

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ТУРБОМАШИН С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Леонтьев М.К. ⁽¹⁾, Дегтярев С.А. ⁽²⁾, Кутаков М.Н. ⁽²⁾

¹⁾ Московский авиационный институт (МАИ)

²⁾ ООО "Альфа-Транзит"

Аннотация

Рассматриваются вопросы проектирования ротора генератора с подшипниками скольжения. Акцент делается на задачи наиболее важные с позиции роторной динамики: выбор типа подшипника, определение границы устойчивости ротора и положения резонансных режимов

Введение

Подшипники скольжения широко применяются в машиностроении особенно в машинах большой мощности, работающих в условиях действия значительных нагрузок: в паровых турбинах, центробежных компрессорах, насосах, электрических моторах, газовых турбинах и т.д. Наличие широкого спектра рабочих условий породило множество типов конструкции подшипников. Помимо этого, могут отличаться и конструктивные исполнения подшипников даже одного типа. Это связано с назначением ротора, его размерами и весом, частотой вращения, конструкцией подвода рабочей жидкости к подшипникам, свойствами жидкости, тепловым состоянием и т.д.

Особенностью подшипников скольжения, отличающей данный тип опор от подшипников качения, является наличие циркуляционных сил, которые могут привести к такому явлению, как автоколебания, сопровождающиеся потерей устойчивости ротора, контактом вала с поверхностью подшипника скольжения. В свою очередь это ведет к перегреву и износу рабочих поверхностей. Поэтому с позиций динамики важнейшей характеристикой ротора является его работа ниже границы устойчивости. Другие важнейшие характеристики - удаленность резонансных режимов от рабочих и уровень динамических реакций в подшипниках.

При проектировании ротора, опирающегося на подшипники скольжения и независимо от их конструкции всегда решается задача расчета динамики роторной системы в целом, неотъемлемой частью которой является определение статических и динамических характеристик подшипников скольжения.

Статические характеристики, связанные со стационарным положением центра вала под действием внешних статических сил:

- относительный эксцентриситет ротора;
- положение и значение минимального зазора в пленке;
- значение максимального удельного давления в пленке;
- потери мощности на трение;
- утечки масла из подшипника через торцы и ряд других.

В общем случае подшипники скольжения являются нелинейными элементами роторной системы, но их динамические характеристики, коэффициенты жесткости и демпфирования могут быть линеаризованы в рамках определённых условий – для малых отклонений цапфы вала от стационарного положения при его вращении:

Рассчитанные динамические характеристики подшипника дают возможность определить:

- границу устойчивости ротора (момент возникновения автоколебаний, ее частота и форма колебаний);
- уровень вибраций и резонансное поведение ротора от остаточных дисбалансов в рабочем диапазоне.

В настоящее время методики расчета гидродинамических подшипников скольжения различных типов достаточно хорошо проработаны, и представлены, например, в ГОСТ ИСО 7902-1-2001 [1], стандарте API [2], книге Коровчинского В. М. [3], справочниках [4, 5, 6] и многочисленных статьях. Вместе с тем современных программных средств для анализа динамики роторов с гидродинамическими подшипниками скольжения и реализованных на их базе инженерных методик для решения практических задач на сегодняшний день явно недостаточно.

В статье в сжатой форме рассматриваются основные типы подшипников скольжения, этапы анализа роторной системы с опорами такого типа и выбор наиболее подходящего типа подшипника. Показаны возможности современных инструментов расчета и анализа динамики роторных машин, в частности программного пакета DYNAMICS R4 [7], на примере ротора генератора фирмы BRUSH марки BDAX 71-193ERH, рис. 1.

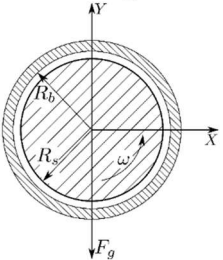
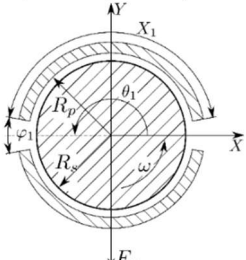
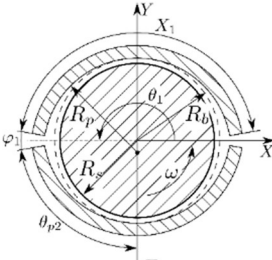
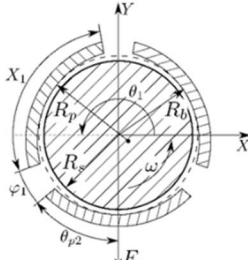


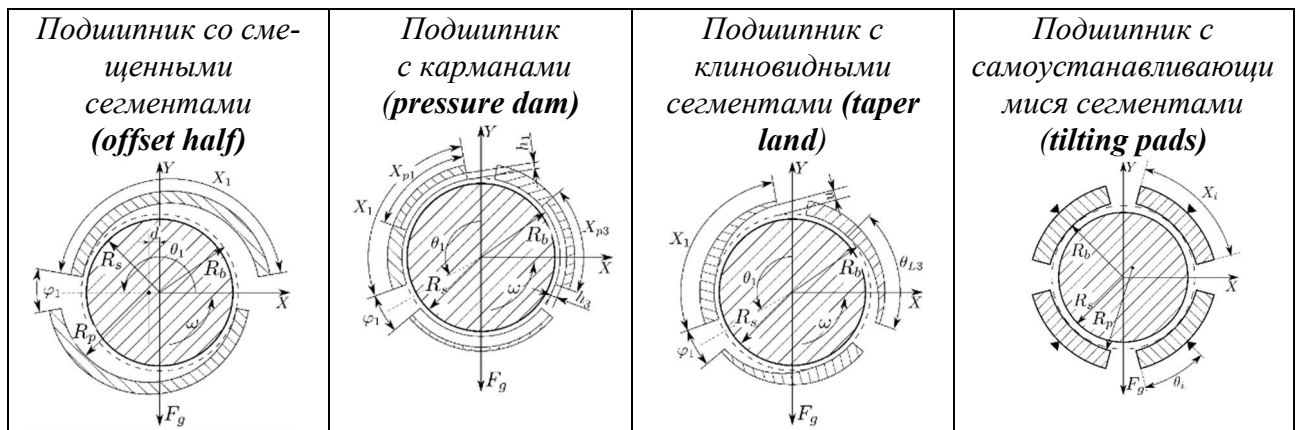
Рис 1. Ротор генератора фирмы BRUSH (www.brush.com)

Типы подшипников

В таблице 1 приведены наиболее часто используемые типы подшипников скольжения во вращающихся машинах. Представлена геометрия и обозначены основные размеры, являющиеся их исходными данными для расчетов. Напомним их читателю и дадим их краткое описание. Для подшипников приведены также и их английские названия [8].

