

УДК 621.313.84

Т.В.Виштак¹, И.П.Кондратенко², докт.техн.наук, **А.П.Ращепкин³**, докт.техн.наук,
^{1,2,3} – Институт электродинамики НАН Украины,
 пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина.

ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРАТОРА

Разработаны методы анализа динамического состояния электромагнитного вибратора в зависимости от напряжения питания, частоты, жесткости пружинного подвеса и величины трения между заготовкой и гильзой кристаллизатора. Описана конструкция предлагаемого вибратора, в котором использованы постоянные магниты. Указаны диапазоны изменения частоты и амплитуды колебаний подвижной части вибратора. Анализ динамического состояния выполнен на основе решения системы уравнений Кирхгофа и Даламбера. Установлены аналитические зависимости потокоосцепления и электромагнитной силы от величин тока и смещения подвижной части вибратора. Библ. 7, табл. 2, рис. 4.

Ключевые слова: электромагнитный вибратор, постоянные магниты, непрерывное литье, электромагнитная сила, потокоосцепление.

Введение. В работе [1] для системы качания кристаллизатора машин непрерывного литья заготовок представлено принципиальное исполнение электромагнитного вибратора, габариты которого по условиям взаимозаменяемости равны габаритам гидроцилиндров гидравлических вибраторов (рис. 1). Здесь 1 – цилиндрический шток вибратора, выполненный из немагнитной стали; 2 – полюсы якоря, выполненные в виде колец из массивной ферромагнитной стали; 3 – кольцевые постоянные магниты из NeFeB с аксиальной намагниченностью (направления векторов намагниченности магнитов чередуются по указанному на рисунке принципу); 4, 8 – нижняя и верхняя крышки вибратора из немагнитной стали; 5 – зубцы статора; 6 – дисковые катушки обмотки с чередующимся встречным соединением витков, размещенные в пазах статора; 7 – корпус вибратора, изготовленный из ферромагнитной стали и выполняющий функции магнитопровода статора. Основные габаритные размеры электромагнитного вибратора представлены в работе [1]. Применительно к сортовым машинам непрерывного литья заготовок приведенная масса подвижных частей кристаллизатора к штоку вибратора составляет 1800 кг и этот вес полностью уравнивается пружинным подвесом.

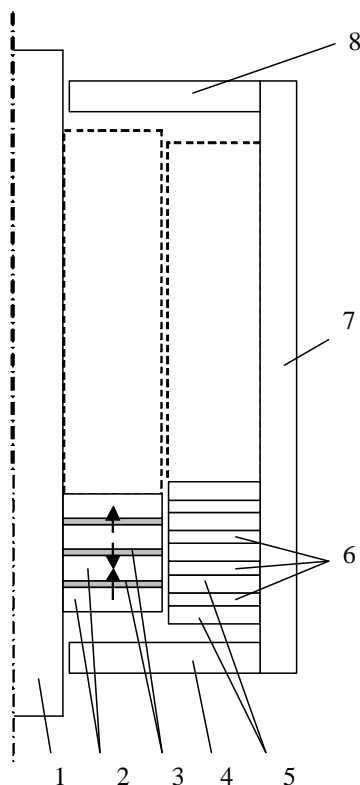


Рис. 1

Амплитуда колебания штока вибратора в зависимости от частоты колебаний должна изменяться по определенному закону. Согласно разработкам Новокраматорского машиностроительного завода требуемое соотношение между амплитудой и частотой колебания якоря вибратора представлено в табл. 1.

Цель работы. Разработать метод расчета динамического состояния электромагнитного вибратора в зависимости от формы напряжения и частоты источника питания, величины вязкого трения и жесткости пружинного подвеса.

