечное сечение, либо кольцевое, причем для каждого такого сечения задавалось еще и внутреннее разбиение на подобласти для аппроксимации искомых величин (перемещений) по сечению. Активные магнитные подшипники как упруго-демпферные опоры моделировались с помощью конечных элементов специального типа. Так, для радиальных подшипников применялись конечные элементы, моделирующие радиальное расположение упруго-демпферных элементов с общим узлом, расположенным на оси ротора. Для этих элементов жесткость пружин и коэффициенты демпфирования задавались в вертикальном и горизонтальном направлениях, а также направлениях, расположенных под 45° к ним. Размещение этих элементов выполнялось согласно расчетной схеме (рис. 4) посередине цапф радиальных АМП, причем их узлы, не лежащие на оси ротора, фиксировались по всем шести степеням свободы, присущим также и этому элементу. Осевой подшипник моделировался конечным элементом линейной жесткости, один узел которого располагался на оси ротора в центре роторной части АМП 2, а второй также лежал на оси балочной модели, но не принадлежал ей, а закреплялся по всем шести степеням свободы. Конечно-элементные модели ротора ГТУ, а также отдельных конструктивных элементов – роторов турбокомпрессора и генератора – представлены на рис. 5. Здесь дана визуализация сечений балочных конечных элементов с разными константами сечений, а упруго-демпферные конечные элементы обозначены как К0. Эта модель включает в себя около 125 балочных КЭ, 4 упруго-демпферных КЭ, моделирующих радиальные АМП, и одного моделирующего осевую опору. Общее количество степеней свободы для данной модели – около 2000. Качество этой модели было подтверждено результатами серии статических расчетов при действии на ротор постоянных сил тяжести. Для дальнейших исследований был принят вариант, расчетная погрешность для которого менее 0,5 %.

Для автоматического параметрического построения конечно-элементной модели применялся созданный программный код на языке параметрического программирования, позволяющий выполнять как статические, так и динамические варианты расчетов. При этом возможно варьирование следующего набора параметров: видов сечения и диаметров отдельных участков каждого ротора, физических констант материалов роторов турбокомпрессора и генератора (модуля упругости и плотности), а также коэффициентов жесткости и демпфирования опор.

4. Идентификация модели на основе вариантных расчетов. Поиск геометрических и физических параметров для модели ротора ГТУ, удовлетворяющей известным данным и пригодной для дальнейшего выполнения различных типов анализов динамического поведения, производился в два этапа.