Таблица 1. Некоторые типы подшипников

Цилиндрический подшипник (<i>plain bearing</i>)	Подшипник с осевыми канавками (<i>axial grooves</i>)	Эллиптический подшипник (<i>elliptic</i>)	Многоклиновый подшипник (<i>multi-lobe</i>)
			



Цилиндрический подшипник (plain bearing)

Является простейшим типом подшипника с фиксированной геометрией, рабочая поверхность которого образована цилиндром. В центральном положении вал имеет постоянный зазор по всей длине рабочей поверхности подшипника. Имеет один гидродинамический клин. Высокая динамическая грузоподъемность. Однако большая анизотропия поля давления жидкостного слоя в зазоре приводит к большой перекрестной связанности проекций гидравлических сил, действующих в пленке. Из всех типов подшипников скольжения он обладает самой низкой границей устойчивости. Повысить границу устойчивости в таком подшипнике можно через уменьшение зазора. Однако это ведет к негативным последствиям – уменьшается расход жидкости (масла), увеличиваются потери энергии, растут температуры, что приводит к быстрому износу подшипника. Поэтому данный тип подшипников может применяться в основном для тяжелых роторов с низкой частотой вращения. Его преимуществом является простота конструкции и низкая стоимость.

Подшипник с осевыми канавками (axial groove bearing)

По своим динамическим характеристикам подшипник близок к цилиндрическому. Рабочие поверхности цилиндрические, разделены между собой осевыми канавками - от 2-х до 4-х. Граница устойчивости для двух осевых канавок (один гидродинамический клин) низкая. Её повышения, а также увеличения динамической грузоподъемности, можно добиться уменьшением зазора. Однако это сопровождается значительным увеличением рабочей температуры подшипника. Увеличение количества осевых проточек до 4-х с их поворотом к внешней нагрузке, например на 45 градусов, существенно сдвигает границу устойчивости от рабочего режима за счет увеличения числа рабочих клиньев до 2-х. Прост в проектировании и изготовлении.

Применяется во многих типах вращающихся машин, тяжелых и с низкой частотой вращения – газовых турбинах, электрических генераторах, компрессорах и насосах, редукторах.

Эллиптический подшипник (elliptic bearing)

Подшипник (иногда “лимонный”) подобен предыдущему, однако зазор рабочих поверхностей уменьшен в направлении вертикальной оси. В англоязычной литературе изменение зазора по длине рабочей поверхности называется “preload”, или “коэффициент формы” в российской литературе mf – отношение расстояния между центром кривизны сегмента и геометрическим центром подшипника к радиальному зазору- $mf = 1 - C_b/C_p$. Такое изменение формы подшипника ведет к существенному перераспределению действующих сил в зазоре и повышению границы устойчивости подшипника. Величина mf подбирается расчетным путем и у известных производителей подшипников находится в диапазоне 0.5-0.6. Необходимо отметить, что в эллиптическом подшипнике продолжает оставаться существенная перекрестная связанность действующих в двух взаимно

перпендикулярных плоскостях сил, что не дает возможности полностью исключить автоколебательное движение. Однако подшипник имеет хорошее демпфирование на критической частоте вращения.

Подшипники относительно дешевы и просты в производстве. Возможно, самый распространенный тип подшипников скольжения для роторов с низкой и средней скоростью вращения. Следует иметь в виду, что переход от цилиндрического подшипника к эллиптическому сопровождается и негативными явлениями – увеличением расхода масла через боковые щели, увеличением удельного давления на поверхности подшипника и некоторым увеличением температуры масла в подшипнике. Кроме того, данный тип подшипников обладает ортотропными жесткостью и демпфированием, поэтому при их установке необходимо учитывать направление статической нагрузки.

Многоклиновый подшипник (multi-lobe bearing)

Состоит из нескольких рабочих поверхностей – трех-четырех. Как и у эллиптического подшипника все рабочие поверхности имеют переменный зазор по длине (“preload”). Граница устойчивости выше, чем у эллиптического. Обладает повышенной грузоподъемностью и высокой скоростью вращения вала, имеет достаточно большие потери мощности на трение. Форма рабочих поверхностей определяется угловым смещением центра кривизны рабочей поверхности относительно центра подшипника (в англоязычной литературе параметр “offset”). В зависимости от формы рабочих поверхностей, симметричной ($\text{offset}=0.5$) или несимметричной ($\text{offset}>0.5$), по направлению вращения подшипник может быть двунаправленным (работать в двух направлениях) или однонаправленным.

Обычно используется для небольших высокоскоростных машин с повышенной границей устойчивости. Сложен в производстве из-за необходимости использования высокоточного оборудования. Обладает меньшими утечками масла через торцы по сравнению с эллиптическим подшипником.

Подшипник со смещенными сегментами (offset half bearing)

Данный тип развивает концепцию цилиндрического подшипника с осевыми канавками, путем бокового смещения верхней и нижней рабочих поверхностей в противоположных направлениях. Получающийся при таком смещении (сдвиге) несимметричный зазор, уменьшенный вертикально, несколько повышает границу устойчивости. Не предназначен для работы со сменой направления вращения вала.

Подшипник прост в производстве и имеет низкую стоимость. Используется в конструкциях тяжелых роторов.

Подшипник с “карманами” (pressure dam bearing)

Подшипник также фиксированной геометрии. В классической конфигурации имеет 2 цилиндрические рабочие поверхности. В верхнем не нагруженном сегменте фрезеруется углубление до 3 величин зазора – “карман”. В вертикальных машинах можно встретить конфигурации с 3 и более рабочими поверхностями с карманами в нескольких из них. Карман создает ступенчатое изменение поверхности сегмента. Вследствие инерционных эффектов в жидкости при работе создаются острые пики повышенного давления, приводящие к падению (движению) вала на большие эксцентриситеты. Повышенные эксцентриситеты увеличивают устойчивость, так как растет несимметрия жесткости и демпфирования масляного слоя, однако увеличиваются и энергетические потери из-за больших нагрузок. Неудобны для применения в опорах, в которых меняются направление нагружения. Однако величина нагрузки может варьироваться в широких пределах. Не предназначен для работы со сменой направления вращения вала.

Используется в паровых турбинах и высокоскоростных механизмах (редукторах), чтобы несколько увеличить устойчивость по сравнению с другими типами подшипников

фиксированной геометрии. Процесс производства более трудоемок по сравнению с цилиндрическим или лимонным подшипником из-за необходимости включать в подшипник отдельные колодки и дополнительных фрезеровочных работ в них. Подшипник требует высокой точности изготовления и высокой степени чистоты масла, из-за возможности скапливания грязи и частиц износа рабочих поверхностей в карманах.

