

тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика и сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{array}{l} P_{\text{пр1}} > P_{1\text{max}} \\ P_{\text{пр2}} < P_{2\text{min}} \end{array} \right\} \quad (10)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в переднем контуре

тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика и сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика".

Необходимо отметить, что бортовое диагностирование датчиков давления в контурах тормозного привода сводится к проверке соотношения (1), а локализация неисправностей производится по выражениям (3-10).

МОДЕЛИРОВАНИЕ РОТОРА

А.В. Яхницкий, главный конструктор ОДО "Традико"

Роторы или валы являются главными элементами большинства энергетических машин и одновременно основным источником вредных вибраций. Интенсивность вибраций в основном зависит от совершенства самого ротора, свойств подшипников, способа передачи крутящего момента, внешних воздействий. При исследовании проектировании используют дифференциальные уравнения движения ротора, которые решаются аналитически только для простейшего случая линейных упругости и демпфирования опор [1]. При нелинейных опорах анализ уравнений усложняется [2]. Такой подход неприемлем и для систем с активным воздействием на ротор. Например, для активных магнитных подшипников с цифровым управлением. Для этих целей необходимо создание более простых математических моделей и в то же время с минимальным числом допущений.

Моделирование жесткого симметричного ротора на основе статического равновесия сил.

Жесткий симметричный ротор, вращающийся с угловой скоростью ω в упруго-демпферных опорах характеризуется следующими параметрами: массой M и эксцентриситетом $E = MЦ$ (рис. 1), суммарными жесткостью C и демпфированием K опор.

Рассмотрим равновесие сил приложенных к ротору. Будем считать, что силы сопротивления и упругости приложены к геометрическому центру вала (цапф) $Ц$, центробежная возмущающая сила $F_{ц}$ прило-

жена в центре масс M и проходит через центр неподвижных опор O . Сила демпфирования F_d направлена в противоположную сторону скорости движения цапфы. Сила упругости F_y проходит через центр неподвижных опор и перпендикулярна F_d . Для равновесия системы равнодействующая сила F_r должна быть равна по величине центробежной возмущающей силе $F_{ц}$ и направлена в противоположную сторону. Поскольку F_r и $F_{ц}$ не находятся на одной линии, то возникает тормозящий крутящий момент, который компенсируется приводом.

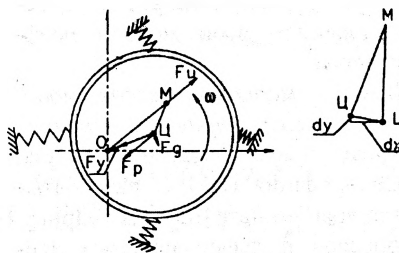


Рис. 1.

Из условия равновесия и треугольника $OMЦ$ напишем уравнения, связывающие параметры системы ротор - опоры:

$$\begin{aligned} F_{ц}^2 &= F_y^2 + F_d^2, \\ F_{ц} &= m\omega^2 R, \\ F_y &= f(r), \\ F_d &= f(\omega r), \\ \cos\gamma &= F_y / F_{ц}, \\ E^2 &= R^2 + r^2 - 2Rr\cos\gamma, \end{aligned} \quad (1)$$

где $E = MЦ$, $R = OM$, $OЦ = r$, $\gamma = \angle MOЦ$.

Таким образом, мы имеем систему алгебраических уравнений, решив которую можно найти все силы и моменты, действующие на ротор и на основании, смещения

центра вала r и центра масс R .

Для симметричного ротора в упруго-демпферных опорах система уравнений будет иметь вид:

$$\begin{aligned} (m\omega^2 R)^2 &= (Cr)^2 + (K\omega r)^2, \\ \cos\gamma &= Cr / m\omega^2 R, \\ E^2 &= R^2 + r^2 - 2Rr\cos\gamma. \end{aligned} \quad (2)$$

Решать систему будем следующим образом. Задаемся последовательно значениями смещения центра вала r , начиная с 0. Из первого уравнения находим квадрат радиуса центра масс:

$$R^2 = [(Cr)^2 + (K\omega r)^2] / (m\omega^2)^2.$$

Подставляя значение R^2 и $\cos\gamma$ в третье уравнение системы, находим эксцентриситет E и сравниваем с принятым. Если равенство выполняется с заданной точностью, значит r является корнем системы уравнений.

Несмотря на простоту модели, и метода расчета, можно получить те же результаты, что и при решении дифференциальных уравнений.

Кроме того, тем же способом можно моделировать роторную систему с нелинейной жесткостью и любым видом демпфирования, например, демпфером "сухого трения". Для этого достаточно подставить другие формулы для расчета сил упругости и демпфирования.

