

ком генераторе. Исследования по акустике, электрофизике, радио-электронике. Межвузовский сборник, вып. 3/72/, 1975.

4. Ершов В.П., Рассохин Г.И., Яновский Е.А. Емкостные параметроны. Издание Вычисл.центра АН СССР, 1966.

А.Е. Дубинин, Н.Е. Корочкин, М.А. Куликов

#### К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ АППАРАТОВ С ПОДВИЖНЫМИ СИСТЕМАМИ

В процессе работы аппаратуры, установленной на движущихся объектах, на электровозах, имеют место непрерывные сложные многокомпонентные вибрации, обуславливаемые движением электровоза с различной скоростью и работой электрооборудования внутри высоковольтной камеры.

Причиной вибраций является знакопеременная нагрузка во всех узлах и деталях аппаратов, возникающая вследствие инерции масс деталей. Сотрясения и удары, возникающие при трогании, сцепке, движении на "стрелках" и т.д., создают кратковременные ударные нагрузки. В связи с этим при проектировании тяговых аппаратов необходимо принимать меры, исключающие отказы в работе аппаратуры вследствие воздействия перечисленных факторов.

При расчете и проектировании магнитных систем электромагнитных аппаратов и конструкций их подвижных систем для работы в условиях вибраций большой практический интерес представляет определение частот собственных (свободных) колебаний подвижной системы и динамических сил, возникающих вследствие вибрационных ускорений, ударов и определяющих требования к конструкции подвижной системы тягового электромагнита и противодействующего устройства [1].

Поскольку подвижные системы электромагнитных аппаратов представляют собой механические системы с одной степенью свободы, то их положение при свободных колебаниях, когда приложенная сила  $F = 0$ , можно описать уравнением [2]:

$$x = Ae^{-z t / 2m} \sin(\omega t + k), \quad (1)$$

где  $x$  - отклонение подвижной системы от положения равновесия;  $A$  - амплитуда свободных колебаний;  $z$  - сопротивление перемещению подвижной системы;  $\omega$  - угловая частота свободных колебаний подвижной системы [2]

$$\omega^2 = \frac{z}{m} - \left(\frac{z}{2m}\right)^2. \quad (2)$$

Как видно из расчета электромагнитов клапанного типа с якорем на призме, значение сопротивления  $z$  невелико и частоту свободных колебаний  $f$  можно определить в первом приближении с учётом лишь первого члена уравнения (2):

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\sqrt{\frac{z}{m}}}{2\pi}, \quad (3)$$

где  $z$  - эффективная жесткость пружины, приведенная к точке измерения перемещения подвижной системы.

Полученное выражение (3) позволяет определить частоту свободных колебаний подвижной системы при заданной ее массе. Входящая в выражение (3) величина  $m$  является приведенной массой подвижной системы и может быть подсчитана по формуле

$$m = m_{np.y} + m_{np.k.pl} + m_{np.n.k}, \quad (4)$$

где  $m_{np.y}$  - приведенная масса якоря;  $m_{np.k.pl}$  - приведенная масса контактной планки;  $m_{np.n.k}$  - приведенная масса подвижного контактного узла.

При подсчете полного значения приведенной массы подвижной системы электромагнита обычно величина  $m_{np.y}$ , соответствующая якорю, составляет большую часть от полной приведенной массы.

При вращении подвижной системы на ножевой опоре кинетическая энергия якоря будет равна  $T = \frac{J}{2} \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2$ , где  $J$  - момент инерции;  $d\theta/dt$  - угловая скорость относительно оси вращения. Если ход якоря  $x$  измеряется на расстоянии  $l$  от его оси вращения, то  $x = \theta l$  при малых значениях  $\theta$  и, следовательно,  $T = \frac{J \dot{x}^2}{2l^2} = \frac{m_{np} \dot{x}^2}{2}$ , где  $\dot{x}$  - скорость подвижной системы. Поэтому приведенная масса якоря может быть определена по формуле

$$m_{np} = J/l^2, \quad (5)$$

Момент инерции подвижной системы относительно оси вращения может быть определен аналитически по теореме Штейнера [3]:

$$J = J' + m d^2, \quad (6)$$

где  $m$  - действительная масса подвижной системы;  $J'$  - момент инерции подвижной системы относительно ее центра тяжести;  $d$  - расстояние от центра тяжести подвижной системы до точки ее закрепления.

Момент инерции подвижной системы относительно ее центра тяжести  $J'$  может быть подсчитан, исходя из геометрических размеров системы [3].

Момент инерции неуравновешенных подвижных систем сложной конфигу-

рации рассчитывается путём экспериментального измерения частоты собственных колебаний этой системы, представленной в виде физического маятника, для чего к подвижной системе по оси вращения на ножевых опорах прикрепляется тонкий стержень. Затем система выводится из положения равновесия, при этом измеряется частота свободных колебаний такого маятника.

Из равенства потенциальной  $V = mg\ell\theta^2/2$  и кинетической  $\Gamma = \frac{1}{2}(\omega\theta)^2$  энергии подвижной системы определяется момент инерции

$$J = \frac{mg\ell}{\omega^2} = \frac{mg\ell}{4\pi^2 f^2}, \quad (7)$$

где  $m$  - действительная масса подвижной системы;  $\ell$  - расстояние от центра тяжести системы до оси вращения.

Величина эффективной жесткости в формуле (3), т.е. жесткости пружины, приведенной к точке измерения перемещения подвижной системы, меньше действительной жесткости  $z'$  пружины. Она пропорциональна квадрату отношения расстояний от оси вращения до оси пружины  $\ell_{np}$  и точки измерения перемещения якоря  $\ell_x$ :

$$z = z' \left( \frac{\ell_{np}}{\ell_x} \right)^2. \quad (8)$$

Таким образом могут быть определены все величины, входящие в выражение (3), и частота собственных колебаний подвижной системы электромагнита при затяжке пружины  $F_{np} = 0$ .

