

## Применение центробежной силы в качестве источника мощности

Линевич Э.И.

692760, Артём, 2 – ой переулок Воровского, 15.

Т.: (42337)94885, 89510248002

E-mail: edvid@mail.ru

10.04.2009г.

Статья посвящена способу преобразования механических колебаний в полезную мощность. Описаны эксперименты с вращением неуравновешенных тел. Показана возможность создания двигателя, в котором источником мощности служит центробежный вибратор. При этом воздействие нагрузки на привод вибратора практически отсутствует. Приведены данные по тестированию опытного образца. Материал иллюстрирован схемами, фотографиями, графиками.

Вибрация механизмов, хорошо известное и широко распространённое явление. В общем случае вибрация представляет собой циклическое изменение движения тела во времени и в пространстве. В зависимости от конструктивных особенностей механического устройства она может быть линейной, плоской или объёмной. При линейной вибрации знакопеременное движение тела происходит по прямой линии. При плоской вибрации тело совершает циклическое движение в двух координатах в одной плоскости. При этом траекторией движения в простом случае является окружность или эллипс. Самой сложной вибрацией является объёмная (трёхмерная). В частном случае траекторию объёмного движения твёрдого тела можно представить в виде замкнутой трёхмерной линии. В устройствах для получения механических колебаний чаще всего используют вращение неуравновешенного тела. При этом считается, что мощность и энергия вибрации непрерывно отбираются приводом вращения из источника энергоснабжения. Однако на практике наблюдаются случаи несоответствия этому представлению. В качестве доказательств мы предлагаем факты из нашего инженерного опыта и некоторые аналогичные материалы других авторов.

Причиной, заставившей начать самостоятельное исследование вибрации, послужил следующий случай. Некоторое время автор работал главным энергетиком тепличного комбината. С вибрацией различных механизмов приходилось иметь дело многократно. Однажды понадобилось отремонтировать моноблочный насосный агрегат. Мощность его электродвигателя была 11 кВт, скорость вращения 2900 об/мин, масса 176 кг. Моноблок был закреплён болтами на стальной раме, вмурованной в железобетонную плиту массой примерно в одну тонну. Плита свободно лежала на стальном листе, на полу.

Насос отсоединили от трубопровода и включили двигатель на короткое время. При этом железобетонная плита с агрегатом начала двигаться в одну сторону. Когда ослабили крепление к раме, то обнаружилась сильная вибрация агрегата.

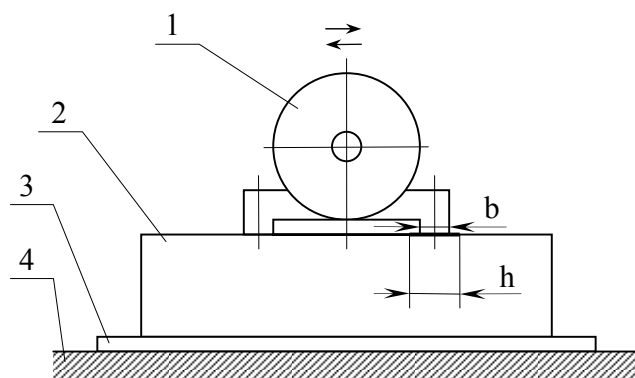


Рис. 1

Схема крепления насосного агрегата.

1 – насосный агрегат, 2 – железобетонная плита,  
3 – стальной лист, 4 – бетонный пол, b – ширина лапы  
агрегата, h – ширина отпечатка. Амплитуда вибрации:

$$R = (h - b)/2$$

В данном случае удивила не движущаяся плита, а другое. Электрические замеры показали, что потребляемая агрегатом из сети мощность в нештатном режиме была такой же величины, как и в штатном. При этом оказалось возможным рассчитать мощность вибрации по реальным параметрам. Оценка амплитудного значения мощности  $P$  выполнялась по следующему соотношению:

$$P = F \cdot V = (m \cdot V^2) V / R = m \cdot \omega^3 \cdot R^2,$$

где  $F$  – центробежная сила, Н;  $V$  – линейная скорость вибрации, м/с;  $m$  – масса агрегата, кг;  $\omega$  – угловая частота вращения ротора электродвигателя,  $s^{-1}$ ;

$R$  – амплитуда вибрации, м (половина отпечатка колебания лап агрегата – примерно 3 мм).