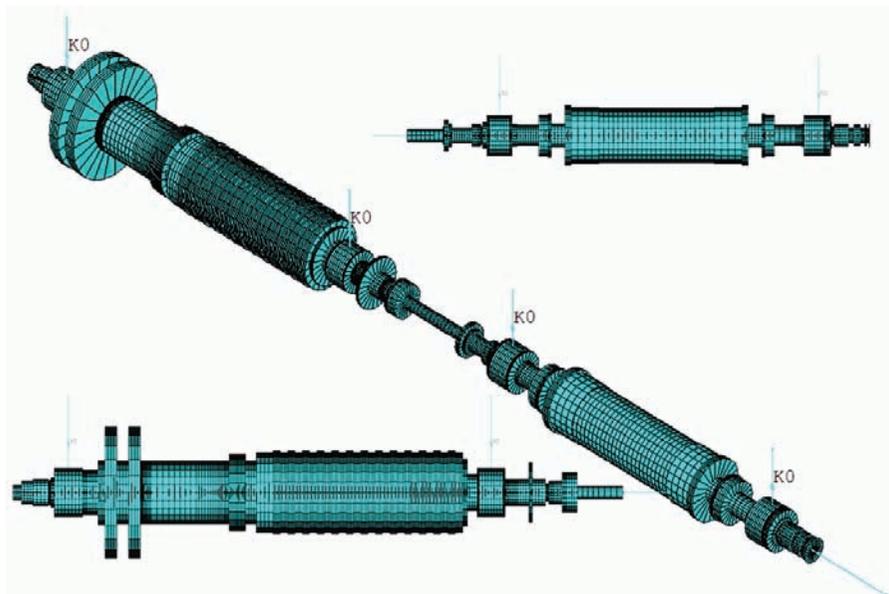


Рисунок 5 – Балочная конечно-элементная модель ротора ГТУ и его элементов

На первом этапе варьированием типами сечений, их диаметрами и плотностью материала ротора турбокомпрессора и генератора был найден вариант модели, для которого обеспечивалось совпадение с известными данными, влияющими только на статическое поведение конструкции, то есть на результаты статического анализа при приложении к конструкции нагрузок, не зависящих от времени. Этими известными данными являлись массы турбокомпрессора, генератора, всего валопровода ГТУ, поперечные, экваториальные моменты инерции и центры тяжести каждого ротора и ротора в сборе. Отклонение от этих величин для найденного после проведения серии расчетов варианта модели составило не более 0,5 %. При этом общее приведенное значение плотности материала турбокомпрессора равно 7511 кг/м^3 , а генератора – 8134 кг/м^3 .

На втором этапе исследований, результаты которых сведены в табл. 1 и представлены на рис. 6, удовлетворялось равенство собственных частот (СЧ) эталонным значениям при одинаковых формах собственных колебаний (СФ) при жесткости всех опор, равной 1 МН/м. Это выполнялось подбором общих приведенных значений модулей упругости материалов отдельных конструктивных элементов ротора ГТУ. Для трансляционных форм колебаний, когда ротор как твердое тело совершает движения типа цилиндрической или конической прецессий, собственные частоты не зависят от жесткостных свойств ротора, а определяются только его массовыми характеристиками и жесткостью опор, требуемые значения собственных частот были получены автома-

тически (табл. 1, №1-4). Для деформационных форм (табл. 1, №5-7) совпадение частот достигалось подбором значений модулей упругости. Так, для турбокомпрессора найденная величина, обеспечивающая требуемые значения собственных частот, равна $1,87 \cdot 10^{11}$ Па, а для генератора – $1,065 \cdot 10^{11}$ Па. Анализ результатов показывает, что расхождения для всех собственных частот, находящихся в диапазоне возможных значений частот вращения ротора, имеют приемлемые значения (табл. 1).