Метод анализа. Система уравнений динамического состояния электромеханической системы вибратора при питании обмотки статора напряжением $u(t)$ описывается уравнением Кирхгофа для электрической цепи и уравнением равновесия для электромеханической системы [2], полученным на основе принципа Даламбера, в котором механическая сила f_e электрического происхождения учитывается как дополнительная приложенная сила

$$u(t) = Ri + \frac{d\Psi(i, x)}{dt} = Ri + \frac{\partial\Psi(i, x)}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\Psi(i, x)}{\partial i} \frac{di}{dt},$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} - K(h - x) = f(t) + f_e. \quad (1)$$

Здесь $R=0,29$ Ом – активное сопротивление обмотки статора, $\Psi(i, x)$ – потокосцепление катушек обмотки статора, обусловленное результирующим потокосцеплением постоянных магнитов и токов обмотки, определенное в [2], $m=2000$ кг – суммарная приведенная к штоку вибратора масса подвижных частей кристаллизатора (1800 кг) и масса якоря вибратора (200 кг), α – коэффициент вязкого трения, K – жесткость пружинного подвеса, h – положение равновесия якоря, при котором сила пружин равна нулю, $f(t)$ – приложенная сила.

Таблица 1

| | | | | | | | |
|---------------|------|------|------|------|------|-----|------|
| Амплитуда, мм | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Частота, Гц | 5,83 | 5,33 | 4,66 | 4,16 | 3,66 | 3,5 | 3,33 |
| Напряжение, В | 35 | 40 | 50 | 60 | 71 | 84 | 100 |
| Ток, А | 24 | 30 | 44 | 60 | 80 | 110 | 150 |

Якорь вибратора может перемещаться только вдоль оси x в пределах $-0,01 \text{ м} \leq x \leq 0,01 \text{ м}$ относительно равновесного состояния, при котором середина паза статора совпадает с серединой полюса якоря. К якорю вибратора не приложено никаких других сил кроме силы тяжести

$$f(t) = -mg = -Kh, \quad (2)$$

которая полагается полностью уравновешенной пружинным подвесом.

Собственная частота пружинного подвеса кристаллизатора определяется зависимостью

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (3)$$

Исключая возможность возникновения резонанса в пределах регулирования частот колебания вибратора согласно данным табл. 1, выберем собственную частоту пружинного подвеса вне указанного в таблице диапазона частот. Выбирая, например, $f_0 = 6,75$ Гц, необходимо обеспечить жесткость пружинного подвеса

$$K = m(2\pi f_0)^2 = 2000(2\pi \cdot 6,75)^2 = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}. \quad (4)$$

Коэффициент трения между непрерывно литой заготовкой и гильзой кристаллизатора составляет $\alpha = 60000$ Н·с/м.

Для определения динамического состояния электромеханической системы вибратора необходимо определить в системе уравнений (1) электродинамическую силу связи $f_e(i, x)$ и величину потокосцепления $\Psi(i, x)$ как функции от тока i обмотки и положения якоря x относительно положения равновесия. Это требование вытекает из принципа, что для связанной электромеханической системы с сосредоточенными параметрами переменные системы должны быть функционально связаны. Из уравнения Кирхгофа для электрической цепи следует, что независимой электрической переменной является ток. Поэтому при вычислении механической силы электрического происхождения f_e в качестве независимых переменных необходимо выбрать ток i и координату x . Использование ферромагнитных материалов в качестве магнитопроводов приводит при предельных нагрузках к нелинейности системы, так что в этом случае могут быть установлены лишь общие функциональные зависимости уравнений внутренней связи от тока i и конфигурации системы x

$$\Psi = \Psi(i, x), \quad f_e = f_e(i, x), \quad (5)$$

к которым выдвигаются требования их представления только однозначными функциями.

