

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ КОАКСИАЛЬНО-ЛИНЕЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С АКСИАЛЬНЫМ И РАДИАЛЬНЫМ НАПРАВЛЕНИЯМИ НАМАГНИЧИВАНИЯ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

*Проведено теоретичні та експериментальні дослідження амплітудних, фазових та інерційно-силових частотних характеристик двох типів коаксіально-лінійних електричних двигунів зворотно-поступального руху з постійними магнітами, вектор намагнічування яких направлений аксіально та радіально по відношенню до вісі бігуна, а також здійснено порівняльний аналіз характеристик цих двигунів.*

*Проведены теоретические и экспериментальные исследования амплитудных, фазовых и инерционно-силовых частотных характеристик двух типов коаксиально-линейных электрических двигателей возвратно-поступательного движения с постоянными магнитами, вектор намагничивания которых направлен аксиально и радиально по отношению к оси бегуна, а также выполнен сравнительный анализ характеристик этих двигателей.*

### ВВЕДЕНИЕ

В работах [1-6] были исследованы амплитудно и фазо-частотные характеристики вибрационных систем в динамическом режиме с гидравлическими, электромагнитными и асинхронными приводами рабочих органов. Перечисленные вибрационные системы имеют такие недостатки, как: малую надежность работы вибраторов, большую энергоемкость, недостаточную эргономичность и автоматизацию этих систем управления.

В качестве привода рабочих органов вибрационных систем предлагаются коаксиально-линейные двигатели с постоянными магнитами (КЛД-ПМ).

В работах [7-9] были рассмотрены конструктивные решения вибрационных систем с двигателями КЛД-ПМ с аксиальным и радиальным векторным направлениями намагничивания постоянных магнитов (КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р), но были недостаточно исследованы электромеханические характеристики, в частности: амплитудно-частотные  $X = f(f)$ ; фазо-частотные  $\varphi = f(f)$  и инерционно-силовые частотные  $F_{ин} = f(f)$  характеристики.

Исследование частотных характеристик  $X = f(f)$ ,  $\varphi = f(f)$  и  $F_{ин} = f(f)$  позволяет определить эффективность работы двигателей КЛД-ПМ-А и

КЛД-ПМ-Р при резонансе вибрационных систем и их сравнительные характеристики, то есть в положении резонанса вибрационных систем определить затраты энергии, доставляемой системе при максимальной величине возмущающей силы, развиваемой двигателями КЛД-ПМ, и сравнить их между собой в абсолютных и относительных единицах.

**Целью работы** является исследование электромеханических частотных характеристик  $X = f(f)$ ;  $\varphi = f(f)$ ,  $F_{ин} = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ.

Сравнение электромеханических частотных характеристик между вибрационными системами КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р в абсолютных и относительных единицах осуществляется при одинаковых конструктивных и электрических параметрах статоров двигателей КЛД-ПМ и равных по массе магнитов, используемых при построении полюсов бегунов. Поэтому данная работа является актуальной.

**Описание, конструктивные размеры и электромеханические параметры физической модели двигателя КЛД-ПМ.**

Предложена физическая модель вибрационной системы, приводом рабочего органа которой является коаксиально-линейный двигатель с постоянными магнитами (рис. 1, табл. 1).

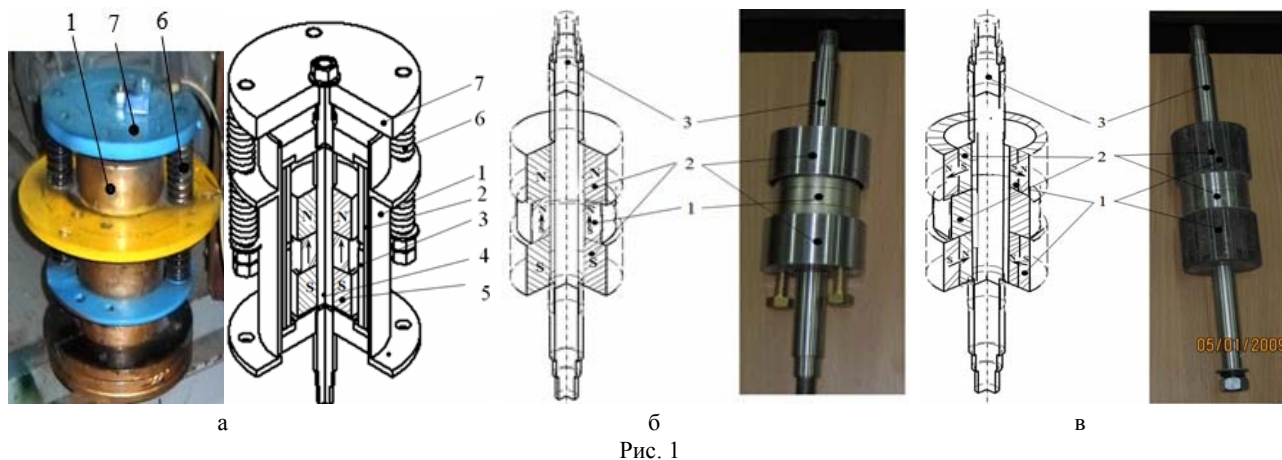


Рис. 1

На рис. 1: а – физическая модель и схематичное изображение вибратора, где: статор – 1, магнитопровод статора – 2, обмотки статора – 3, бегун – 4, концентраторы магнитного потока (полюса) – 5,

пружины – 6, дополнительная масса – 7; б – бегун с постоянными магнитами, вектор намагничивания которых направлено аксиально (ПМ-А),

где: постоянные магниты – 1, концентраторы магнитного потока (полюса) – 2, стержень бегуна – 3;  $\epsilon$  – бегун с постоянными магнитами, вектор намагничивания которых направлено радиально (ПМ-Р), где: постоянные магниты – 1, концентраторы магнитного потока – 2, стержень бегуна – 3.

Таблица 1

| n  | Наименование  | Размеры  |
|----|---|--|
| 1  | Внешний диаметр магнитопровода статора, мм (стальная проволока, $d = 1$ мм) | $D_s = 96$   |
| 2  | Внутренний диаметр магнитопровода статора, мм                               | $d_s = 86$   |
| 3  | Длина магнитопровода статора, мм  | $L_s = 152$  |
| 4  | Внешний диаметр катушки статора, мм   | $D_k = 86$   |
| 5  | Внутренний диаметр катушки статора, мм                                      | $d_k = 76$   |
| 6  | Ширина катушки, мм  | $b_k = 73$   |
| 7  | Сечение провода обмотки статора, мм <sup>2</sup>                            | $\Delta_s = 0,724$   |
| 8  | Число витков в катушке статора (2 ед.)                                      | $W = 250$  |
| 9  | Общая длина проводника катушек статора, м                                   | $l_s = 111$  |
| 10 | Немагнитный зазор между магнитопроводом статора и бегуном, мм               | $\delta = 7$   |
| 11 | Конструктивные размеры концентраторов магнитного потока (полюсов), мм       | $D_n = 60;$<br>$d_n = 20;$<br>$b_n = 40$                           |
| 12 | Площадь активной части полюсов бегуна, мм <sup>2</sup>                      | $S_{mn} = 15072$   |
| 13 | Конструктивные размеры постоянных магнитов "А", мм                          | $D_{ax} = 5;$<br>$d_{ax} = 20;$<br>$b_{ax} = 14$                   |
| 14 | Масса постоянных магнитов "А" (3 ед.), кг                                   | $m_{ax} = 0,51$  |
| 15 | Общая длина магнитной системы бегуна, мм                                    | $L_o = 112$  |
| 16 | Конструктивные размеры постоянных магнитов "Р", мм                          | $L_{rad} \times b_{rad} \times h_{rad}$<br>$38 \times 10 \times 5$ |
| 17 | Масса постоянных магнитов "Р" (30 ед.), кг                                  | $m_{rad} = 0,495$  |
| 18 | Полюсное деление, мм  | $\tau = 56$  |
| 19 | Внешний диаметр пружины сжатия (ГОСТ 13766-86; $d = 5$ мм), мм              | $D = 32$   |
| 20 | Число витков пружины  | $n = 9,5$  |
| 21 | Коэффициент жесткости пружины, Н/мм   | $k = 2959,25$  |