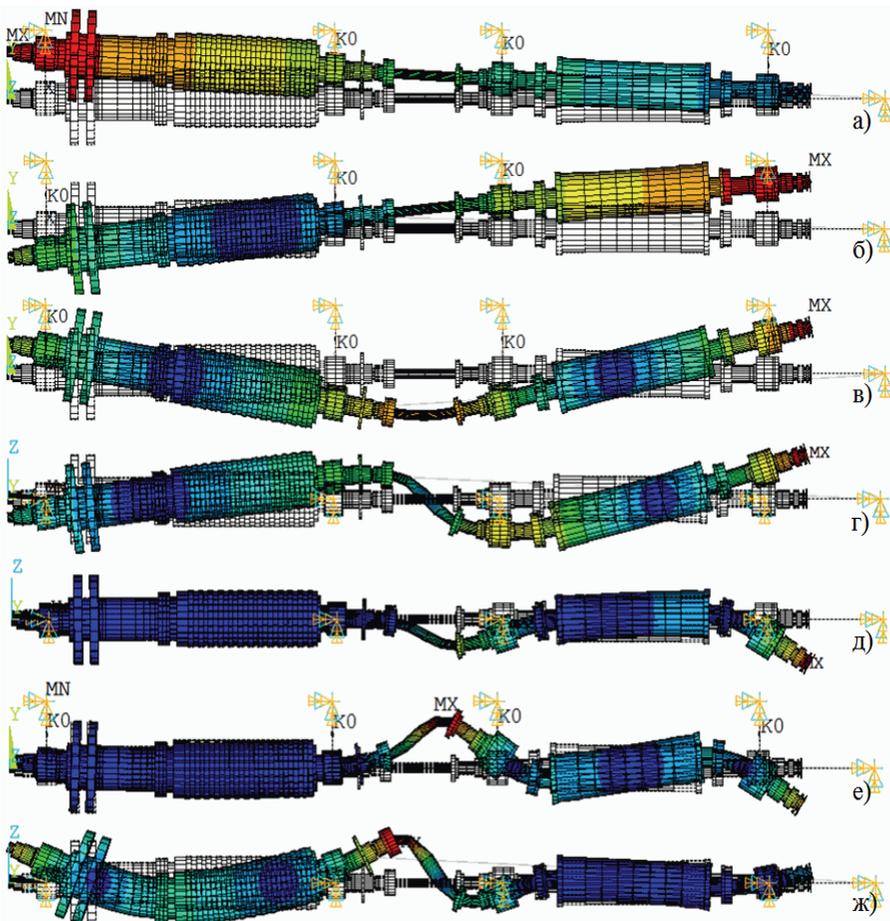


Рисунок 6 – Формы собственных колебаний валопровода при жесткости опор 1 МН/м

Результаты анализа собственных колебаний отдельно для каждого ротора, входящего в состав валопровода ГТУ, для окончательных значений искомых параметров сведены в табл. 2 и представлены на рис. 7.

Таблица 1 – Результаты анализа собственных колебаний ротора ГТУ

№	Собственная частота, Гц			Характер колебаний на СФ	Вид СФ
	расчетное значение	эталонное значение [4]	расхождение, %		
1	2,93	2,9	0,2	поступательные РТК	рис. 6, а
2	3,46	3,4	0,2	поступательные РГ	рис. 6, б
3	5,57	5,9	5,4	угловые РГ	рис. 6, в
4	21,87	23,1	5,3	угловые РГ	рис. 6, г
5	83,90	79,3	5,8	изгибные РГ	рис. 6, д
6	118,95	117,1	1,6	изгибные РГ	рис. 6, е
7	154,42	151,7	1,8	изгибные РТК	рис. 6, ж

Примечание: РТК – ротор турбокомпрессора, РГ – ротор генератора

Таблица 2 – Результаты анализа собственных колебаний для каждого ротора, входящего в состав валопровода ГТУ

№	Собственные частота [Гц] и форма				Характер колебаний на собственной форме
	турбокомпрессора		генератора		
1	2,0	рис. 7, а	2,3	рис. 7, д	поступательные осевые
2	2,8	рис. 7, б	3,3	рис. 7, е	поступательные радиальные
3	4,3	рис. 7, в	5,9	рис. 7, ж	угловые радиальные
4	145,4	рис. 7, г	89,1	рис. 7, з	изгибные без узлов
5	-	-	132,9	рис. 7, и	изгибные с одним узлом

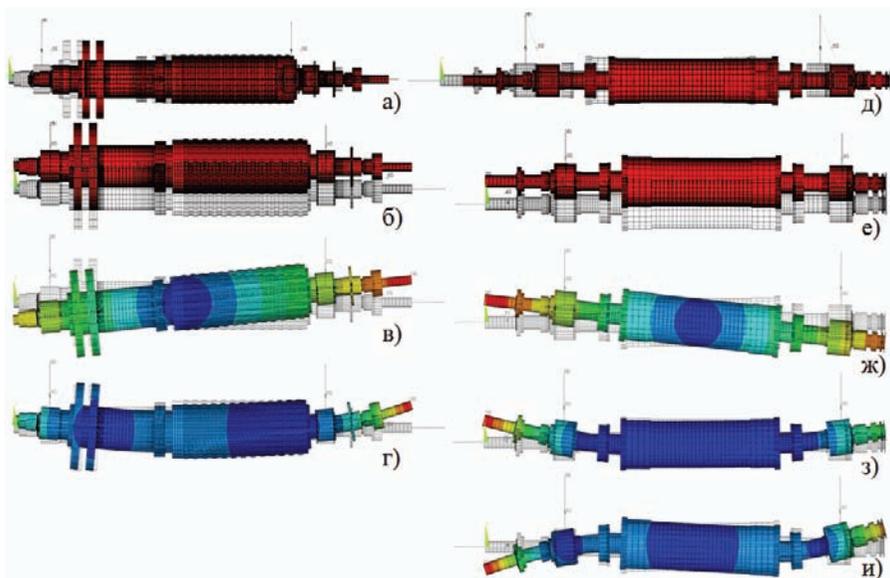


Рисунок 7 – Формы собственных колебаний роторов турбокомпрессора и генератора при жесткости опор 1 МН/м

Заключительная верификация расчетной модели ротора ГТУ осуществлялась по значениям критических скоростей вращающегося ротора при изменении частоты вращения в диапазоне от 0 до максимально возможного при эксплуатации значения 6600 об/мин [4]. Определение значений критических скоростей, соответствующих прямой и обратной прецессиям, осуществлялось с помощью частотной диаграммы Кэмбелла, рассчитанной для ротора, помещенного в опоры с жесткостью 1 МН/м, и представленной на рис. 8. Сами значения критических ротора ГТУ для выполнения сравнительного анализа сведены в табл. 3.