Применительно к принятому конструктивному исполнению электромагнитного вибратора в работе [1] найдены функциональные зависимости потокосцепления и электромагнитной силы $\Psi = \Psi(j, x)$, $f_e = f_e(j, x)$ от координаты смещения якоря и плотности тока в пазу статора в виде соотношений (16) и (18) соответственно. Учитывая, что для принятого конструктивного исполнения вибратора соотношение между током статорной обмотки и плотностью тока в пазу определяется зависимостью

$$j = iw/S_n = 2,8 \cdot 10^4 i, \quad (6)$$

после подстановки его в (16) и (18) из [1] приходим к зависимостям вида (5), которые используются в системе (1):

$$\Psi(x, i) = 0.0983 + 244.44x + 126.4x^2 + 1.742 \cdot 10^{-2}i - 2.87 \cdot 10^{-6}i^2 + 2.05 \cdot 10^{-2}xi - 51.52ix^2 - 6.63 \cdot 10^{-4}xi^2, \quad (7)$$

$$f_e(x, i) = 322 - 8.51 \cdot 10^4 x + 7.66 \cdot 10^6 x^2 + 8.356 \cdot 10^8 x^3 + 250i + 5.08 \cdot 10^{-3}i^2 + 200xi - 56.25xi^2 - 4.35 \cdot 10^5 x^2 i - 17.8x^2 i^2 - 1.1 \cdot 10^6 x^3 i + 1.15 \cdot 10^5 x^3 i^2. \quad (8)$$

В связи с нелинейной зависимостью потокосцепления (7) и электромагнитной силы (8) от величины смещения якоря (x) и тока обмотки статора (i), решение системы уравнений (1) выполняется численными методами с нулевыми начальными условиями $x(0) = x'(0) = i(0) = 0$.

Так как зависимости (7) и (8) получены из решения задачи о распределении статического магнитного поля в зависимости от положения якоря относительно статора и величины тока обмотки статора, здесь не учитывается влияние вихревых токов в стали на распределение магнитного поля, величину потокосцепления и электродинамические силы вибратора. В некоторых случаях при больших частотах влияние вихревых токов может оказаться весьма существенным. Однако, для рассматриваемого класса вибраторов с частотой колебаний 3–6 Гц их влиянием можно пренебречь.

Результаты анализа. При питании обмотки статора от преобразователя частоты синусоидальным напряжением

$$u(t) = U \sin(2\pi ft) \quad (9)$$

устанавливается колебательное движение якоря вибратора с заданной частотой f и амплитудой колебаний, которое достигается при определенной величине напряжения U . На основе численного решения системы уравнений (1) для принятых выше значений коэффициентов вязкого трения и жесткости пружин подобрано такое значение $U = 60$ В, при котором согласно данным табл. 1 на частоте $f = 4.16$ Гц обеспечивается амплитуда колебаний $x(t) = 0.005$ м. На рисунке 2, а, б показаны соответственно установившиеся законы колебаний якоря и величины тока в обмотке статора на промежутке времени – одна секунда.

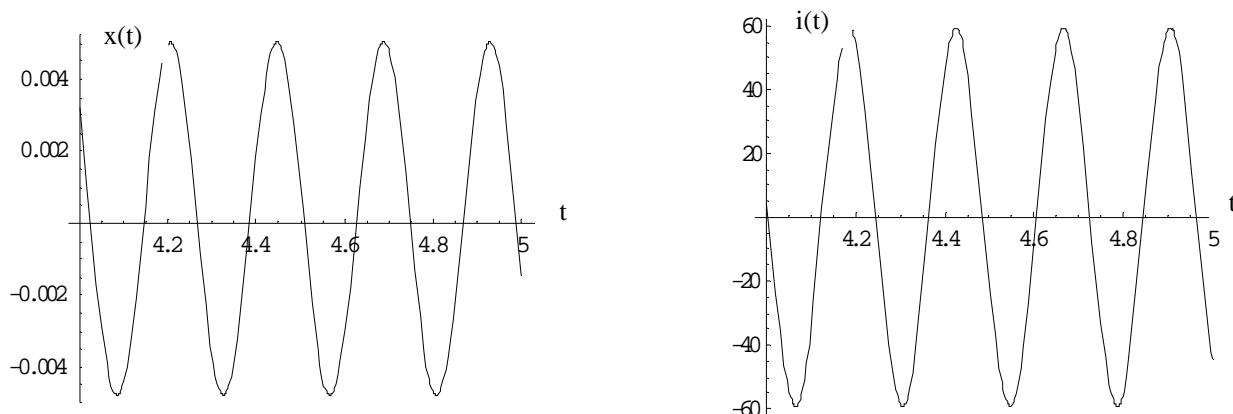


Рис. 2, а, б

Как видно из рисунков, при синусоидальном напряжении питания обмотки статора, несмотря на нелинейные зависимости потокосцепления и электродинамических усилий от координаты смещения и тока обмотки статора, наблюдаются синусоидальные колебания якоря вибратора и тока обмотки статора.