### Математическое моделирование и экспериментальное исследование частотных характеристик двигателей КЛД-ПМ вибрационной системы при динамическом режиме.

Исследования амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$ , инерционно-силовых частотных характеристик  $F_{ин} = f(f)$  и фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ проводились при синусоидальном источнике питания. Вынужденные колебания рабочего органа вибратора создаются при помощи электромагнитной силы, развиваемой двигателем КЛД-ПМ:

$$F_{эл.м} = F_{a(max)} \cos \omega t, \quad (1)$$

где  $F_{a(max)}$  – максимальное значение вынуждающей силы, Н;  $\omega = 2\pi f$  – угловая частота, рад/с;  $f$  – частота сети, Гц.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний вибратора, ориентированного горизонтально, по [1-3, 12], имеет вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_{a(max)} \cos \omega t. \quad (2)$$

Физическая модель вибратора КЛД-ПМ (см. рис. 1), предложенная для исследования в данной работе, может быть представлена в виде эквивалентной механической схемы (рис. 2).

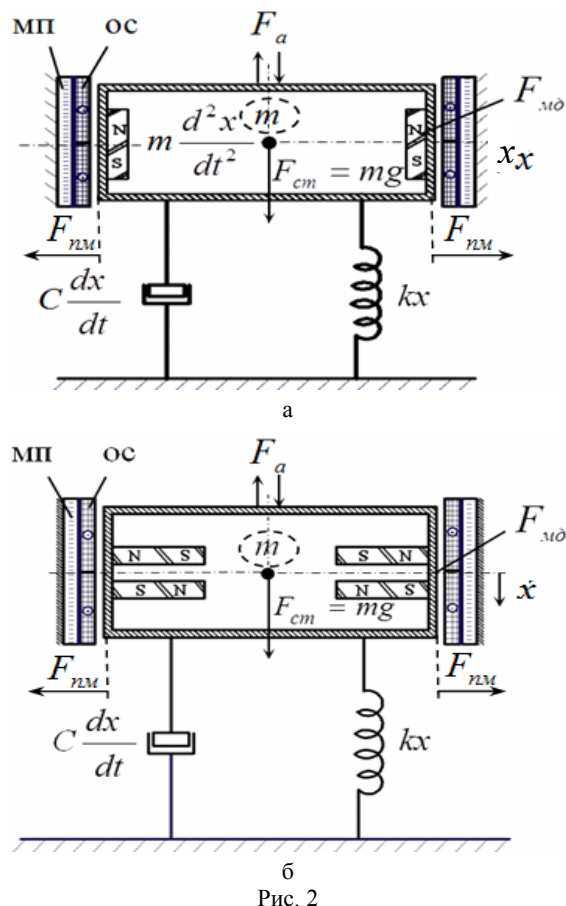


Рис. 2

На рис. 2: а – эквивалентная механическая схема вибрационной системы КЛД-ПМ с аксиальным направлением намагничивания вектора постоянных магнитов; б – эквивалентная механическая схема вибрационной системы КЛД-ПМ с радиальным направлением вектора намагничивания постоянных магнитов, где: МП – магнитопровод статора двигателя; ОС – обмотка статора; NS – постоянные магниты.

При работе вибрационной системы КЛД-ПМ вибратор ориентирован вертикально (см. рис. 2); кроме максимального значения электромагнитного тягового усилия  $F_{a(max)}$ , участвует статическая нагрузка  $F_{ст}$ , которая действует согласно электромагнитной силе, развиваемой двигателем, вниз по оси  $x$  (см. рис. 2).

Тогда, с учётом статической нагрузки  $F_{ст}$  и результирующей силы магнитного притяжения  $\Sigma F_{пмр}$  уравнение (3) примет вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_{a(max)} \cos \omega t + F_{cm} - \Sigma F_{пмр}, \quad (3)$$

где:  $m$  – масса подвижной части вибратора (бегуна), кг;

$m \frac{d^2 x}{dt^2}$  – сила, приложенная к центру тяжести

подвижной части (бегуна) вибратора, Н;  $c \frac{dx}{dt}$  – сила

трения, которую необходимо преодолевать при перемещении стержня бегуна относительно подшипников скольжения, Н;  $F_a$  – максимальное значение амплитуды вынуждающей силы, Н;  $F_{ст} = mg$  – статическая нагрузка, Н;  $kx$  – сила натяжения, развиваемая сжатой пружиной, Н;  $F_{пм}$  – сила притяжения от постоянных магнитов по отношению к магнитопроводу статора для двигателя "КЛД-ПМ", Н;  $\frac{d^2x}{dt^2}$  – линейное ускорение, м/с<sup>2</sup> и  $\frac{dx}{dt}$  – линейная скорость, совпадающая по

направлению с силой, приложенной к центру тяжести подвижной части двигателя, м/с;  $c$  – коэффициент трения между стержнем бегуна и подшипниками скольжения, Н·с/м [10];  $k$  – коэффициент жесткости пружины (коэффициент жесткости пружины одного витка равен 311,50 Н/мм) [11];  $x$  – перемещение пружины, м;  $t$  – время, с.

Характерной особенностью коаксиально-линейных двигателей является круговая компенсация силы магнитного притяжения  $F_{пм}$  при условии осесимметричного расположения бегуна.

Тогда уравнение (3) будет иметь вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{c}{m} \frac{dx}{dt} + \frac{kx}{m} = \frac{F_{a(max)}}{m} \cos \omega t + \frac{F_{cm}}{m}. \quad (4)$$

Следовательно, полученные выражения (3) и (4) являются дифференциальными уравнениями вынужденных колебаний вибрационной системы КЛД-ПМ.

Согласно работе [2] в выражение (4) введём коэффициент демпфирования  $h = c/2m$  и собственную угловую частоту  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$  вибратора.

Тогда уравнение (4) примет вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2h \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \frac{F_{a(max)}}{m} \cos \omega t + \frac{F_{cm}}{m}. \quad (5)$$

Решение уравнения (5) получаем путем его прямого интегрирования при начальных условиях:  $x = x_0$ ;  $dx/dt = dx_0/dt$ , а также при  $h < \omega_0$ , запишется в виде:

$$x = e^{-ht} \left( x_0 \cos \omega_1 t + \frac{x_0 h + \dot{x}_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right) - \frac{F_{a(max)} e^{-ht}}{m[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2]} [(\omega_0^2 + \omega^2) \cos \omega_1 t + \frac{h}{\omega_1} (\omega_0^2 + \omega^2) \sin \omega_1 t] + x_a \cos(\omega t - \varphi), \quad (6)$$

где:  $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$  – докритическая резонансная частота;  $\varphi$  – фазовое запаздывание перемещения бегуна двигателя по отношению к вынуждающей силе, град.