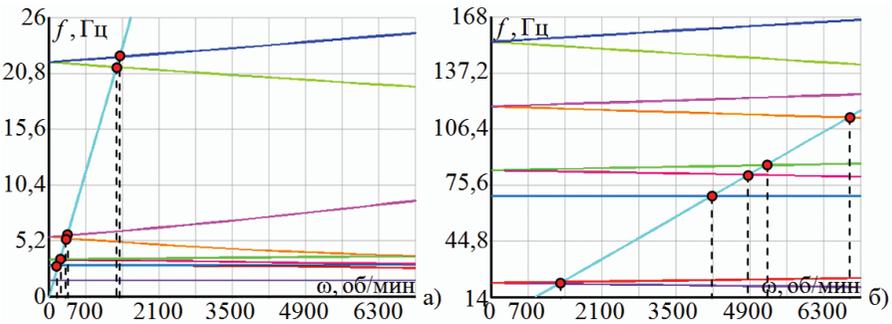


Рисунок 8 – Частотная диаграмма Кэмбелла для ротора ГТУ с указанием критических скоростей вращения (при жесткости опор 1 МН/м)

Таблица 3 – Результаты анализа критических скоростей ротора ГТУ

№	СЧ при $\omega=0$, Гц	Критические скорости, об/мин					
		обратная прецессия			прямая прецессия		
		расчетное значение	эталонное значение [4]	расхождение, %	расчетное значение	эталонное значение [4]	расхождение, %
1	2,9	175,5	177,8	1,3	175,8	178,3	1,4
2	3,5	206,8	211,1	2,0	208,1	212,4	2,0
3	5,6	327,1	319,4	2,4	342,3	335,1	2,1
4	21,9	1284,9	1299,4	1,1	1341,4	1363,1	1,6
5	83,9	4883,0	4768,8	2,4	5195,6	5067,2	2,5

Анализ результатов расчетов собственных частот и критических скоростей вращения так же, как и предыдущие результаты, подтверждают адекватность построенной расчетной конечно-элементной модели ротора ГТУ.

5. Анализ вынужденных колебаний. Результаты анализа динамического поведения ротора ГТУ под действием гармонических сил, вызванных собственной неуравновешенностью, равной $6,3 \cdot 10^{-6}$ кг·м для турбокомпрессора и $4,7 \cdot 10^{-6}$ кг·м для генератора, при относительном демпфировании 4%, представлены на рисунке 9 в виде амплитудно-частотной ха-

рактические и орбиты точек оси, соответствующих критическим и рабочей частотам (табл. 3).

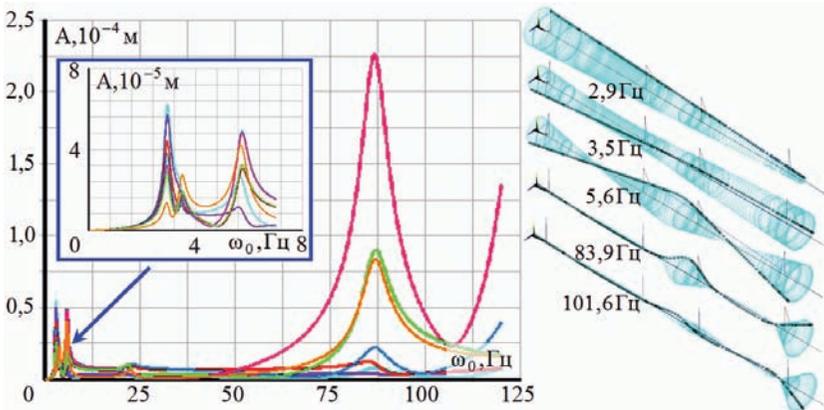


Рисунок 9 – Амплитудно-частотная характеристика ротора ГТУ и орбиты точек оси ротора, соответствующие критическим и рабочей частотам вращения

На рис. 10 и 11 представлены аналогичные результаты гармонических анализов для роторов турбокомпрессора и генератора, которые полностью коррелируют с параметрами собственных колебаний (табл. 2 и рис. 7).