Подшипник с клиновидными сегментами (taper land bearing)

Продолжает концепцию подшипника со смещенными сегментами (offset half bearing). Но имеет три рабочих поверхности с сужающимся по длине зазором, т.е. минимальный зазор смещен к краю рабочей поверхности. Такая конструкция увеличивает границу устойчивости. Обладает хорошим демпфированием и достаточно высокой несущей способностью. Не предназначен для работы со сменой направления вращения вала. Сложен в производстве. Применяется в опорах роторов турбоагрегатов.

Подшипник с самоустанавливающимися сегментами (tilting pad bearing)

Единственным типом среди подшипников скольжения, у которого такое явление как потеря устойчивости практически отсутствует, является подшипник с самоустанавливающимися сегментами. Обычно имеет 4 или 5 опорных сегментов (колодок) и большое количество вариантов их подвеса. Каждый сегмент может поворачиваться относительно своей опоры, подстраиваясь под распределение моментных сил, действующих на колодку со стороны гидродинамического клина. Результатом является то, что дестабилизирующие циркуляционные (тангенциальные) силы практически сводятся к нулю, и подшипник не является источником нестабильного поведения роторной системы (автоколебаний). Количество масла, необходимое для подшипника, меньше, чем для эллиптического. Применяется в роторах, вращающихся с большой скоростью, в том числе закритических.

По сравнению с подшипниками фиксированной геометрии имеет меньшую несущую способность, увеличенные паразитные энергетические потери, плохо демпфирует резонансы. Имеет сложную конструкцию, весьма трудоемок в производстве и имеет высокую стоимость.

Теоретические положения

В теории гидродинамических подшипников скольжения используется тот факт, что при нормальных рабочих условиях ротор совершает прецессию вокруг некоторого стационарного положения, при этом амплитуда колебаний не превышает половины рабочего зазора. Тогда реакцию подшипника $\vec{F}$ можно разделить на 2 части – статическая часть $\vec{W}$, например, сила веса и динамическая часть $\vec{f}$ от отклонения (девиации) центра вала при его прецессии в зазоре, заполненном маслом, под действием гармонической вынуждающей силы. То есть можно записать $\vec{F} = \vec{W} + \vec{f}$, рис. 2. Равновесное статическое положение вала ротора в подшипнике скольжения определяется из выражения $\vec{F} + \vec{W} = 0$.

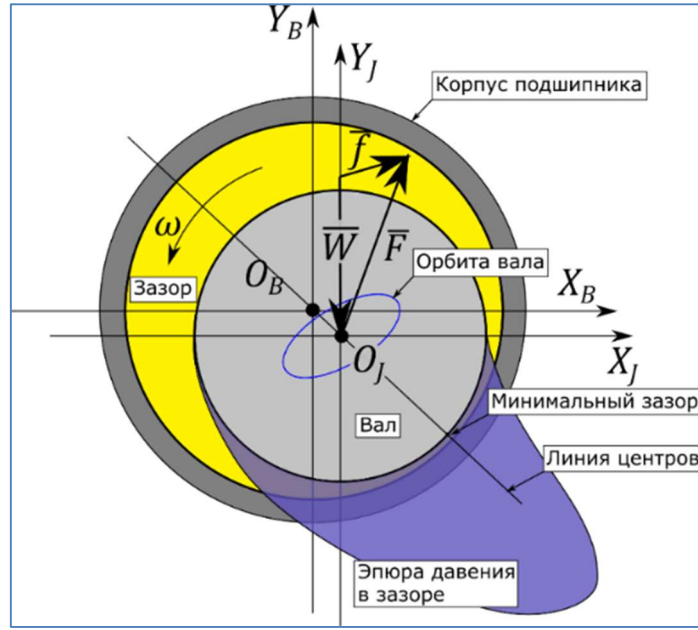


Рис. 2 Векторы сил и орбита движения ротора относительно равновесного положения ротора: O_B – геометрическая ось подшипника; O_J – статическое положение центра вала

Действующая на цапфу ротора сила в проекциях в неподвижной системе координат на горизонтальную и вертикальную плоскости определяется как интеграл поля статического давления $p(\varphi, z)$, полученного из численного решения 2-х мерного уравнения Рейнольдса [3].

$$f_x = -R \int_0^{2\pi} \int_0^L p(\varphi, z) \cos(\varphi) d\varphi dz,$$

$$f_y = -R \int_0^{2\pi} \int_0^L p(\varphi, z) \sin(\varphi) d\varphi dz,$$

где L – длина подшипника, R – радиус шейки вала, φ – угловая координата в окружном направлении, z – координата в осевом направлении.

Градиенты сил или мгновенные значения динамических коэффициентов жесткости определяются как

$$k_{xx} = -\frac{\partial f_x}{\partial x}; k_{xy} = -\frac{\partial f_x}{\partial y}; k_{yx} = -\frac{\partial f_y}{\partial x}; k_{yy} = -\frac{\partial f_y}{\partial y},$$

и демпфирования как

$$c_{xx} = -\frac{\partial f_x}{\partial \dot{x}}; c_{xy} = -\frac{\partial f_x}{\partial \dot{y}}; c_{yx} = -\frac{\partial f_y}{\partial \dot{x}}; c_{yy} = -\frac{\partial f_y}{\partial \dot{y}}.$$

В матричной форме действующую силу $\vec{f}$ можно записать:

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix}.$$

Подстановкой полученных значений сил в уравнения движения можно сформировать уравнение свободных колебаний роторной системы.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\},$$

где $[M]$ – матрица инерции; $[C]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости. Решение данного уравнения имеет вид $x = X e^{-pt}$. Вычисление набора собственных частот p_i и форм колебаний X_i сводится к решению задачи о собственных значениях и векторах.

Комплексная частота p демпфированной системы состоит из двух слагаемых и может быть получена в DYNAMICS R4 как

$$p = (\omega_d \pm i\lambda),$$

где i – мнимая единица; ω_d – демпфированная частота; λ – демпфирующий фактор.

Относительный коэффициент демпфирования может быть получен как

$$\zeta = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \omega_d^2}}.$$

Отрицательное значение коэффициента ζ , полученное для демпфированной частоты ω_d говорит о том, что ротор теряет устойчивость по форме колебаний, соответствующей этой частоте – амплитуды колебаний начинают расти.

Расчет подшипника скольжения

Для гидродинамических скольжения в модуле DynFB программного комплекса DYNAMICS R4 реализован общий алгоритм расчета их характеристик, построенный на численном решении двухмерного уравнения Рейнольдса. Уравнение решается методом конечных разностей с граничными условиями, частично задаваемые пользователем, например, количество и положение осевых канавок, карманы и проточки в сегментах, меняющие геометрию рабочих поверхностей и т.д.

В алгоритмах используются следующие допущения:

- жидкость подшипника является ньютоновской, т.е. касательные напряжения в слое жидкости пропорциональны градиенту скорости;
- поверхности вала и корпуса абсолютно жесткие и изотермические;
- перенос тепла жидкостью из одного сегмента в следующий за ним учитывается через задаваемый коэффициент переноса тепла;
- перекося вала в подшипнике не учитывается.