В табл. 1 в зависимости от частоты колебаний якоря приведены необходимые величины напряжения питания U (третья строка) и амплитудные значения тока (четвертая строка) статорной обмотки, при которых достигается заданная амплитуда колебания вибратора. Как видно, с ростом амплитуды колебаний вибратора наблюдается тенденция к увеличению напряжения питания U и тока обмотки статора. Так для обеспечения амплитуды колебаний выше 6 мм ток в обмотке статора превышает 80 А и, очевидно, дальнейшее увеличение амплитуды будет сопряжено с необходимостью принудительного охлаждения корпуса кристаллизатора. Последнее следует из [1], где рассчитанная допустимая величина амплитуды тока обмотки при естественном охлаждении составляет лишь 90 А.

В настоящее время отсутствует системная информация по качественному и количественному описанию трения между заготовкой и гильзой кристаллизатора. Экспериментально установлена зависимость величины силы трения от марки стали, скорости разливки, типа и характеристик смазочных материалов, частоты и амплитуды качаний кристаллизатора, «времени опережения» [2] и других факторов. Отсутствует также информация о методах расчета силы трения непрерывно литой заготовки о стенки гильзы. Существующие экспериментальные результаты характеризуются значительным разбросом данных. В [3] и [4] указывается, например, на широкий диапазон изменения удельной силы трения. Отмечается существование минимума силы трения при определенной скорости разливки, при которой удельная сила трения находится на уровне $7-8 \text{ кН/м}^2$. При увеличении или уменьшении скорости разливки удельная сила трения возрастает до 20 кН/м^2 . Экспериментально установлен критерий достижения минимального трения: минимальная сила трения достигается при значении произведения $v_p \eta = 2.5 \pm 1$, где v_p – скорость разливки, η – вязкость смазки. Этим соотношением обычно пользуются металлурги, как, впрочем, и поддержанием общепринятого отношения $v_k / v_p = 1.54$, v_k – максимальная линейная скорость колебаний кристаллизатора, при которой достигается оптимальное относительное значение «времени опережения». В [5] приведены осредненные данные для силы трения в слябовых кристаллизаторах: в зависимости от размеров сляба сила трения изменяется в диапазоне от 4 до 20 кН/м^2 . Наиболее часто в литературе приводятся значения силы трения порядка $5-8 \text{ кН/м}^2$. В [6] для сортовой МНЛЗ с использованием в качестве смазки масла рапса отмечается, что удельная сила трения была равной 8 кН/м^2 .

В соответствии с приведенными литературными данными коэффициент трения между непрерывно литой заготовкой и гильзой кристаллизатора может меняться в широких пределах. Для гильзы сортового кристаллизатора размерами $150 \times 150 \text{ мм}$ и высотой металла в кристаллизаторе 0.85 м , т.е. с площадью трения 0.51 м^2 при частоте 4.16 Гц и амплитуде качаний 0.005 м диапазон изменения коэффициента вязкого трения составляет $2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$. Разработанный метод расчета электромеханической системы «электромагнитный вибратор – механизм качания стола разливки» МНЛЗ позволяет проанализировать влияние столь большого возможного диапазона изменения вязкого трения на параметры технологического процесса качания.