Эти результаты позволяют подтвердить допустимость использования построенной расчетной модели для выполнения более углубленных динамических анализов системы и каждого ротора в отдельности.

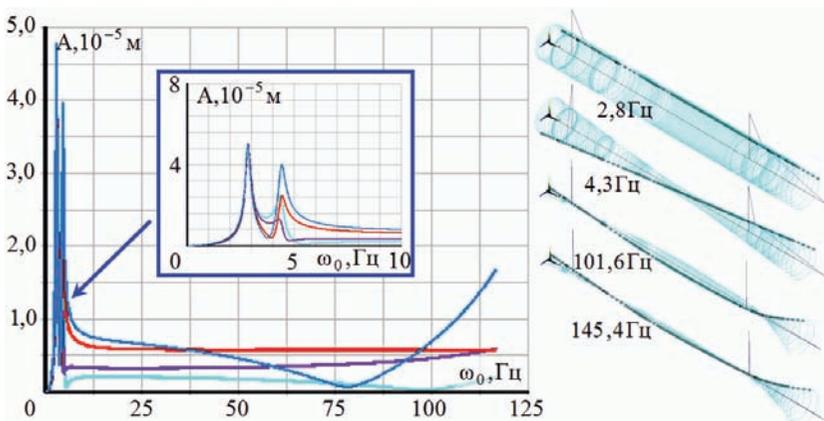


Рисунок 10 – Амплитудно-частотная характеристика ротора турбокомпрессора и орбиты точек оси ротора, соответствующие критическим и рабочей частотам вращения

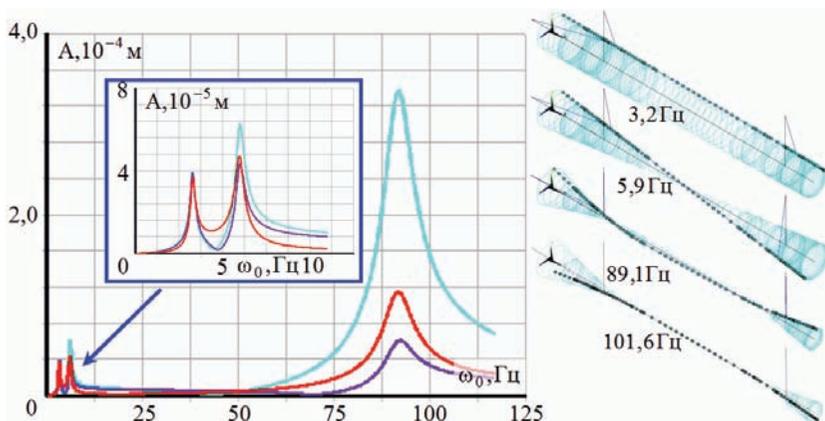


Рисунок 11. Амплитудно-частотная характеристика ротора генератора и орбиты точек оси ротора, соответствующие критическим и рабочей частотам вращения

Заключение. В ходе проведения численных исследований найдена расчетная конечно-элементная модель, состоящая из балочных конечных элементов, моделирующих роторы турбокомпрессора и генератора газотурбинной установки, и упруго-демпферных конечных элементов, моделирующих активные магнитные подшипники. Для этой модели удовлетворяется тождественность всем известным интегральным данным исходной конструкции, таким как массы, моменты инерции, расположения центров масс, а также всем известным динамическим характеристикам, а именно параметрам собственных колебаний (значениям собственных частот при известных формах колебаний) и значениям критических скоростей.

Таким образом, данная модель может использоваться в дальнейших расчетных исследованиях, например, для проведения сравнительных анализов результатов моделирования роторной динамики, выполнения расчетных исследований по изучению вынужденных колебаний системы под действием сил, вызванных неуравновешенностью отдельных навесных элементов, исследований по изучению особенностей динамики при использовании опор с переменными жесткостью и демпфирующими свойствами, зависящими от скорости вращения ротора, что возможно при наличии в системе управления АМП алгоритмов активного подавления вибраций на резонансных частотах или отстройки от них.