Выражение (6) описывает переходные колебания [1], а выделенные формулы (7) и (8) из данного выражения являются соответственно амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристиками:

$$x_a = \frac{F_{a(max)}}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}} \quad (7)$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \quad (8)$$

Максимальное значение электромагнитного тягового усилия  $F_{a(max)}$ , развиваемого двигателем КЛД-ПМ, определялось по формуле  $F_{a(max)} = IB_{\delta}I$  с использованием данных, полученных в [14] при исследовании электромеханических тяговых характеристик физической модели КЛД-ПМ.

Тогда максимальное значение результирующей амплитуды вынуждающей силы перемещения бегуна относительно статора двигателя соответствует выражению:

$$F_a = F_{a(max)} + F_{cm}. \quad (9)$$

Следовательно, выражение (7), определяющее амплитудно-частотную характеристику двигателя КЛД-ПМ с учётом (9), примет вид:

$$x_a = \frac{F_a}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}. \quad (10)$$

Исследовав уравнение (10) на экстремум, для определения максимального значения амплитуды перемещения бегуна получим выражение:

$$x_{a(рез)} = \frac{F_a}{2mh \sqrt{(\omega_0^2 - h^2)}}. \quad (11)$$

Из данного выражения (11) находим максимальное значение амплитуды перемещения бегуна двигателя.

Известно, что максимальное значение колебания бегуна КЛД-ПМ возможно в пределах половины полюсного деления  $\tau/2$  [9, 13] (полюсное деление исследуемой физической модели двигателя КЛД-ПМ (см. табл. 1) составляет  $\tau = 0,056$  м).

Подставляя значение параметров физической модели двигателя КЛД-ПМ (см. табл. 1) в выражение (11), получаем максимальное значение амплитуды колебания бегуна. Расчёты показали, что при резонансе амплитуда колебания бегуна составила  $x_{a(рез)} = 6,67$  мм.

Сравнивая параметры амплитуды колебания  $x_{a(рез)}$  бегуна двигателя КЛД-ПМ, полученные при расчёте, со значением полюсного деления  $\tau$ , очевидно, что расчетное значение амплитуды колебания в несколько раз больше полюсного деления двигателя.

Следовательно, выражение (11) идеализировано и не учитывает факторы изменения коэффициента трения между стержнем бегуна, выполненного из немагнитной стали, и бронзовыми подшипниками скольжения в процессе работы двигателя, связанного со скоростью перемещения бегуна и изменением его температурного режима, а также возможного изменения симметрии зазора между магнитной системой постоянных магнитов бегуна и магнитопроводом статора, что ведёт к демпфированию и т.д. Эти факторы реально влияют при частоте, близкой к значению резонансной частоты  $f_0$ , на максимальное значение амплитуды колебания  $x_{a(рез)}$  бегуна двигателя при его работе.

Анализируя амплитудно-частотные характеристики колебательных систем [2, 12, 15] на основании экспериментальных исследований физических моделей КЛД-ПМ (см. рис. 11, 12), можем выделить для оценки эффективности работы двигателей КЛД-ПМ,

как исполнительных механизмов рабочих органов вибратора, понятие добротности:

$$Q = f_0 / \Delta f, \quad (12)$$

где  $f_0$  – резонансная частота, Гц;  $\Delta f$  – ширина резонансной кривой или полосы пропускания контура ( $f_{*B} - f_{*H}$ ), то есть разность между высшей  $f_{*B}$  и низшей  $f_{*H}$  частотами кривой характеристики  $X = f(f)$  на оси  $X$  с отметкой  $x_{a(\text{раз})}/\sqrt{2}$ .

Следовательно, для построения амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ используем графо-аналитический способ.

Так, например, параллельно оси  $f$  на кривых амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ-А (рис. 3) и КЛД-ПМ-Р (рис. 4) фиксируем крайние значения частот  $f_{*B}$  и  $f_{*H}$ , то есть полосы пропускания контура  $\Delta f$ . При пересечении полосы пропускания с ветвями кривой амплитудно-частотной характеристики проводим горизонтальную линию через полученные точки на кривой  $X = f(f)$  и ось  $X$ . Точку пересечения горизонтальной линии, проведённой через ось  $X$ , обозначим через  $X_{\text{мп}}$ .

Тогда максимальное значение амплитуды колебания бегуна можем определить по формуле:

$$X_{a(\text{рез})} = \sqrt{2} X_{\text{мп}}. \quad (13)$$

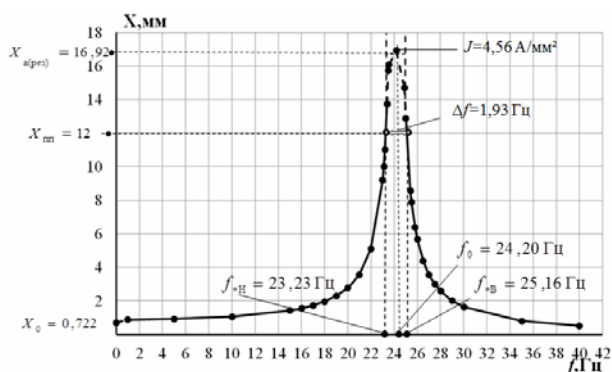


Рис. 3

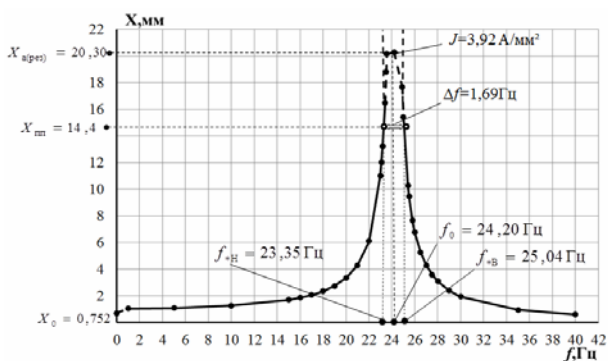


Рис. 4

Здесь  $X_0$  – амплитуда статического отклонения бегуна, мм. Под амплитудой статического отклонения  $X_0 = F_a / m\omega_0$  понимают статическую деформацию упругих связей сил, образующихся за счёт потокоцепления магнитного поля постоянных магнитов с магнитным полем магнитной системы обмоток статора двигателя под действием статической нагрузки бегуна при резонансной угловой частоте  $\omega_0$ .

Анализируя амплитудно-частотные характеристики колебательных систем (см. рис. 3, 4),

можно сделать следующие выводы: так, для двигателей физической модели КЛД-ПМ с аксиальным направлением вектора намагничивания постоянных магнитов при полосе пропускания контура  $\Delta f_{ax} = 1,93$  Гц добротность составляет  $Q_{ax} = 12,49$ , а для двигателя с радиальным направлением вектора намагничивания постоянных магнитов при полосе пропускания контура  $\Delta f_{rad} = 1,69$  Гц добротность составляет  $Q_{rad} = 14,30$ , где резонансная частота  $f_0 = 24,40$  Гц. Резонансная частота исследуемого двигателя физической модели КЛД-ПМ была определена по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (14)$$

где значения параметров коэффициента жесткости пружины  $k$  и массы подвижной части двигателя  $m$  представлены в табл. 1.