Среди основных исходных данных для расчета статических и динамических характеристик подшипника:

- геометрические характеристики опорных сегментов;
- зазор в подшипнике скольжения;
- длина подшипника и диаметр вала;
- статическая нагрузка, приходящаяся на опору;
- свойства масла (вязкость, плотность, коэффициент теплового расширения);
- частота вращения ротора;
- и некоторые другие.

На рис. 3 показано окно программного модуля DynFB для определения характеристик подшипников. Можно выбрать шаблон определенного типа подшипника из списка, в том числе дополнив его новыми конфигурациями.

В процессе расчета подшипника для каждого значения скорости вращения определяются различные параметры, в том числе жесткостные и демпфирующие коэффициенты, определяющие динамику ротора, а также статические характеристики. Массив полученных коэффициентов жесткости и демпфирования автоматически передается в опорные узлы предварительно подготовленной модели ротора, т.е. формируется квазилинейная модель ротора. После этого модель ротора с подшипниками скольжения полностью готова к расчету динамических характеристик.

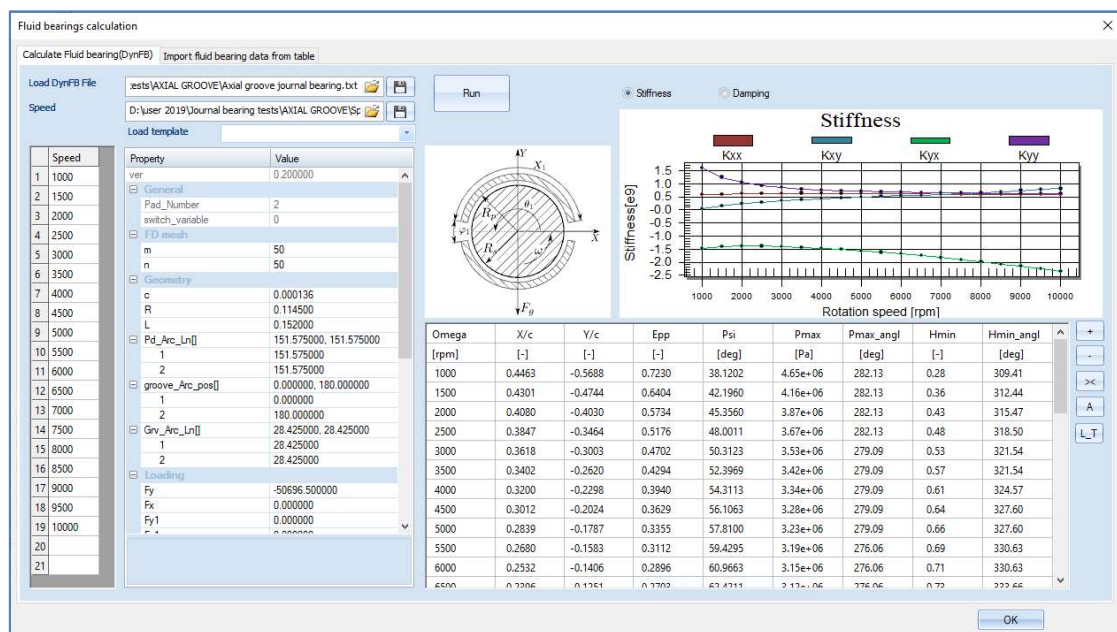


Рис 3. Окно программного модуля DynFB для определения статических и динамических характеристик подшипника

Формирование модели ротора генератора и ее анализ

В разделе показан процесс и основные шаги при анализе ротора генератора как динамической системы в DYNAMICS R4. Все обозначения осей графиков и выходных параметров выводятся в дальнейшем в символах программы.

Этап 1. Создание модели динамической системы ротора генератора на основе его геометрии и массово-инерционных характеристик.

Основные параметры исследуемого генератора [9]:

- полная масса ротора генератора - 10636 кг;
- эффективная длина подшипника - 152 мм;
- зазор - 0.136 мм. Радиус - 114.5 мм;
- тип смазки - ISO VG 32;
- динамическая вязкость масла при 70°C - 0.01436 Нсек/м²;
- рабочие режимы генератора – 50 и 60 Гц;
- дисбаланс – 1000 гсм.

Подготовленная для расчетов модель генератора показана на рис. 4.

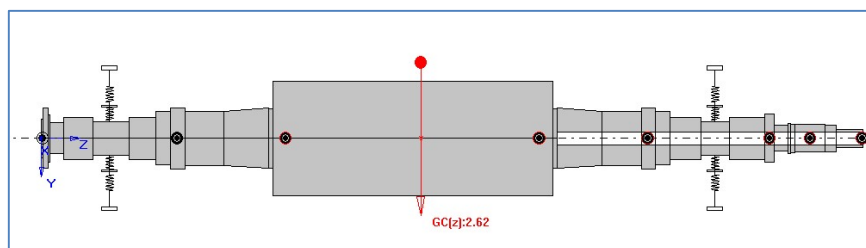


Рис. 4 Модель ротора генератора, подготовленная в DYNAMICS R4

Этап 2. Выбирается тип подшипника и ведется расчет его статических и динамических характеристик. В качестве примера на рис. 5 показаны полученные коэффициенты для цилиндрического подшипника с 2-мя осевыми канавками.

Коэффициенты передаются в опорные узлы модели ротора. Параметры подшипников и действующие реакции в подшипнике от силы веса одинаковые.