Список литературы: 1. Ануров Ю.М. Разработка и эксплуатация серийных энергетических ГТУ на магнитных подшипниках / Ю.М. Ануров, Е.В. Литвинов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Х.: Технологический центр, 2009. – № 4/4 (40). – Тем. вып. Современные технологии в газотурбостроении. – Ч. 1. – С. 34-39. 2. Газотурбинная ТЭЦ нового поколения с агрегатами ГТЭ-009М // Рекламный буклет ЭНЕРГОМАШ (ЮК) Лимитед, 2003. – М.: Энергомаш. – 20 с. 3. Магнитные подшипники для нефтегазовой промышленности. Технологии S2M проверенные решения для нефтяной и газовой отрасли // Рекламный буклет, 2008. – SKF-S2M. – 18 с. (Раздел: Турбогенератор с приводом от газовой турбины). 4. SKF-S2M. Магнитные систе-

мы. Технология // Д. Каушанов / Рекламная презентация SKF-S2M, 2010. - SKF-S2M. – 66 с.
5. G. Schweitzer, E.H. Maslen Magnetic bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. – Berlin: Springer, 2009. – 535 p. 6. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с. 7. Мартыненко Г.Ю. Общий подход к моделированию нелинейной динамики жестких роторов в магнитных подшипниках различных типов / Г.Ю. Мартыненко // Доповіді НАН України. – 2012. – № 3. – С. 78-84.

Bibliography (transliterated): 1. Anurov Yu.M. Razrabotka i ekspluatsiya serijnyh energeticheskikh GTU na magnitnyh podshipnikah. Yu.M. Anurov, E.V. Litvinov. Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. Kharkiv: Tehnologicheskij centr, 2009. № 4/4 (40). Tem. vyp. Sovremennye tehnologii v gazoturbostroenii. Vol. 1. 34-39 Print. 2. Gazoturbinnaya TEC novogo pokoleniya s agregatami GTE-009M. Reklamnyj buklet ENERGOМASH (YuK) Limited, 2003. Moscow: Energomash. 20 Print. 3. Magnitnye podshipniki dlya neftegazovoj promyshlennosti. Tehnologii S2M proverennye resheniya dlya neftyanoj i gazovoj otrasli. Reklamnyj buklet, 2008. SKF-S2M. 18 Print. 4. SKF-S2M. Magnitnye sistemy. Tehnologiya. D. Kashtanov. Reklamnaya prezentaciya SKF-S2M, 2010. SKF-S2M. 66 Print. 5. G. Schweitzer, E.H. Maslen Magnetic bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. Berlin: Springer, 2009. 535 Print. 6. Zhuravlev Yu.N. Aktivnye magnitnye podshipniki: Teoriya, raschet, primenenie. Sankt Petersburg: Politehnika, 2003. 206 Print. 7. Martynenko G.Yu. Obschij podhod k modelirovaniyu nelinejnoj dinamiki zhestkih rotorov v magnitnyh podshipnikah razlichnyh tipov. G.Yu. Martynenko. Dopovidi NAN Ukrainy. 2012. № 3. 78-84 Print.

Поступила (received) 14.11.2014

УДК 534.1

В.П. ОЛЬШАНСКИЙ, д-р физ.-мат. наук, профессор, ХНТУСХ, Харьков;

С.В. ОЛЬШАНСКИЙ, канд. физ.-мат. наук, НТУ «ХПИ»

СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОСЦИЛЛЯТОРА ЛИНЕЙНО-ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ С СУХИМ ТРЕНИЕМ

Модернизированным методом энергетического баланса выведены приближенные формулы для расчета амплитуд малых затухающих колебаний осциллятора переменной массы при действии силы сухого трения. Рассмотрены варианты колебаний при постоянном значении силы трения и переменном, когда сила трения пропорционально массе осциллятора. Проведено сравнение численных результатов, к которым приводят полученные формулы и известные более точные решения. Показано, что выведенные компактные приближенные формулы имеют хорошую точность и удобны для инженерных расчетов.

Ключевые слова: свободные колебания, линейно-переменная масса, сухое трение.

Введение. В технике распространены механизмы, массы которых монотонно меняются с течением времени. Много примеров таких механизмов есть

© В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский, 2014