На рис. 3 показано изменение величины амплитуды колебания вибратора в зависимости от коэффициента вязкого трения (α) (кривая 1) и коэффициента жесткости пружинного подвеса K (кривая 2) при $U = 60 \text{ В}$, $f = 4,16 \text{ Гц}$ и $K = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Во всем ожидаемом диапазоне изменения коэффициента вязкого трения ($\alpha = 2 \cdot 10^4 \dots 8 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$) амплитуда колебаний кристаллизатора меняется незначительно – в пределах 0.8 мм . Выполненные расчеты во всем диапазоне изменения ко-

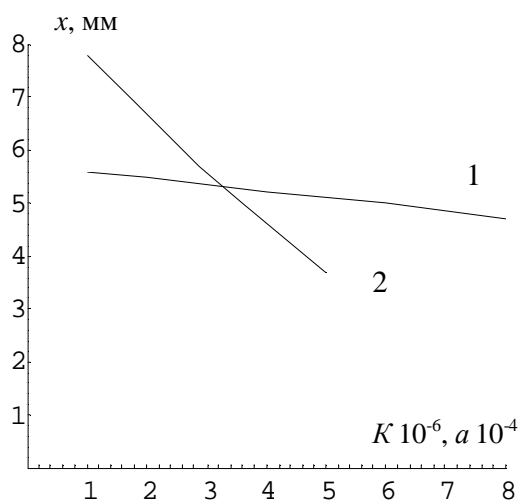


Рис. 3

эффициента вязкого трения и коэффициента жесткости пружинного подвеса, которые здесь не приводятся, при питании обмотки синусоидальным напряжением показывают, что не наблюдается резонансных явлений ни в механических колебаниях, ни в потребляемых токах. Поэтому собственная частота пружинного подвеса может выбираться и внутри указанного диапазона регулирования частоты колебаний вибратора так, что настройка упругого подвеса кристаллизатора в резонанс возможна в рабочем диапазоне частот колебаний кристаллизатора, как это и рекомендуется в работе [7]. При выборе резонансной частоты согласно табл. 1 в диапазоне $3-6.75 \text{ Гц}$ жесткость пружинного подвеса согласно (4) может изменяться в диапазоне $0,71 \cdot 10^6 \dots 3,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Величина вязкого трения поддерживалась на уровне $6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$. Изменение амплитуды колебания вибратора от коэффициента жесткости пружин, как видно, является более существенным, однако, и здесь механических резонансных явлений не наблюдается. Из приведенных зависимостей видно, что с ростом коэффициентов трения и жесткости пружинного подвеса кристаллизатора наблюдается уменьшение амплитуды колебаний вибратора, и для поддержания ее постоянства потребуются

повышение напряжения обмотки вибратора и, следовательно, увеличение мощности источника питания. Коэффициент жесткости пружинного подвеса кристаллизатора является конструктивно заданной величиной и для снижения мощности питания вибратора необходимо выбирать его согласно (4) по собственной частоте пружинного подвеса на уровне нижних, приведенных в табл. 1, частот колебания кристаллизатора. Коэффициент трения зависит от режима производства стальной заготовки и может, как отмечалось выше, изменяться в широких пределах. При этом во всем диапазоне изменения коэффициента трения ток обмотки оставался практически неизменным при незначительном снижении амплитуды колебаний вибратора, но весьма существенно (без учета потерь от вихревых токов) возросла потребляемая мощность – от 642 до 1127 Вт. Для поддержания постоянства амплитуды колебаний напряжение питания требовалось поднять до 70 В, а мощность возросла до 1555 Вт.

При питании обмотки вибратора импульсным напряжением в виде меандра

$$u = U \sin(2\pi ft) / |\sin(2\pi ft)|, \quad (10)$$

что существенно упрощает исполнение преобразователя частоты, для обеспечения требуемой согласно табл. 1 амплитуды колебания вибратора 0.005 м при частоте основной гармоники 4.16 Гц величина импульсного напряжения, рассчитанная согласно разработанной методики, должна составить 48 В, а потребляемая мощность окажется равной 969 Вт.