Наглядность модели позволяет анализировать неустойчивость ротора в ненагруженном полноохватном газодинамическом подшипнике. Условием устойчивости является треугольник сил, подобный показанный на рис. 2. Силы, действующие в газодинамическом подшипнике, показаны на рис. 2 [3]. Здесь всегда имеется составляющая

газодинамической силы F_g , совпадающая по направлению с линейной скоростью центра вала Ц. При радиальном нагружении подшипника, например, силой веса ротора, вал вращается вокруг центра, несовпадающего с центром подшипника. В этом случае на части траектории вращения вала направление силы F_g такое, что проекция на направление линейной скорости центра вала направлена против этой скорости. То есть сила F_g выполняет и роль демпфирующей. По-видимому, можно говорить о коэффициенте демпфирования как среднем за оборот.

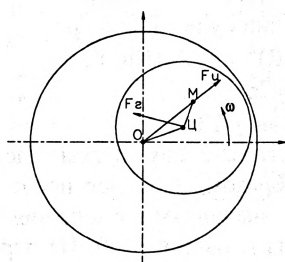


Рис. 2.

Таким образом, коэффициент подъемной силы и угол смещения характеризуют и демпфирующую способность газодинамического подшипника. И вопрос в том можно ли использовать эти величины, полученные в статических условиях для расчета динамики ротора без пересчета или уточнения.

Таким же способом можно исследовать простейший случай устойчивости симметричного ротора в активных магнитных подшипниках (МАП) с линейной системой управления. Такую систему можно описать зависимостями коэффициента усиления и угла запаздывания от частоты [4]: $K_y=f(\omega)$, $\varphi=f(\omega)$.

Сила в магнитном подшипнике должна быть равна центробежной силе (см. рис. 3). Направление силы определяется углом запаздывания φ вектора силы относительно вектора смещения цапфы.

$$\begin{aligned} K_m \cdot K_y &= F_{ц}, \\ F_{ц} &= m\omega^2 R, \\ F_d &= f(\omega r), \\ \cos\gamma &= F_y / F_{ц}, \\ E^2 &= R^2 + r^2 - 2Rr\cos\gamma, \end{aligned} \quad (3)$$

где $E=MC$, $R=OM$, $OC=r$, $\gamma=$

$=\angle MOЦ$, K_m – коэффициент, зависящий от параметров электромагнита.

Приведенная система решается таким же способом, как и система (2).

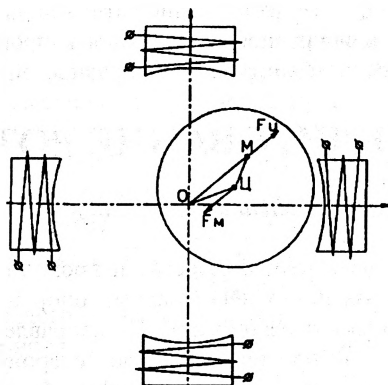


Рис. 3.

Выводы. Приведенная модель простая, имеет хорошую наглядность и позволяет для многих случаев определить основные направления поиска.

Недостатки. Сложно посчитать разгон, учесть внешние дестабилизирующие факторы - приложение сил к ротору, вибрации статора, анизотропию опор. Расчеты несимметричного жесткого ротора с использованием этой модели неэффективны.

Прямое математическое моделирование симметричного ротора.

Метод прямого математического моделирования (ПММ) разрабатывался для расчета нестационарных процессов в деформируемых элементах машин и механизмов, где применение других методов связано с большими трудностями [5]. Аналогичные методы применяются при решении задач газовой динамики [6], электротехники, теплотехники. Метод отличается тем, что законы сохранения формулируются непосредственно для конечных пространственных элементов и временных интервалов с минимальными допущениями, а не опираются на приближенные конечно-разностные аппроксимации дифференциальных уравнений. Это обеспечивает полную устойчивость процедуры счета при практически неограниченном числе интервалов времени.

Создадим модель ротора для рас-

чета методом ПММ. Рассмотрим уже известный рис. 1 – некоторое положение ротора в прямоугольной системе координат. Движущей силой является крутящий момент, вызывающий поворот вокруг центра масс - точки М. При этом, из-за эксцентриситета, ось цапфы Ц смещается, что вызывает изменение центрирующих сил. За малый промежуток времени dt линия МЦ повернется на угол ωdt . Точка Ц переместится в точку Ц' и координаты ее изменятся на dx и dy :

$$dx = E\omega dt \cdot \sin\alpha, \quad dy = E\omega dt \cdot \cos\alpha, \quad (4)$$

где α - угол между линией МЦ и осью X, ω - мгновенное значение угловой скорости.

$\sin\alpha$ и $\cos\alpha$ можно выразить:

$$\sin\alpha = (Ry - y) / E = E_y / E,$$

$$\cos\alpha = (Rx - x) / E = E_x / E,$$

где R_x, R_y – проекции радиуса вращения центра масс (точки М), E_x, E_y – проекции эксцентриситета, x, y координаты центра оси ротора.

Подставим значения $\sin\alpha$ и $\cos\alpha$ в уравнения (4):

$$dx = E\omega dt \cdot E_y / E = E_y \omega dt, \quad (5)$$

$$dy = E\omega dt \cdot E_x / E = E_x \omega dt.$$

Новое положение оси вала:

$$x = x + dx = x + E_y \omega dt,$$

$$y = y + dy = y + E_x \omega dt. \quad (6)$$

Изменение положения центра вала вызывает изменение центрирующих сил, действующих на ротор. Для упруго-демпферных опор центрирующие силы имеют две составляющие: упругости, зависящие от смещения центра вала и демпфирования, зависящие от скорости центра вала. Центр масс движется под действием центрирующих сил.