На рис. 5, 6 изображены семейства кривых амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$ , полученных графо-аналитическим способом, соответственно для двигателей КЛД-ПМ с аксиальным и радиальным направлениями вектора намагничивания постоянных магнитов при различных плотностях токов для двигателя КЛД-ПМ-А:  $J = 2,83; 3,3; 3,92; 4,56$  А/мм<sup>2</sup>, а для двигателя КЛД-ПМ-Р:  $J = 1,88; 2,99; 3,54; 3,92$  А/мм<sup>2</sup>.

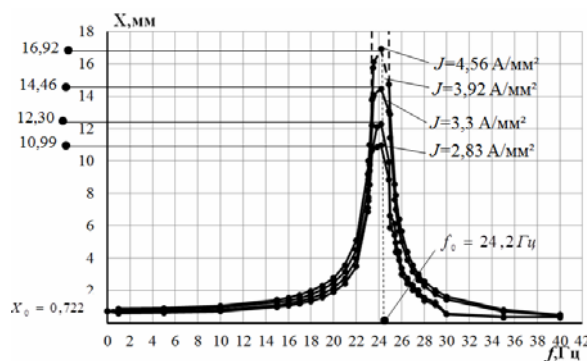


Рис. 5

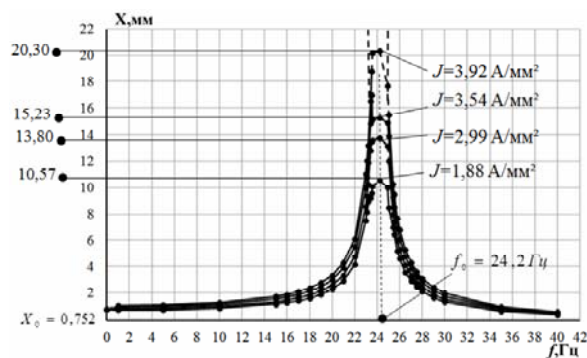


Рис. 6

Подставляя значение частоты  $f_i$  в пределах от 0 до 40 Гц и, соответственно, при выбранной частоте значение величины амплитуды колебания  $X_i$  бегуна двигателя КЛД-ПМ в выражение для определения инерционной силы:

$$F_{\text{ин}} = mX_i(2\pi f_i)^2, \quad (15)$$

получим кривые инерционно-силовых частотных характеристик  $F_{\text{ин}} = f(f)$  для двигателей КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р (рис. 7, 8), где  $F_{\text{ст}}$  – статическая нагрузка.

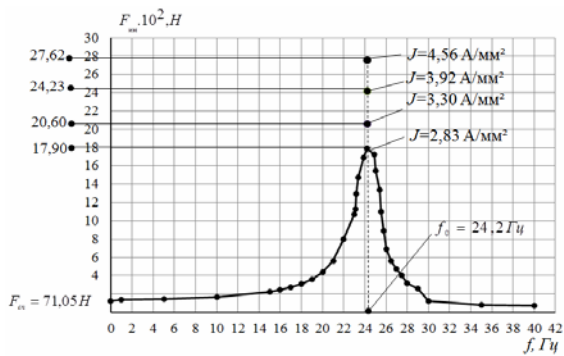


Рис. 7

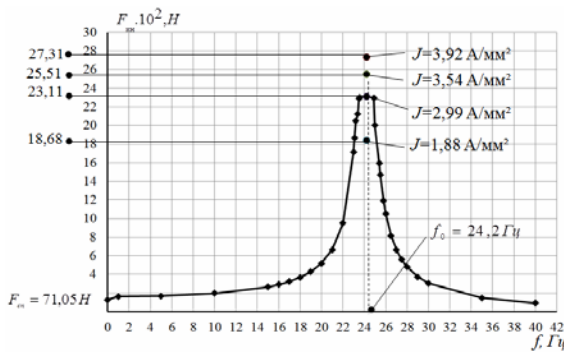


Рис. 8

С целью определения энергетического преимущества одного коаксиально-линейного двигателя с постоянными магнитами перед другим, а именно двигателей с аксиальным и радиальным направлениями вектора намагничивания постоянных магнитов относительно оси бегуна и их сравнения в абсолютных и относительных единицах при одинаковых конструктивных и электрических параметрах статора двигателя и равных по массе магнитах, применённых при построении полюсов бегунов, предлагается использовать такие характеристики, как  $\beta_x = f(J)$  (рис. 14) и  $\beta_F = f(J)$  (рис. 17), где  $\beta_x = X_{\max}/X_0$  – коэффициент динамичности [10], определяющий способность двигателей КЛД-ПМ развивать при резонансе максимальные значения амплитуды колебаний  $X_{\max}$  бегуна КЛД-ПМ по отношению к амплитуде статического отклонения  $X_0$ ;  $\beta_F = F_{\text{ин. макс}}/F_{\text{ст}}$  – коэффициент динамического усиления, определяющий способности двигателей КЛД-ПМ развивать при резонансе максимальные значения силы инерции  $F_{\text{ин. макс}}$  по отношению к статической нагрузке  $F_{\text{ст}}$ .

Характеристика  $\beta_x = f(J)$  (см. рис. 14) определяет зависимость коэффициента динамичности амплитудных колебаний бегуна КЛД-ПМ  $\beta_x$  от плотности тока  $J$ , а характеристика  $\beta_F = f(J)$  (см. рис. 17) определяет зависимость коэффициента динамического усиления инерционных сил  $\beta_F$ , развиваемого двигателем, от плотности тока  $J$ .

На основании анализа семейства амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ (рис. 5, 6) построены кривые характеристик  $\beta_x = f(J)$  (рис. 13), где  $\beta_{x(\tau)(ax)} = f(J)$  – расчётная кривая зависимости коэффициента динамичности от плотности тока для двигателя КЛД-ПМ-А;  $\beta_{x(\tau)(rad)} = f(J)$  – расчётная кривая зависимости коэффициента динамичности от плотности тока для двигателя КЛД-ПМ-Р.

На рис. 9 изображено семейство кривых фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  физической модели двигателей КЛД-ПМ, которые построены с использованием выражения (9) и соответствующих параметров двигателя (см. табл. 1) при заданных коэффициентах демпфирования  $h = 6,8; 13,6; 20,4; 27,2 \text{ с}^{-1}$ .