Как показали расчеты и эксперименты, при определении виброустойчивости релейной аппаратуры резонансные явления имеют место при частотах больших, чем расчетные (кратных им), что объясняется наличием начального противодействующего усилия.

Усилия, возникающие на якоре подвижной системы реле при вынужденных гармонических колебаниях аппарата, установленного на вибростенде, изменяются во времени синусоидально и зависят в основном от ускорения колебаний или ударов (исключение составляют случаи резонанса, когда возникают значительные собственные колебания подвижной системы). Возникающую при этом силу можно выразить в виде равенства

$$F = F_A \sin \omega t, \quad (9)$$

где  $F_A$  - амплитудное значение силы;  $f = \omega/2\pi$  - частота колебаний.

Условием, обеспечивающим отсутствие ложных срабатываний электромагнита, является превышение усилия затяжки отключающей пружины при разомкнутом положении якоря и электромагнитного усилия при замкнутом положении якоря электромагнита над динамическими усилиями при вибрациях и ударах, т.е.

$$P_{max} > F_A; P_{эм} > F_A.$$

Если частоты вынужденных колебаний ниже собственных частот подвижной системы, то мгновенные значения усилий, возникающих на якоре электромагнита, могут быть определены по формуле (9); при частотах вынужденных колебаний, превышающих частоту собственных колебаний подвижной системы, могут быть рассчитаны лишь максимальные значения усилий, либо их средние значения.

Имея данные о величине приведенной массы подвижной системы, и об условиях вибраций, максимальное значение динамического усилия на якоре при вибрациях и ударах можно легко определить по второму закону Ньютона:

$$F_A = m_{np} a \quad , \quad (10)$$

где  $a$  — максимальное ускорение вибраций.

Зная величину амплитуды динамического усилия при вибрациях, можно определить минимальное противодействующее усилие  $F_{np}$  при разомкнутом якоре из равенства

$$F_{np.min} = F_{ан.мин} = K_3 F_A \quad , \quad (11)$$

где  $K_3$  — коэффициент запаса (для учета дополнительных динамических усилий, возникающих за счет вибрации магнитопровода вследствие нежесткого его крепления к панели, он может быть принят равным 1,3-1,5).

Для релейной аппаратуры электровозов в результате исследований было получено следующее эмпирическое соотношение:

$$F_{np.p} \approx \frac{40}{f_{св.p}} F_A \quad , \quad (12)$$

где  $F_A$  — рассчитано по формуле (10);  $f_{св.p}$  — частота свободных колебаний подвижной системы, рассчитанная по формуле (3), Гц.

Следует заметить, что корректность этой формулы зависит от жесткости крепления магнитной системы и контактного узла к панели аппарата. Формула применима при условии обеспечения высокой жесткости крепления неподвижных узлов для электромагнитов с якорем, опирающимся на призму. Она проверена экспериментально и позволяет выбрать минимальное противодействующее усилие из условий обеспечения работоспособности реле при частотах вертикальных гармонических колебаний до 100 Гц и ускорениях порядка 30 м/с<sup>2</sup> при  $m_{np} \leq 0,25$  кг и  $f_{св.p} \geq 8,0$  Гц, которое может быть использовано при выборе параметров электромагнита и противодействующего устройства.

Согласно приведенной методике, было определено минимальное противодействующее усилие для электромагнитного реле в тяговом исполнении, основные данные подвижной системы которого равны  $L \times b \times h =$

$$= 160 \cdot 10^{-3} \times 40 \cdot 10^{-3} \times 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \ell = 1,5 \text{ н}; \quad d = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad [4].$$

В результате расчета определено:  $\gamma' = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ ;  
 $\gamma = 0,192 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ ;  $\ell_x = 48 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $m_{np} = 0,083 \text{ кг}$ ;  
 $z' = 3000 \text{ н/м}$ ;  $z = 750 \text{ н/м}$ ;  $f_{с.б.р} = 15,2 \text{ Гц}$ ;  $f_n = 2,5 \text{ н}$ ,  
 $F_{np} = 6,7 \text{ н}$  при  $a = 30 \text{ м/с}^2$  и  $f = 100 \text{ Гц}$ .

Результаты экспериментальных исследований показали удовлетворительное совпадение с результатами расчета, погрешности не превышали 15%.

## В ы в о д ы

1. При проектировании электромагнитных аппаратов для подвижного состава расчет динамических усилий, возникающих в подвижных системах вследствие вибраций, целесообразно производить по изложенной методике.
2. В результате проведенных поверочных расчетов и экспериментальной проверки установлено, что при определении частот собственных колебаний и величин противодействующих усилий для отстройки от ложных срабатываний при вибрациях наибольшая относительная погрешность не превышает 15%.

## Л и т е р а т у р а

1. В а й с м а н Х.Г. Электрическая аппаратура управления судовыми электродвигателями. М., "Морской транспорт", 1958.
2. П и к Р., У э й г а р У. Расчёт коммутационных реле. ГЭИ, 1961.
3. Я в о р с к и й Б.М., Д е т л а ф ф А.А. Справочник по физике. ФМИ, 1963.
4. Ш в е ц Ю.П., Д у б л и н и н А.Е. Серия электровозных промежуточных реле постоянного и переменного тока. "Электровозная и тепловозная тяга". 1968, № 2.

А.И. Никонов

## К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МАГНИТНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ СКОРОСТИ И ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Метод расчета магнитной проводимости зазоров перемещающихся полюсов [1] обладает значительной общностью и достаточно широко ис-