Проекции сил, действующие на ротор:

$$F_x = -x C - K U_x,$$

$$F_y = -y C - K U_y, \quad (7)$$

где U_x и U_y - проекции скорости оси ротора.

Ускорение центра масс:

$$a_x = F_x / m = -C / m - K / m U_x,$$

$$a_y = F_y / m = -C / m - K / m U_y. \quad (8)$$

В общем случае коэффициенты могут меняться и быть разными для направлений по осям X и Y, что не влияет на ход расчетов.

Проекция скорости центра масс:

$$\begin{aligned} V_x &= V_x + a_x dt, \\ V_y &= V_y + a_y dt. \end{aligned} \quad (9)$$

Координаты центра масс:

$$\begin{aligned} R_x &= R_x + V_x dt, \\ R_y &= R_y + V_y dt. \end{aligned} \quad (10)$$

Проекции эксцентриситета на оси:

$$E_x = R_x - x, \quad E_y = R_y - y. \quad (11)$$

Этими уравнениями заканчивается цикл расчета. Далее для следующего промежутка времени $t = t + dt$ расчет начинается с уравнения (5). Для достаточно малых равенство $E_x^2 + E_y^2 = E^2$ выполняется с большой точностью, что является одним из способов проверки правильности расчетов.

Как видно, приведенные уравнения очень просты, в них нет тригонометрических функций. Они легко программируются и быстро вычисляются. Тем не менее, они полностью моделируют движение симметричного неуравновешенного ротора. Для достаточно малых dt устойчивому ротору соответствует устойчивые вычисления. Такой ротор остается устойчивым при наложении внешних возмущений, таких, например, как скачкообразное изменение угловой скорости. При одинаковой жесткости и демп-

фировании по осям X и Y , точки M и \bar{C} движутся по окружностям, при различных – по эллипсам. Можно наблюдать самоцентрирование в зарезонансной области при упруго-демпферных опорах с линейной характеристикой, затягивание резонанса при нелинейных опорах и другие эффекты.

При известном законе изменения крутящего момента, приведенные уравнения позволяют рассчитать скорость разгона до заданных оборотов, возможность перехода через резонанс при ограниченном крутящем моменте и заданном эксцентриситете.

Аналогично могут быть составлены уравнения для роторов в магнитных, в газовых или жидкостных подшипниках скольжения. Для этого в уравнение (7) необходимо подставить выражение для силы в соответствующем подшипнике.

По этому же принципу можно составить уравнения для несимметричного жесткого ротора.

Выводы.

Предложены две простые модели жесткого симметричного ротора. Модели имеют хорошую наглядность, позволяют рассчитывать ам-

плитудно-частотную характеристику, разгон симметричного ротора на различных опорах с линейной так и нелинейной характеристикой.

Литература:

1. Вибрации в технике. Том 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. М., "Машиностроение", 1980, 544 с.
2. Ландау Л. Д., Е. М. Лифшиц. Теоретическая физика. Т.1. Механика. М. "Наука", 1988, 216с.
3. Опоры скольжения с газовой смазкой. Под редакцией С.А. Шейнберга. М. "Машиностроение", 1979, 336с.
4. Попов Е. П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. М. "Наука", 1989, 304 с.
5. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В. Расчет конструкций методом прямого математического моделирования. М. "Машиностроение", 1988, 160 с.
6. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред. М. "Физматлит", 1994, 448 с.

УДК 622.692.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВЕЛИЧИНЫ ДОПУСТИМОГО ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОПРОВОДЕ ПРИ ПРИВАРКЕ ОТВОДА.

*Пётух П.П., Сорохан Ц.Д., Герасимчик И.И., предприятие "Белтрансгаз"
Красневский С.М., ГНУ "ФТИ НАН Б"*

При приварке отвода к магистральной трубе под действующим давлением возможны два вида исчерпания несущей способности конструкции:

образование сквозного отверстия (прожога) в стенке трубы без и/или с общим разрушением трубы; разрушение трубы вследствие ослабления прочности металла при тепловом воздействии источника сварочного нагрева, появления и распространения трещины вдоль образующей трубы от воздействия внутреннего рабочего давления в трубе.

При сварочных работах на действующих газопроводах с позиции рационального запаса остаточной прочности наиболее важной является область трубы непо-

средственно под сварочной дугой (ванной). Зная из эксперимента или из расчета область максимального нагрева (размеры сварочной ванны, в которой металл находится в расплавленном состоянии) и удельный тепловой поток сварочной дуги, можно рассчитать и/или экспериментально определить распределение температур под сварочной ванной. Зная распределение температур под сварочной дугой, можно рассчитать температурное поле во всех прилегающих областях. Расчет времени прожога в зависимости от времени воздействия и мощности теплового источника определяется из решения тепловой задачи и приведен в работе [6].