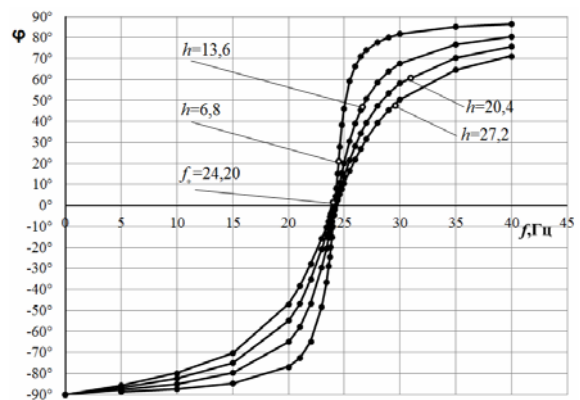


Рис. 9

Анализируя семейство кривых фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  для вибрационной системы КЛД-ПМ (см. рис. 9), можно увидеть, что при переходе через резонанс  $\varphi$  изменяется от  $-\pi/2$  до  $\pi/2$  тем быстрее, чем меньше трение. В положении резонанса независимо от величины демпфирования  $h$  сдвиг фаз равен 0 и энергия, доставляемая системе возмущающей силой двигателя  $F_{a(\max)}$ , максимальна.

#### Экспериментальные исследования двигателей КЛД-ПМ вибрационной системы при динамическом режиме.

Для проведения экспериментального исследования двигателей КЛД-ПМ при динамическом режиме его работы с целью получения частотных электромеханических характеристик  $X = f(f)$ ;  $\varphi = f(f)$  и  $F_{\text{ин}} = f(f)$  вибрационной системы разработан стенд (рис. 10).

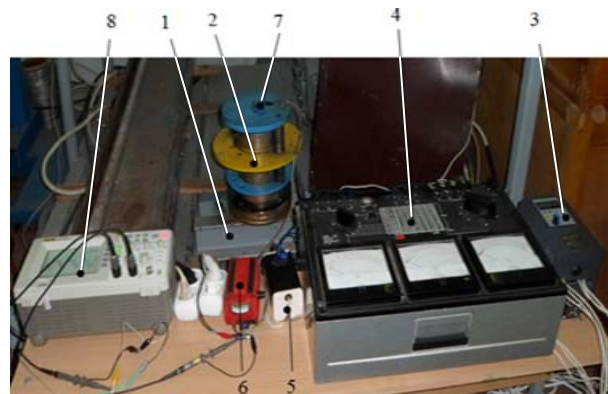


Рис. 10

На рис. 10: двигатель КЛД-ПМ – 1, закреплённый на платформе – 2; инвертор ПЧ-JR9000 (с законом регулирования  $U/f = \text{const}$ ) – 3; комплект измерительных приборов К-505 – 4; датчик тока – 5; блок питания – 6; датчик ускорения (акселерометр) – 7; цифровой осциллограф RIGOL DS1022C-8.

Электрическая принципиальная схема стенда для исследования частотных характеристик коаксиально-

линейного двигателя с постоянными магнитами изображена на рис. 11.

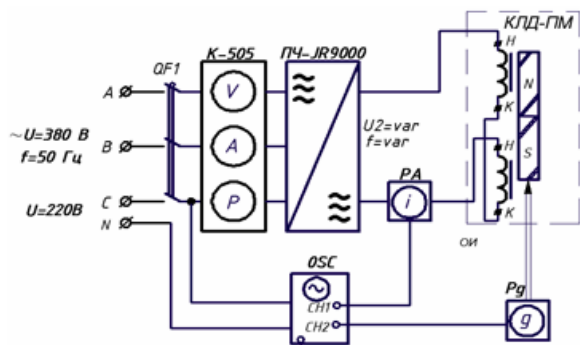


Рис. 11

На рис. 11: КЛД-ПМ – коаксиально-линейный двигатель с постоянными магнитами; ОИ – обмотка статора двигателя; NS – постоянные магниты; К-505 – комплект измерительных приборов; ПЧ-JR9000 – инвертор ( $U/f = \text{const}$ ); РА – датчик тока; Рg – датчик ускорения (акселерометр); OSC – цифровой осциллограф.

Экспериментальные исследования электро-механических частотных характеристик  $X = f(f)$ ;  $\varphi = f(f)$  и  $F_{\text{ин}} = f(f)$  коаксиально-линейных двигателей с постоянными магнитами, намагничивание которых аксиально и радиально направлено по отношению к оси бегуна, проводились при напряжениях  $U = 80, 100, 120, 140$  и  $160$  В, которые подавались на обмотки статора через инвертор, изменяя при этом значение величины частоты  $f$  в пределах  $(10 \dots 40)$  Гц.

При испытании двигателей КЛД-ПМ плотность тока при резонансной частоте, соответственно, для двигателя КЛД-ПМ-А составляла  $J = 1,18; 2,83; 3,3; 3,92; 4,56$  А/мм<sup>2</sup>, а для КЛД-ПМ-Р плотность тока составляла  $J = 1,35; 1,88; 2,99; 3,54; 3,92$  А/мм<sup>2</sup>.

Данные эксперимента фиксировались по приборам К-505, ПЧ-JR9000 и OSC, а затем заносились в "рабочую тетрадь" компьютера.

При построении электро-механических частотных характеристик  $X = f(f)$ ;  $F_{\text{ин}} = f(f)$  и  $\varphi = f(f)$  коаксиально-линейных двигателей с постоянными магнитами были использованы осциллограммы кривых токов  $i = f(t)$  и ускорения движения бегуна двигателя  $g = f(t)$ , зафиксированных на осциллографе OSC (см. рис. 11).

Для определения значений параметров экспериментальных кривых электро-механических частотных характеристик  $X = f(f)$ ,  $F_{\text{ин}} = f(f)$  и  $\varphi = f(f)$ , а также характеристик фазового угла сдвига между током  $i = f(t)$  и кривой амплитуды колебания бегуна  $x = f(t)$  для двигателя КЛД-ПМ с аксиальным и радиальным направлениями вектора намагничивания постоянных магнитов был использован графо-аналитический способ расчёта и программа Delphi.

На рис. 12, 13 изображены семейства кривых амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$ , а на рис. 15, 16 – семейства кривых инерционно-силовых частотных характеристик  $F_{\text{ин}} = f(f)$  для двигателей КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р.

Значения параметров амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$  и инерционно-силовых частотных

характеристик  $F_{\text{ин}} = f(f)$  были получены в результате экспериментальных исследований физических моделей коаксиально-линейных двигателей с постоянными магнитами, значения которых были рассчитаны графо-аналитическим способом.

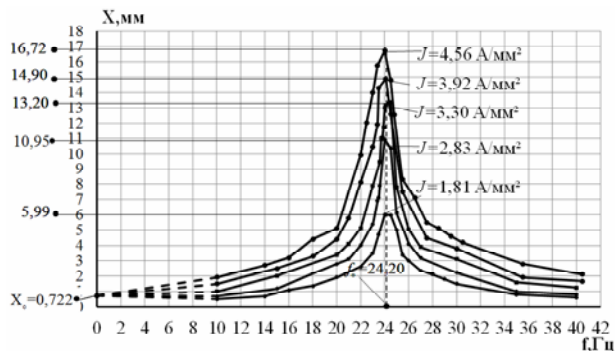


Рис. 12

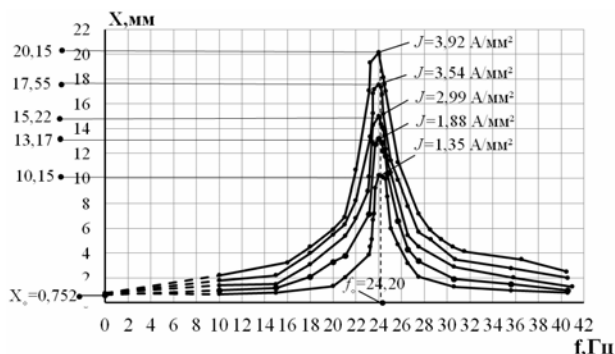


Рис. 13

На основании анализа семейств амплитудно-частотных характеристик  $X = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ (см. рис. 5, 6, 12, 13) построены кривые характеристик зависимости коэффициента динамичности от плотности тока  $\beta_x = f(J)$  (рис. 14) для двигателей КЛД-ПМ.