Следует отметить, что для всех приведенных в табл. 1 величин амплитуды и частоты колебания соблюдается приблизительное равенство потребляемых мощностей, действующих и средних значений тока при питании вибратора синусоидальным или импульсным напряжением соответствующей величины, при котором поддерживается равенство амплитуды колебания. Вместе с тем законы изменения мгновенных значений положения якоря вибратора и тока обмотки существенно различаются.

В отличие от приведенных на рис. 2 зависимостей для тех же условий на рис. 4, а, б показаны соответственно установившиеся законы изменения положения якоря и величины тока в обмотке статора на промежутке времени одна секунда при питании обмотки импульсным напряжением соответствующей величины.

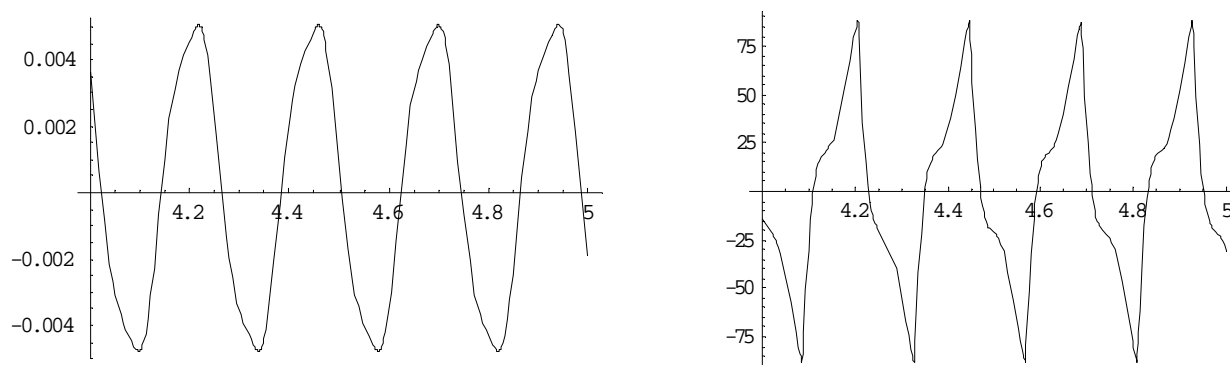


Рис. 4, а, б

Из приведенных иллюстраций видно, что при питании обмоток напряжением прямоугольной формы закон движения якоря отличается от синусоидального (рис. 4, а), что обуславливается соответствующим законом изменения тока якоря (рис. 4, б). Для движения якоря становятся характерны скачкообразные изменения скорости движения. Очевидно, что такой характер движения гильзы кристаллизатора может существенно сказаться на соблюдении технологии непрерывного литья. Так, на стенке кристаллизатора, который, по сути, является теплообменным аппаратом, в результате скачкообразного движения условия теплообмена будут неоднородными. А это явление может привести к прорывам жидкого металла и аварии.

Исходя из полученных в результате решения системы (1) законов движения якоря $x(t)$ (рис. 2, а или рис. 4, а) определим в соответствии со вторым уравнением системы (1) мгновенное значение приложенных к якорю механических сил и механическую мощность вибратора

$$f(t) = m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \alpha \frac{dx(t)}{dt} + K x(t), \quad P_1 = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} f(t) \frac{dx(t)}{dt} dt. \quad (11, 12)$$

Здесь $T = 1/f$ – период колебания вибратора, а t_1 – время, в течение которого устанавливаются стационарные колебания вибратора.

Зная из решения системы (1) при заданном напряжении питания обмотки вибратора $u(t)$ величину тока обмотки, можно найти потребляемую вибратором электрическую активную мощность

$$P = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} u(t)i(t)dt \quad (13)$$

и, следовательно, коэффициент полезного действия вибратора

$$\eta = P_1 / P. \quad (14)$$

Действующие значения тока и напряжения определим такими зависимостями:

$$I_\delta = \left(\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} i(t)^2 dt \right)^{1/2}, \quad U_\delta = \left(\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} u(t)^2 dt \right)^{1/2}. \quad (15)$$