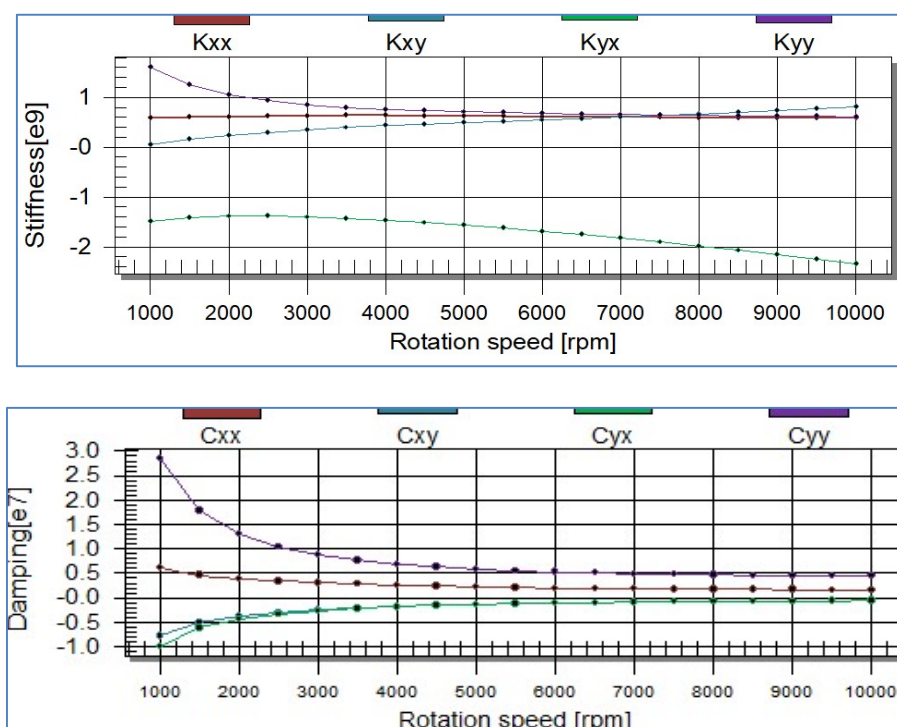
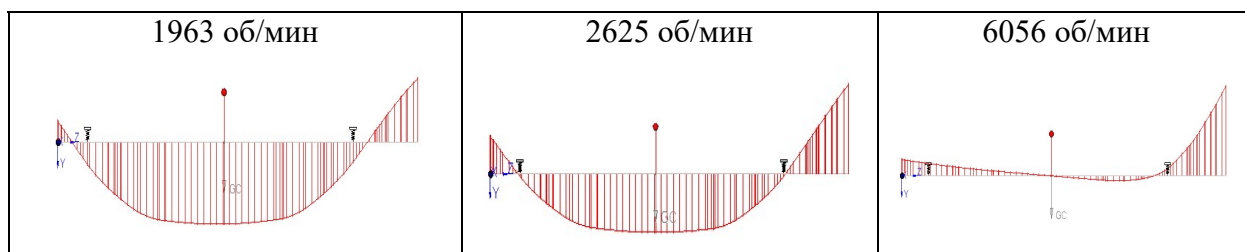


Рис. 5. Коэффициенты жесткости [Н/м] и демпфирования [Нс/м] цилиндрического подшипника с 2-мя осевыми канавками

Этап 3. Рассчитываются критические частоты вращения и формы колебаний модели ротора, табл. 2. Как видно, ротор генератора – гибкий и закритический.

Таблица 2. Критические частоты вращения и формы колебаний



Известно, что для роторов с цилиндрическими подшипниками скольжения граница устойчивости находится вблизи или выше удвоенной первой критической частоты [4], т.е. около 3926 об/мин.

Этап 4. Границу устойчивости можно уточнить, рассчитав карту устойчивости ротора – зависимости относительного коэффициента демпфирования от частоты вращения ротора, рис. 6.

Нулевое значение относительного коэффициента демпфирования определяет частоту вращения ротора, на которой возникают автоколебания, т.е. ротор теряет устойчивость. В нашем случае ~3830 об/мин.

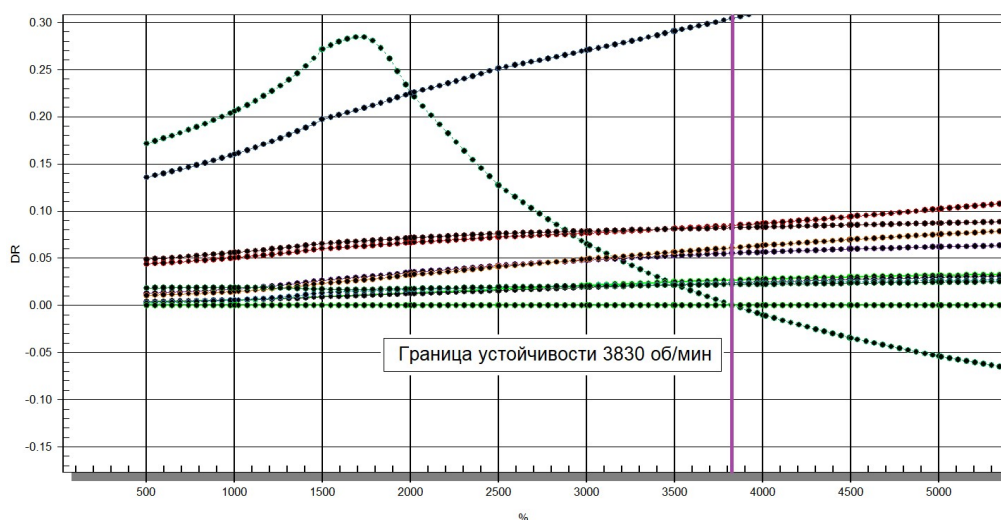


Рис. 6 Зависимости коэффициента относительного демпфирования от частоты вращения

Этап 5. Для определения частоты и формы колебаний, по которой происходит потеря устойчивости ротора, используются зависимости относительного коэффициента демпфирования от частоты собственных колебаний, рис. 7. Нулевое значение коэффициента относительного демпфирования определяет собственную частоту и форму колебаний, на которой могут возникнуть автоколебания. Рассчитанной частоте возникновения автоколебательного процесса соответствует форма собственных колебаний с частотой ~ 2004 1/мин.

Полученные результаты показывают близость границы устойчивости к рабочим оборотам генератора. Запас по отношению к рабочему режиму 3000 об/мин - 830 об/мин. По отношению к режиму 3600 об/мин всего 230 об/мин. Требуется переход к другому типу подшипника, например, к “лимонному”.

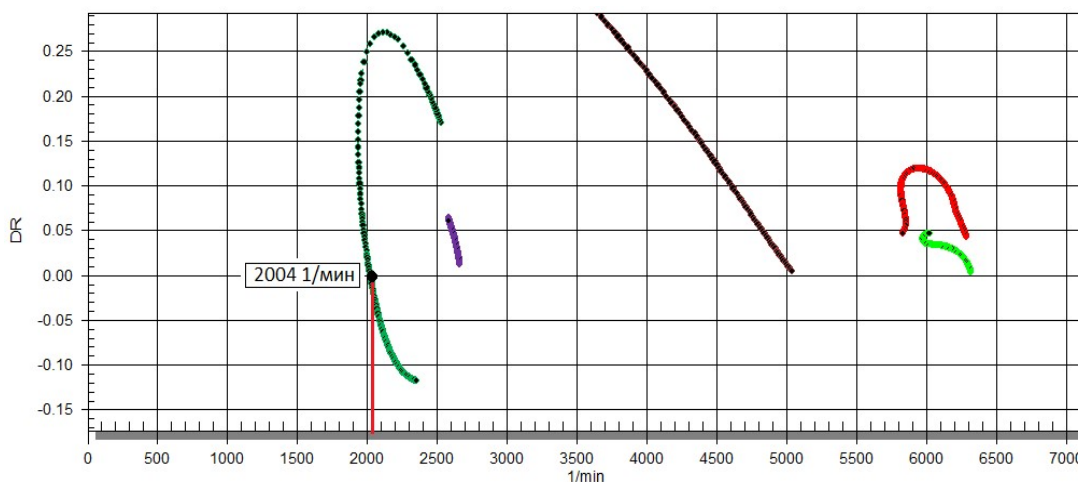


Рис. 7 Зависимость коэффициента относительного демпфирования от частоты собственных колебаний

Этап 6. Другими факторами, которые принимаются проектировщиком в расчет, является близость рабочего режима к критической частоте вращения, уровень вибраций и коэффициент усиления на резонансе. Стандарт API RP 684 [2] описывает методику по определению положения номинального режима по отношению к резонансным режимам. На рис. 8 показана рассчитанная для генератора амплитудно-частотная характеристика в опоре ротора.