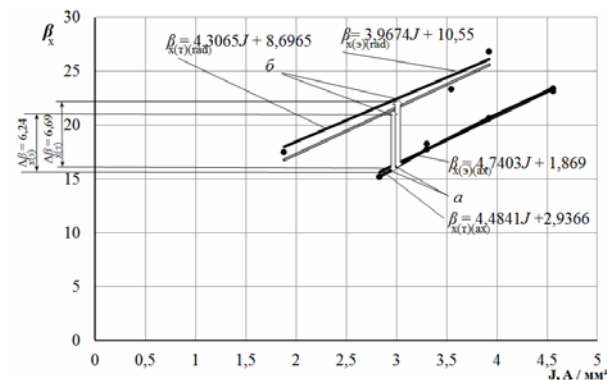


Рис. 14

На рис. 14 изображены кривые: *a* – экспериментальные  $\beta_{x(\epsilon)(ax)} = f(J)$  и расчётные  $\beta_{x(t)(ax)} = f(J)$  для двигателя КЛД-ПМ-А; *b* – экспериментальные  $\beta_{x(\epsilon)(rad)} = f(J)$  и расчётные  $\beta_{x(t)(rad)} = f(J)$  для двигателя КЛД-ПМ-Р.

Аппроксимируя кривые  $\beta_x = f(J)$  (см. рис. 14), получим выражения зависимости коэффициента динамичности от плотности тока для двигателей КЛД-ПМ:

$$\beta_{x(\epsilon)(ax)} = 4,7403J + 1,869, \quad (16)$$

$$\beta_{x(\epsilon)(rad)} = 3,9674J + 10,55, \quad (17)$$

$$\beta_{x(\tau)(ax)} = 4,4841J + 2,9366, \quad (18)$$

$$\beta_{x(\tau)(rad)} = 4,3065J + 8,6965. \quad (19)$$

Выражения (16) и (17) соответствуют аппроксимированным экспериментальным кривым, соответственно, для двигателей КЛД-ПМ с аксиальным  $\beta_{x(\tau)(ax)} = f(J)$  и радиальным  $\beta_{x(\tau)(rad)} = f(J)$  направлениями вектора намагничивания постоянных магнитов, а выражения (18) и (19) соответствуют расчётным кривым  $\beta_{x(\tau)(ax)} = f(J)$  и  $\beta_{x(\tau)(rad)} = f(J)$  для тех же двигателей.

Результаты расчётов показали, что расхождение значений коэффициентов динамичности  $\beta_x$  при плотности тока  $J = 3 \text{ А/мм}^2$  (ПВ 100 %) составляет, соответственно, при экспериментальном исследовании  $\Delta\beta_{x(\tau)} = 38,5 \%$  а при теоретическом –  $\Delta\beta_{x(\tau)} = 44,9 \%$ .

Разница между теоретическими и экспериментальными исследованиями значений коэффициентов динамичности составляет  $\Delta\beta_x = 6,4 \%$ , что удовлетворяет условиям проектирования такого вида двигателей.

На рис. 15, 16 изображены кривые инерционно-силовых характеристик  $F_{ин} = f(f)$  для двигателей КЛД-ПМ при подаче напряжения на обмотку статора  $U = 120 \text{ В}$ . Также зафиксированы максимальные значения усилий, развиваемых двигателями при резонансной частоте  $f = 24,2 \text{ Гц}$  и различных плотностях тока, а именно: для двигателя КЛД-ПМ-А ( $J = 1,18; 2,83; 3,3; 3,92; 4,56, \text{ А/мм}^2$ ) (см. рис. 17); для двигателя КЛД-ПМ-Р ( $J = 1,35; 1,88; 2,99; 3,54; 3,92, \text{ А/мм}^2$ ) (см. рис. 18).

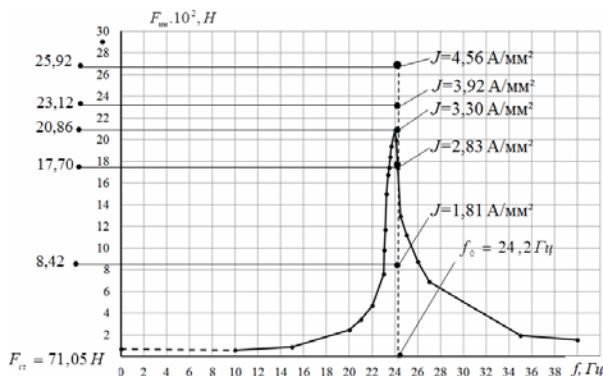


Рис. 15

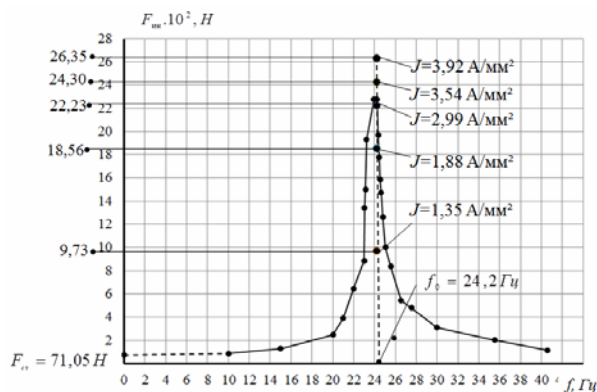


Рис. 16

На основании анализа семейств инерционно-силовых характеристик  $F_{ин} = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ (см. рис. 7, 8, 15, 16) построены кривые характеристик

зависимости коэффициента динамического усиления инерционных сил, развиваемых двигателями КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р, от плотности тока  $\beta_F = f(J)$  (рис. 17).

Коэффициенты динамического усиления инерционных сил  $\beta_F$  определяют способность двигателей КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р развивать при резонансе максимальные значения инерционных сил  $F_{ин}$ .

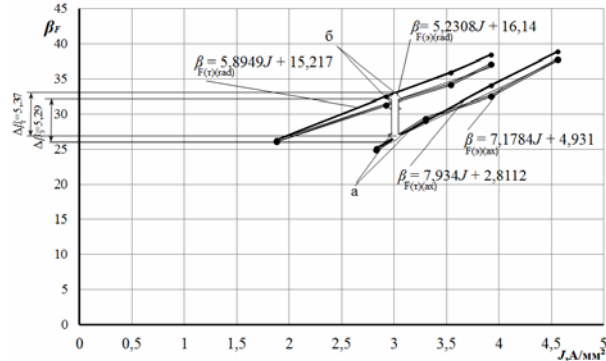


Рис. 17

На рис. 17 изображены кривые: *a* – экспериментальные  $\beta_{F(\tau)(ax)} = f(J)$  и расчётные  $\beta_{F(\tau)(ax)} = f(J)$  кривые зависимости динамического усиления инерционных сил от плотности тока для двигателя КЛД-ПМ-А; *б* – экспериментальные  $\beta_{F(\tau)(rad)} = f(J)$  и расчётные  $\beta_{F(\tau)(rad)} = f(J)$  кривые зависимости динамического усиления инерционных сил от плотности тока для двигателя КЛД-ПМ-Р.