В этом случае омические потери в обмотке вибратора с учетом выполнения приближенных численных расчетов приблизительно равны разности потребляемой активной мощности и механической мощности вибратора

$$P_{nom} = I_\delta^2 R \approx P - P_1. \quad (16)$$

Потребляемая от источника питания полная мощность вибратора соответственно равна $S = I_\delta U_\delta$, тогда коэффициент мощности вибратора

$$\cos \varphi = P / S. \quad (17)$$

В табл. 2 приведены основные показатели вибратора, в котором для достижения амплитуды колебаний 0.005 м на частоте колебаний $f = 4.16$ Гц, при коэффициенте трения $\alpha = 6 \cdot 10^4$ Н·с/м и при коэффициенте жесткости пружинного подвеса $K = 3.6 \cdot 10^6$ Н/м обмотку статора необходимо питать синусоидальным напряжением $u_1 = 60 \sin(2\pi ft)$ или импульсно-периодическим – $u_2 = 47,7 \sin(2\pi ft) / |\sin(2\pi ft)|$

Таблица 2

| | P_1 | P | I_δ | P_{nom} | U_δ | η | $\cos \varphi$ | S |
|-------|-------|------|------------|-----------|------------|--------|----------------|------|
| u_1 | 494 | 979 | 41.42 | 498 | 42.43 | 0.504 | 0.557 | 1757 |
| u_2 | 543 | 1127 | 45.27 | 594 | 47.7 | 0.482 | 0.522 | 2160 |

Как видно из таблицы, лучшие показатели имеют вибраторы при питании обмотки синусоидальным напряжением. Поэтому для питания вибратора более предпочтительным представляется использование широтно-импульсных преобразователей, обеспечивающих синусоидальное напряжение питания.

В качестве альтернативного технического решения по электромагнитному вибратору для механизма качания разливочного стола машины непрерывного литья заготовок может выступить обычный эксцентриковый механизм с электроприводом от обычной цилиндрической машины. Для сравнения с разработанным электромагнитным вибратором рассмотрим здесь некоторые энергетические соотношения.

Если в качестве привода вибратора используется эксцентриковый механизм качаний, обеспечивающий на частоте 4.16 Гц закон движения $x(t) = 0.005 \sin(2\pi 4.16t)$, то механическую силу штока, учитывая, что в этом случае пружинный подвес отсутствует и прибавляется сила тяжести, определим из соотношения

$$f(t) = m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \alpha \frac{dx(t)}{dt} + 9.81m. \quad (18)$$

Здесь также следует иметь в виду, что при отсутствии электромагнитного вибратора и предположения, что вес штока равен нулю, в уравнении (18) следует принять $m = 1800$ кг. Тогда, используя (12), механическая мощность эксцентрикового привода будет составлять $P_1 = 492$ Вт. Приведенная величина механической мощности эксцентрикового механизма практически совпадает с мощностью электровибратора при питании синусоидальным напряжением. При этом поддерживается приблизительно синусоидальный закон движения якоря.

Таким образом, мощность, необходимая для привода механизма качания, не зависит от массы кристаллизатора и коэффициента жесткости пружинного подвеса, а зависит только от коэффициента трения. Последнее оказывает влияние только на величину мощности привода, который должен обеспечить преодоление максимальных механических сил согласно (11) или (18) в соответствии с исполнением вибратора.

Выводы. 1. Синусоидальный закон движения вибратора под нагрузкой достигается при питании обмотки вибратора синусоидальным напряжением.

2. Амплитуда колебания электромагнитного вибратора незначительно подвержена случайным изменениям коэффициента вязкого трения слитка о стенки кристаллизатора. Для всего возможного диапазона изменения коэффициента вязкого трения изменение амплитуды колебания не превышает $\pm 9\%$.

3. В диапазоне возможного изменения частоты колебаний кристаллизатора электромагнитный вибратор не подвержен резонансным явлениям электромеханической системы.