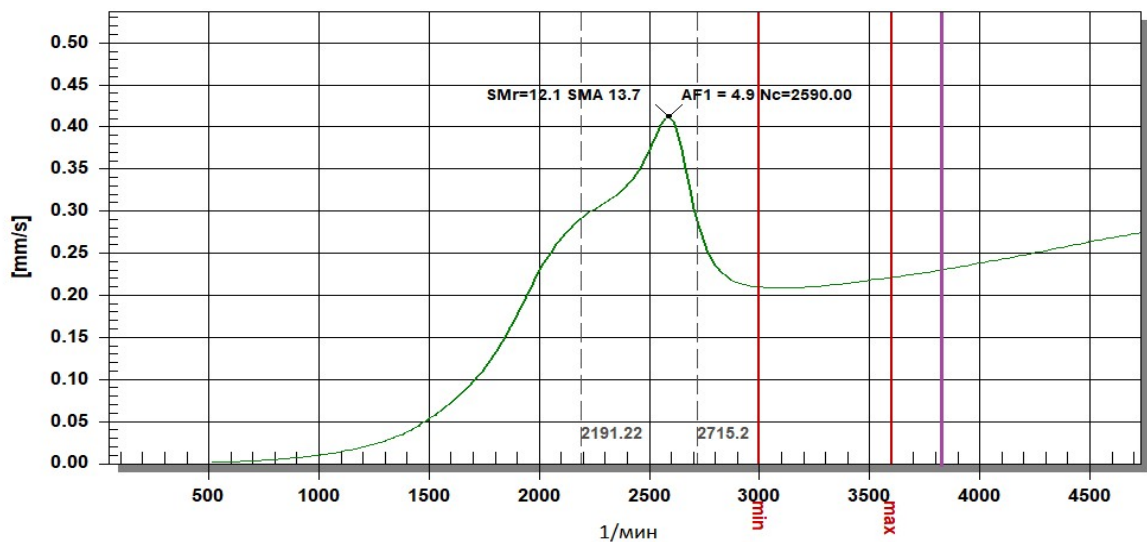


Рис. 8 АЧХ ротора генератора
 N_c - критическая скорость ротора; $AF1$ - коэффициент усиления; SMr - необходимый запас; SMA - актуальный запас.

Вертикальными линиями показаны линии рабочих режимов – 3000 об/мин и 3600 об/мин, а также граница устойчивости 3830 об/мин. Графики получены для линеаризованной модели динамической системы ротора генератора. Подшипники скольжения линеаризованы в предположении наличия только малых виброперемещений ротора вокруг стационарного положения, которое определяется действием внешних статических сил. После потери устойчивости ротор будет совершать колебания сопоставимые с зазором в подшипнике, что выходит за границы применимости линеаризованной модели подшипников, соответственно результаты расчета действительны до значения границы устойчивости.

Анализ различных типов подшипников

Низкая граница устойчивости цилиндрического подшипника показывает необходимость выбора другого типа подшипника, в котором перекрестная связанность проекций гидравлической силы, действующей в пленке, должна быть меньше по сравнению с цилиндрическим, а значит и выше расчетная граница устойчивости.

Помимо границы устойчивости конструктора интересуют и другие параметры и, в частности, положение критической скорости вращения и запас отстройки режима от резонанса.

Для сравнения положения критических скоростей вращения при применении подшипников скольжения различных типов в первом приближении подойдет карта критических частот, получаемая в параметрическом анализе созданной модели. Обычно она используется для изотропных систем, в которых меняется только один коэффициент. Для подшипников скольжения, у которых жесткостные или демпфирующие свойства описываются матрицами 2×2 , карта критических частот по верикальному коэффициенту жесткости K_{uu} дает некоторое приближение к действительным значениям критических частот вращения.

На рис. 9 показана карта критических скоростей ротора, на которую дополнительно нанесены линии значений коэффициентов жесткости K_{uu} для подшипников разных типов в зависимости от частоты вращения. Под названием подшипника показана скорость вращения соответствующая границе устойчивости роторной системы генератора с таким подшипником (первое число) и значение собственной частоты колебаний, по которой происходит потеря устойчивости (второе число).

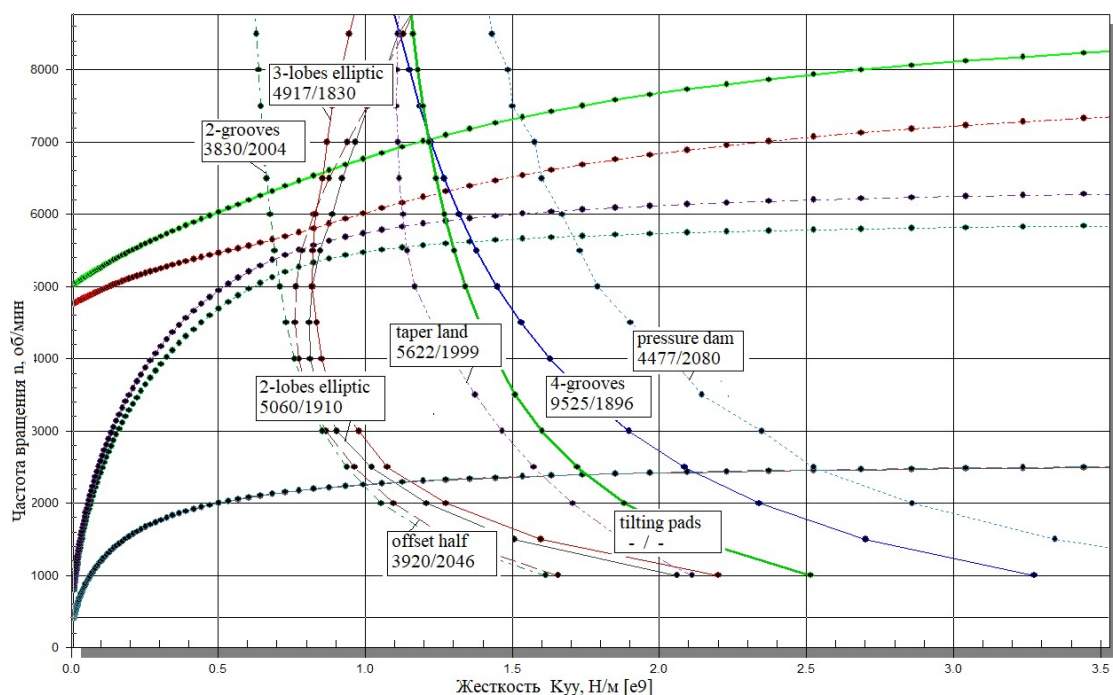


Рис. 9 Карта критических частот ротора

Как видно, наибольшая граница устойчивости у подшипника с 4-мя продольными канавками (4-grooves), разделяющими подшипник на 4 рабочих сегмента, повернутых относительно вертикальной оси на 45 градусов. Жесткость подшипника достаточно большая, что позволяет его использовать для тяжелого генератора с высокой частотой вращения. Однако следует отметить и другие эффекты увеличения радиальной жесткости в подшипнике скольжения – рост критической скорости вращения, и уменьшение запаса по отношению к рабочему режиму. Увеличение жесткости также ведет к уменьшению эффективности демпфирования.