Аппроксимируя кривые  $\beta_F = f(J)$  (см. рис. 17), получим выражения зависимости коэффициента динамического усиления инерционных сил от плотности тока для двигателей КЛД-ПМ:

$$\beta_{F(\tau)(ax)} = 7,1784J + 4,931, \quad (20)$$

$$\beta_{F(\tau)(rad)} = 5,2308J + 16,15, \quad (21)$$

$$\beta_{F(\tau)(ax)} = 5,2308J + 16,15, \quad (22)$$

$$\beta_{F(\tau)(rad)} = 5,8949J + 15,21. \quad (23)$$

Выражения (20) и (21) соответствуют аппроксимированным экспериментальным кривым, соответственно, для двигателей КЛД-ПМ с аксиальным  $\beta_{F(\tau)(ax)} = f(J)$  и радиальным  $\beta_{F(\tau)(rad)} = f(J)$  направлениями вектора намагничивания постоянных магнитов, а выражения (22) и (23) соответствуют расчётным кривым  $\beta_{F(\tau)(ax)} = f(J)$  и  $\beta_{F(\tau)(rad)} = f(J)$  для тех же двигателей.

Результаты расчётов показали, что расхождение значений коэффициентов динамического усиления инерционных сил  $\beta_F$  при зависимости динамического усиления инерционных сил от плотности тока  $J = 3 \text{ А/мм}^2$  (ПВ 100 %) составляет соответственно при экспериментальном исследовании  $\Delta\beta_{F(\tau)} = 20,29 \%$ , а при теоретическом –  $\Delta\beta_{F(\tau)} = 23,63 \%$ .

Разница между теоретическими и экспериментальными исследованиями значений коэффициентов динамического усиления инерционных сил составляет  $\Delta\beta_F = 3,34 \%$ , что удовлетворяет условиям проектирования такого вида двигателей.

На рис. 18, 19 изображены семейства кривых фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ-А и КЛД-ПМ-Р. Параметры фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  были получены в результате

экспериментальных исследований физических моделей коаксиально-линейных двигателей с постоянными магнитами, значения которых были рассчитаны графо-аналитическим способом.

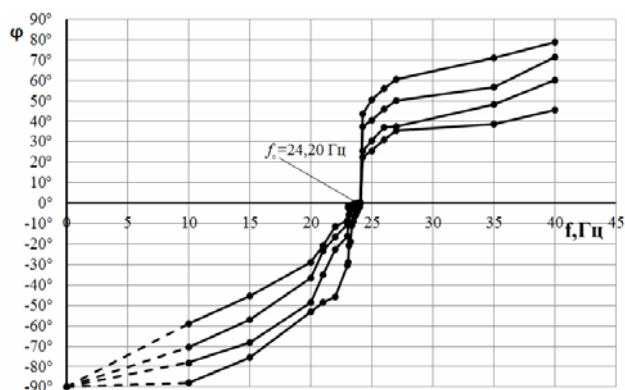


Рис. 18

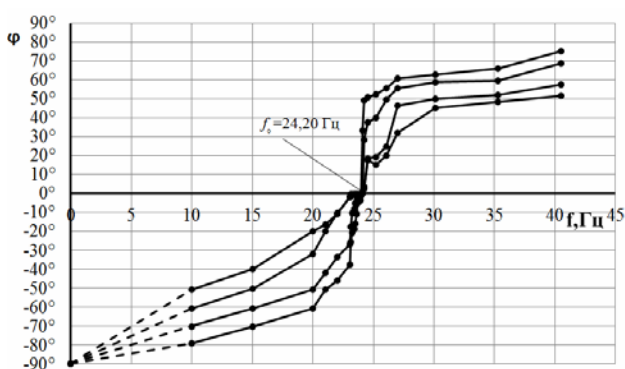


Рис. 19

Анализируя семейство кривых фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  двигателей КЛД-ПМ (см. рис. 9, 18, 19), заметим, что быстрый переход фазо-частотных характеристик, исследуемых для этих двигателей, близкий к резонансной частоте  $f_0$  (в пределах полосы пропускания контура  $\Delta f_{ax} = 1,93$  Гц для двигателя КЛД-ПМ-А и полосы пропускания контура  $\Delta f_{rad} = 1,69$  Гц для двигателя КЛД-ПМ-Р) обусловлен уменьшением сил трения при работе двигателей, то есть сила трения стремится к нулю [15].

В положении резонанса (см. рис. 9, 18, 19) независимо от величины демпфирования  $h$  угол сдвига фаз равен нулю  $\varphi = 0$  и энергия, доставляемая системе возмущающей силы  $F_{эл.м}$  двигателя, имеет максимальное значение, следовательно, потери мощности двигателя КЛД-ПМ на трение приближаются к нулю и коэффициент мощности при этом равен единице, то есть  $\cos\varphi = 1$ . Экспериментальные исследования фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  вибрационных систем физических моделей КЛД-ПМ (см. рис. 18, 19) подтверждают характер изменения теоретических фазо-частотных характеристик этих двигателей (см. рис. 9).

#### ВЫВОДЫ

Экспериментальные исследования фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  вибрационных систем физических моделей КЛД-ПМ подтверждают характер изменения кривых фазо-частотных характеристик, полученных теоретически. Например,

быстрый переход фазо-частотных характеристик  $\varphi = f(f)$  исследуемых двигателей КЛД-ПМ, близкий к резонансной частоте, характерен как для экспериментальных кривых, так и для теоретических кривых (в пределах полосы пропускания  $\Delta f_{ax} = 1,93$  Гц для двигателя КЛД-ПМ-А, и  $\Delta f_{rad} = 1,69$  Гц для двигателя КЛД-ПМ-Р).

При резонансе, независимо от величины демпфирования, угол сдвига фаз равен нулю, а коэффициент мощности равен единице.

Анализируя и сравнивая полученные характеристики  $\beta_x = f(J)$  и  $\beta_F = f(J)$  для двигателей КЛД-ПМ, можно видеть, что значения коэффициентов динамичности и значения коэффициентов динамического усиления инерционных сил для двигателей с радиальным направлением намагничивания постоянных магнитов значительно больше, чем с аксиальным. Например, при  $J = 3$  А/мм<sup>2</sup> ( $\beta_{x(ax)} = 16,08$ , а  $\beta_{x(rad)} = 22,45$ ;  $\beta_{F(ax)} = 26,46$ , а  $\beta_{F(rad)} = 31,84$ ).

Анализируя АЧХ и ФЧХ, видим, что при работе двигателя КЛД-ПМ устойчивость вибрационных систем находится в пределах рабочих частот ( $f_{*B} - f_{*H}$ ) (см. рис. 3, 4), а за резонансной частотой  $f_0$  кривые характеристик  $X = f(f)$ ,  $F_{ин} = f(f)$  резко падают.