1. *Виштак Т.В., Кондратенко И.П., Ращепкин А.П.* Электрические параметры и силы электромагнитного вибратора для кристаллизатора машин непрерывного литья заготовок // *Технічна електродинаміка*. – 2011. – № 2. – С. 57–63.

Vishtak T.V., Kondratenko I.P., Rashchepkin A.P. The electrical parameters and electromagnetic forces of the oscillator for mold continuous casting of billet // *Tekhnichna elektrodynamika*. – 2011. – № 2. – P. 57–63. (Rus.)

2. *Ферстер Э., Гуденау Х.В., Кемпер Т.М., Штеркен К.* Трение между заготовкой и кристаллизатором при разливке стали на МНЛЗ // *Черные металлы*. – 2000. – №9. – С. 34–41.

Ferster E., Gudenau Kh.V., Kemper T.M., Shterken K. Friction between the billet and the crystallizer during the continuous casting // *Chernye metally*. – 2000. – №9. – P. 34–41. (Rus.)

3. *Klingelhofer Hans-Jurgen, Shmidt Otto A., Schubert Ingo.* Resonance mold: mechanics. *Steelmaking Conference proceedings*, 1996. – P. 181–189.

4. *Nakato H., Omiya S., Habu Y., Emi T., Hamagami K. and Koshikawa T.* Optimizing mold lubrication for high-speed Continuous casting of slabs // *Jornal of metals*. – 1984. – P. 44–50.

5. *Shigeaki Ogibayashi.* Mathematical modeling of mold powder infiltration and head extraction near meniscus in continuous casting. *Steelmaking Conference proceedings*, 2002. – P. 175–183.

6. *Singh S.N. and Blazek K.E.* Heat transfer and skin formation in a continuous-casting mold as a function of steel carbon content. *Open hearth Conference, Proceedings*. – Atlantic City. – 1974. – Vol. 57. – P. 16–38.

7. *Josef Watszinger & Andreas Flick.* VAI. Online mold friction monitoring system in continuous casting. *Steelmaking Conference proceedings*, 2001. – P. 205–213.

Т.В.Виштак¹, И.П.Кондратенко², докт.техн.наук, А.П.Ращепкин³, докт.техн.наук,
^{1,2,3} – **Институт электродинаміки НАН України,**
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна.

Динамічні режими електромагнітного вібратора

Розроблено методи аналізу динамічного стану електромагнітного вібратора в залежності від напруги живлення, частоти, жорсткості пружин та величини тертя між заготовкою і гільзою кристалізатора. Описано конструкцію запропонованого вібратора, в якому використовуються постійні магніти. Вказано діапазони зміни частоти і амплітуди коливань рухомої частини вібратора. Аналіз динамічного стану виконано на підставі розв'язку системи рівнянь Кірхгофа і Даламбера. Встановлено аналітичні залежності поточкозчеплення та електромагнітної сили від величин струму обмотки статора і зміщення рухомої частини вібратора. Бібл. 7, табл. 2, рис. 4.

Ключові слова: електромагнітний вібратор, постійні магніти, безперервне лиття, електромагнітні сили, поточкозчеплення.

T.V.Vyshtak¹, I.P.Kondratenko², A.P.Rashchepkin³,
^{1,2,3} – **Institute of Electrodynamics of National Academy of Sciences of Ukraine,**
pr. Peremogy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine.

Dynamic modes of the electromagnetic oscillator

Methods of electromagnetic oscillator dynamic condition analysis depending on voltage, frequency, rigidity spring and friction sizes between billet and a mold are developed. Design of the offered electromagnetic oscillator with permanent magnets is described. Ranges of frequency change and amplitude of oscillator mobile part fluctuations are specified. The analysis of a dynamic status is executed on the basis of Kirchhoff and D'alambert equations system solution. Analytical interlinkage and electromagnetic force dependences on current value and displacement of the oscillator mobile part are established. References 7, tables 2, figures 4.

Key words: the electromagnetic oscillator, permanent magnets, continuous casting, electromagnetic force, interlinkage.

Надійшла 12.10.2010

Received 12.10.2010