В левой части графика сгруппировались 4 подшипника с меньшей вертикальной жесткостью по сравнению с другими. Из этой группы выделяются эллиптические подшипники, показывающие хороший запас по границе устойчивости, а также наилучший запас критической частоты вращения по отношению к рабочему режиму.

Как уже отмечалось положение границы устойчивости в первую очередь определяют перекрестные коэффициенты жесткости. На рис. 10 показаны перекрестные коэффициенты жесткости, рассчитанные для различных типов подшипников в модели генератора.

Сравнивая графики на рис. 9 и рис. 10 можно увидеть, что наилучшие характеристики по положению границы устойчивости имеют подшипники скольжения с отрицательными значениями коэффициентов K_{xy} при положительном направлении вращения ротора.

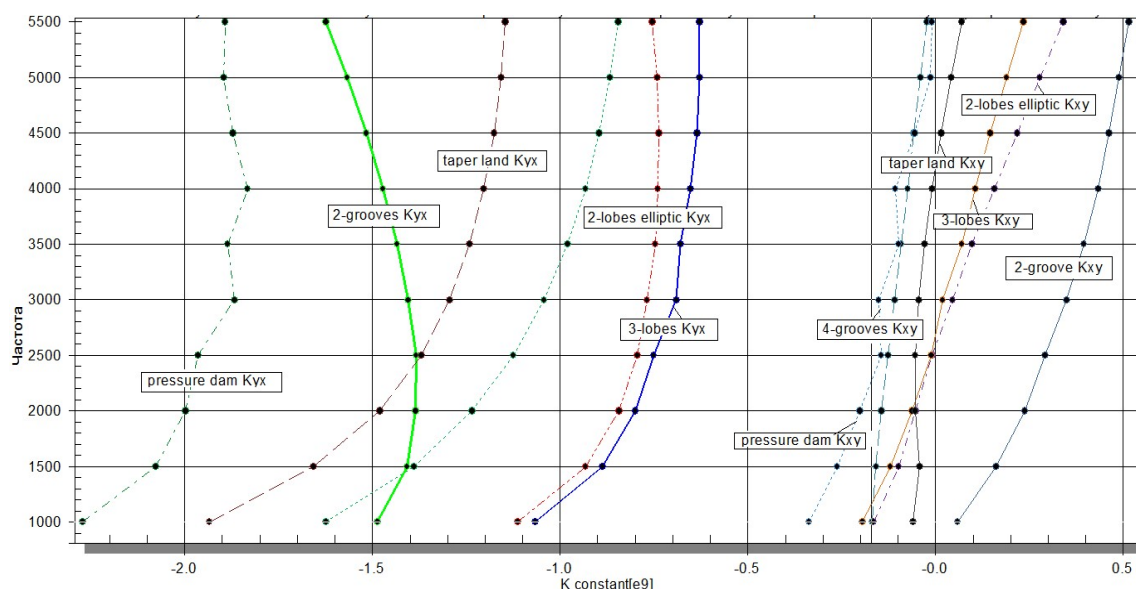


Рис. 10. Перекрестные коэффициенты жесткости

Важным параметром являются коэффициенты демпфирования, в конечном счете, определяющие уровень вибраций ротора, рис. 11. Анализ показывает, что коэффициенты демпфирования C_{yy} в несколько раз превышают коэффициенты в горизонтальном направлении C_{xx} . Значение перекрестных коэффициентов C_{xy} и C_{yx} близки друг к другу и, как правило, отрицательные, работают на увеличение циркуляционных сил в масляной пленке и, соответственно, на снижение границы устойчивости роторной системы.

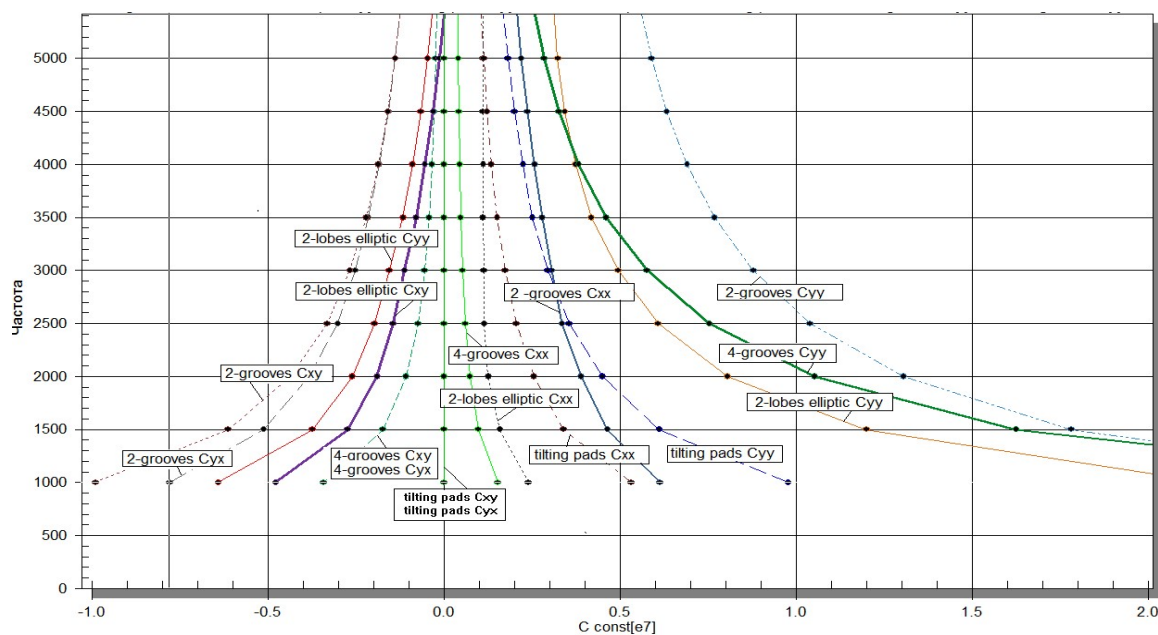


Рис. 11 Прямые и перекрестные коэффициенты демпфирования по частоте вращения генератора

Надо отметить, что коэффициенты демпфирования C_{xy} и C_{yx} для подшипника с 4-мя осевыми канавками в 2..3 раза меньше, чем у цилиндрического подшипника с 2-мя осевыми канавками. Сравнительно малое значение этих коэффициентов является причиной высокого значения границы устойчивости. Перекрестные коэффициенты демпфирования в случае подшипника с самоустанавливающимися сегментами близки к нулю.