Результаты теоретического, компьютерного и экспериментального исследования физической модели коаксиально-линейного двигателя в данной работе показали, что предложенные конструктивные решения по исполнению бегуна с полюсами, постоянные магниты которых намагничены радиально по отношению к оси бегуна, более эффективны и позволяют разработать двигатели необходимой мощности для современных вибраторов, применяемых в строительной индустрии и других отраслях.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов. М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
2. Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П. Строительные машины и монтажное оборудование: Учебник для студентов вузов по специальности "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование". – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. Т.1. Колебания линейных систем. Под ред. Болотина В.В. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
4. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. – М.: Машиностроение, 1977. – 325 с.
5. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
6. Баранов Ю.А. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом: дисс. канд. техн. наук. – К.: КГТУСиА, 1994. – 150 с.
7. Патент №57743, Украина, МПК(2011.01), E02D 7/00, E02D 7/18(2006.01), E02D 7/20(2006.01). Вібросбуджувач // Богаєнко М.В., Голенков Г.М., Голуб В.П., Попков В.С., Сидора А.М., Срібний В.О. Публ. 10.03.2011, бюл. №5.
8. Патент №93168, Украина, МПК(2011.01), H02K 33/00, H02K 41/025. Лінійний електродвигун зворотно-поступального руху // Барабаш В.А., Богаєнко М.В., Голенков Г.М., Голуб В.П., Попков В.С. Публ. 10.01.2011, бюл. №1.



9. Бондар Р.П., Голенков Г.М., Литвин О.Ю., Подольцев О.Д. Моделирование энергетических характеристик вибратора с линейным электрическим приводом // *Электромеханика и энергозберігаючі системи*. – 2013. – №2(22). – С. 66-74.
10. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах. Т.3., 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1982. – 736 с.
11. <http://www.spravconstr.ru/html/v3/ch32.html6>.
12. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. Для инженеров и студентов вузов. М.: Наука, 1964. – 848 с.
13. Голенков Г.М., Аббасян М.А. Моделирование распределения магнитной индукции коаксиально-линейного двигателя с аксиальным и радиальным направлениями намагничивания постоянных магнитов // *Электротехника и электромеханика*. – 2014. – №1. – С. 21-24.
14. Голенков Г.М., Аббасян М.А. Электромеханические характеристики коаксиально-линейного двигателя с аксиальным и радиальным направлениями намагничивания постоянных магнитов // *Технічна електродинаміка*. – 2014. – №3. – С. 64-69.
15. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.

**REFERENCES:** 1. Bauman V.A., Bykhovskiy I.I. *Vibratsionnye mashiny i protsessy v stroitel'stve. Uchebnoe posobie dlia studentov stroitel'nykh i avtomobil'no-dorozhnykh vuzov* [Vibration machines and processes in construction. Textbook for students of construction and automobile-and-highway universities]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1977. 255 p. 2. Martynov V.D., Aleshin N.I., Morozov B.P. *Stroitel'nye mashiny i montazhnoe oborudovanie: Uchebnyk dlia studentov vuzov po spetsial'nosti "Pod'emno-transportnye, stroitel'nye, dorozhnye mashiny i oborudovanie"* [Construction machines and assembly equipment: Textbook for students in specialty "Lifting-and-vehicles, building, road machines and equipment"]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 352 p. 3. Bolotin V.V. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik v 6-ti tomakh. T.1. Kolebaniia lineinykh sistem* [Vibrations in technology. Handbook in 6 vols. Vol.1. Oscillations of linear systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 352 p. 4. Baranov V.N., Zakharov Yu.E. *Elektrohidravlicheskie i gidravlicheskie vibratsionnye mekhanizmy* [Electrohydraulic and hydraulic vibration mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 325 p. 5. Matveev I.B. *Gidroprivod mashin udarnogo i vibratsionnogo deistviia* [Hydraulic drive of machines with shock and vibration actions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 184 p. 6. Baranov Yu.A. *Sozdanie stroitel'nykh udarno-vibratsionnykh mashin s elektromagnitnym privodom*. Diss. kand. techn. nauk [Creating construction shock-vibration machines with electromagnetic actuator. Cand. tech. sci. diss.]. Kyiv, 1994. 150 p. 7. Bogaenko M.V., Golenkov G.M., Golub V.P., Popkov V.S., Sidora A.M., Sribny V.O. *Vibrozbudzhuvach* [Vibration exciter]. Patent UA, no.57743, 2011.

8. Barabash V.A., Bogaenko M.V., Golenkov G.M., Golub V.P., Popkov V.S. *Linijnyj elektrodvygun z vorotno-postupal'nogo ruhu* [Linear motor reciprocating motion]. Patent UA, no.93168, 2011. 9. Bondar R.P., Golenkov G.M., Lytvyn A.Yu., Podoltsev A.D. Modelling of power characteristics of the vibrator with a linear electric drive. *Electromechanichni i energozberigayuchi systemy – Electromechanical and energy saving systems*, 2013, no.2(22), pp. 66-74. 10. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia: V 3-kh tomakh. T.3., 6-e izd.* [Dictionary of constructor-machine builder. In 3 vols. Vol.3. 6th edition]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 736 p. 11. Available at: <http://www.spravconstr.ru/html/v3/ch32.html6> (accessed 20 June 2014). 12. Iavorskii B.M., Detlaf A.A. *Spravochnik po fizike* [Handbook of physics]. Moscow, Nauka Publ., 1964. 848 p. 13. Golenkov G.M., Abbasian M.A. Simulation of magnetic induction distribution in a coaxial linear motor with axial and radial direction of permanent magnets magnetization. *Elektrotehnika i elektromekhanika – Electrical engineering & electromechanics*, 2014, no.1, pp. 21-24. 14. Golenkov G.M., Abbasian Mohsen. Electromechanical characteristics coaxial-linear motor with axial-radial direction of magnetization permanent magnets. *Tekhnichna elektrodynamika – Technical electrodynamic*, 2014, no.3, pp. 64-69. 15. Biderman V.L. *Teoriia mekhanicheskikh kolebanii: Uchebnyk dlia vuzov* [Theory of mechanical vibrations: Textbook for universities]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980. 408 p.

*Поступила (received) 20.10.2014*

Голенков Геннадий Михайлович<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
Аббасян Мохсен Алиакбарович<sup>1</sup>, аспирант,

<sup>1</sup> Киевский национальный университет  
строительства и архитектуры,  
03680, Киев, Воздухофлотский проспект, 31,  
тел/phone +38 044 2415565,  
e-mail: bohdant@gmail.com, mohsen12849@yahoo.com

*G.M. Golenkov<sup>1</sup>, M.A. Abbasian<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> Kyiv National University of Construction and Architecture  
31, Povitroflotsky Avenue, Kyiv-037, 03680 Ukraine

**Modeling of operation of coaxial-linear motors with axial and radial directions of magnetization of permanent magnets in dynamic mode.**

Theoretical and experimental investigations of the amplitude, phase and inertia-power frequency characteristics of two types of coaxial-linear electric motors of back-and-forth motion with permanent magnets, which magnetization vector is directed axially and radially relative to the axis of the runner are carried out. The comparative analysis of characteristics of these motors is presented.

**Key words – coaxial-linear motor, permanent magnets, modeling, experimental investigations, amplitude, phase and inertia-power frequency characteristics.**