На рис. 12 представлены АЧХ модели исследуемого генератора, рассчитанные для разных типов подшипника. Из результатов хорошо видно, что эллиптический подшипник скольжения обеспечивает минимальную амплитуду на резонансе, а также подтверждаются

качественные оценки по положению резонансных пиков, полученные из карты критических скоростей.

Также интересным является тот результат, что АЧХ виброперемещений ротора для подшипника с четырьмя осевыми проточками и подшипника с четырьмя самоустанавливающимися колодками оказались практически одинаковыми.

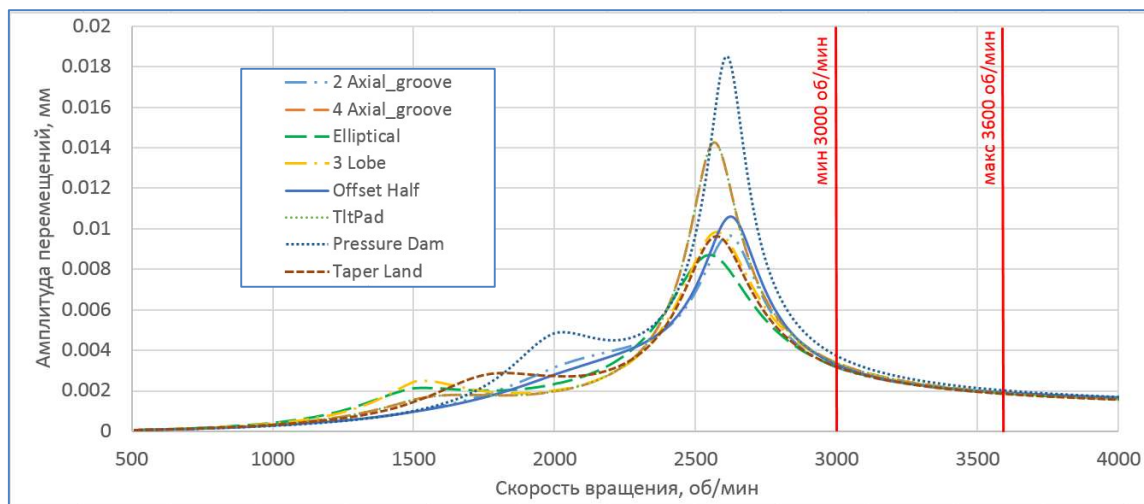


Рис. 12. АЧХ виброперемещений по оси Y в сечении дисбаланса

В табл. 3 сгруппированы динамические характеристики ротора генератора, установленного на различных подшипниках, полученные в DYNAMICS R4, и которые могут рассматриваться конструктором при определении оптимального варианта с позиций общей динамики ротора.

Таблица 3

Тип подшипника	2-axial groove	4-axial groove	2-lobes elliptic	3-lobes elliptic	taper land	pressure dam	tilting pads
Граница устойчивости, об/мин	3872	9810	5060	4917	5622	4477	-
Резонансная частота, об/мин	2590	2571	2552	2552	2617	2617	2495
Реакция в опоре на резонансе, Н	1250	1876	1017	1012	1428	2491	1868
Реакция в опоре на режиме, Н	400	445	400	472	432	500	500
Потери мощности, кВт	1.7e4	1.6e4	1.6e4	1.7e4	1.6e4	1.9e4	1.1e5
Расход, масла через торцы, л/мин	12.17	8.99	30.15	11.19	12.2	14.45	10.01
Необходимый запас SMr	15.2	15.7	14.5	15	15.1	16	15.7
Актуальный запас SMA	12.9	14.4	15.1	14	14	13	14.4

Анализ показывает, что практически все подшипники по отношению к 2-axial groove обладают лучшим запасом по границе устойчивости, хорошим демпфированием. Все

остальные параметры близки между собой. Однако единственным подшипником, обеспечивающим необходимый запас отстройки от резонанса в соответствии со стандартом API является лимонный подшипник (2-lobes elliptic), при этом он обладает хорошим запасом устойчивости. Именно эти два критерия указывают на то, что подшипник такой конфигурации подходит для данной роторной системы с позиции роторной динамики. Кроме того, эллиптические подшипники технологичны, что также является плюсом. Возможно, единственной отрицательной стороной таких подшипников в данной конфигурации роторной системы является несколько больший объемный расход масла через торцы в сравнении с остальными типами.

Заключение

В статье рассмотрен алгоритм выбора типа подшипника скольжения и определения его геометрии на этапе проектирования конструкции ротора генератора. Выбор проводится по положению границы устойчивости ротора, значениям жесткостных и демпфирующих характеристик подшипников скольжения, положению резонансных режимов относительно рабочих частот генератора и некоторым другим. Для определения границы устойчивости используются зависимости коэффициентов относительного демпфирования по режимам. Для оценки положения резонансов и их опасности с точки зрения работоспособности генератора учитываются требования стандартов API.

Реализованные в программной системе DYNAMICS R4 алгоритмы могут быть использованы практически для любого типа машины с ротором на подшипниках скольжения.

Литература

1. ГОСТ ИСО 7902-1-2001 Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета.
2. API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train torsionals, and Rotor Balancing (API RP 684), Second Edition, august 2005.
3. Коровчинский М.В., Теоретические основы работы подшипников скольжения. М.: Машиностроение, 1959 г. С.-402
4. Вибрации в технике: Справочник 6-ти томах Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов. – М.: Машиностроение, 1980. 544 с.
5. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник. – М.: Машиностроение, 1980.- 224 с.
6. Чернавский С.А. Подшипники скольжения, М.: Машиностроение, 1963 г., С.-246.
7. Программная система для решения задач роторной динамики «DYNAMICS R4». Общество с ограниченной ответственностью "Альфа-Транзит", Роспатент. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018614888 от 19.04.2018 г
8. Salamone, Dana J.-Journal bearing design types and their applications to turbomachinery, Centritech Corporation, Houston Texas. Proceedings of the thirteen-turbomachinery symposium., 1984. pp. 179-188.
9. Леонтьев М.К., А.В. Давыдов, Дегтярев С.А. Динамическая устойчивость ротора турбогенератора. "Газотурбинные технологии" № 4, 2012 г.