Подстановка цифровых значений даёт следующий результат

$$P = 176 (2\pi \cdot 2900/60)^3 \cdot 0,003^2 \approx 44 \text{ кВт.}$$

Амплитудная мощность вибрации в четыре раза превышает мощность электродвигателя, который её создаёт, а потребление энергии из сети, как уже говорилось, при этом соответствовало номинальной мощности. С одной стороны, численное несоответствие получилось слишком большим, чтобы его можно было списать на неточность расчёта. С другой стороны – любое, сколь угодно малое, превышение мощности нагрузки должно увеличивать потребление энергии из сети. В описываемом случае, по каким-то причинам классическое применение закона сохранения энергии не работало. Этот вопрос нас заинтересовал. Поиск ответа в известных источниках информации ничего существенного не дал. Поэтому самостоятельно была выполнена серия

экспериментов с различными, специально сделанными для этого, вибраторами. Часть этих экспериментов с полученными результатами показаны ниже.

Большинство экспериментов выполнялись с использованием микроэлектродвигателя: ДП1-26ЦР-2К. Это коллекторный двигатель постоянного тока с рабочим напряжением 26 В и током 0,3 А при номинальной скорости ротора 8500 об/мин. Его масса составляет 65 г. На оси ротора пайкой был закреплён дебаланс массой 6 г. Его центр масс располагался на расстоянии 12 мм от оси двигателя. Чтобы можно было контролировать влияние вибрации на потребление тока от источника (выпрямитель), последовательно с ним и обмоткой двигателя был постоянно включён амперметр. Мощность выпрямителя равнялась 300 Вт, поэтому частый контроль напряжения не требовался.

В процессе первого эксперимента двигатель с дебалансом (фото 1) свободно подвешивался на гибкой нити, в качестве которой использовался шнур питания

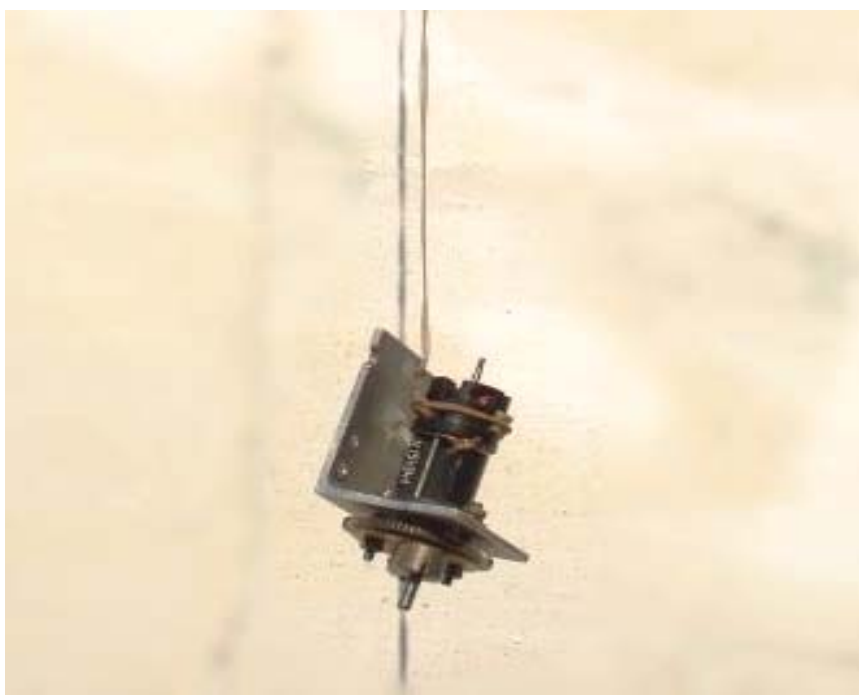


Фото 1

После включения электропитания возникла сильная вибрация устройства. При этом потребляемый ток составил 0,3 А. Практически такую же величину тока двигатель потреблял и при включении без дебаланса.

Во втором эксперименте устройство зажимали неподвижно в слесарных тисках. См. фото 2.



Фото 2

При включении электропитания амперметр показывал прежнюю величину потребляемого тока – 0,3 А.

Далее эксперимент видоизменялся. К корпусу устройства, свободно подвешенному и вибрирующему, прикасались предметом или рукой. Амперметр немедленно показывал увеличение потребляемого тока, причём – в несколько раз. Держать руками работающее устройство, чтобы оно было полностью неподвижным, оказалось невозможно. При этом максимальное значение потребляемого тока составило 0,9 А.

В следующем эксперименте у электродвигателя полностью заклинили ротор и кратковременно включили электропитание. Амперметр показал потребляемый ток величиной 1,2 А.

Таким образом, свободно вибрирующее устройство или зажатое неподвижно в тисках, потребляло от источника одинаковую мощность, равную номинальной мощности электродвигателя. Частичное механическое противодействие вибрации, путём удержания устройства за корпус, значительно увеличивало потребляемую мощность от источника. Это означало, что ротор электродвигателя каким-то образом тормозится внешней силой.

Для объяснения указанного феномена, сначала рассмотрим схему механизма с линейной вибрацией. Для пояснений используем рис.2, на котором изображён

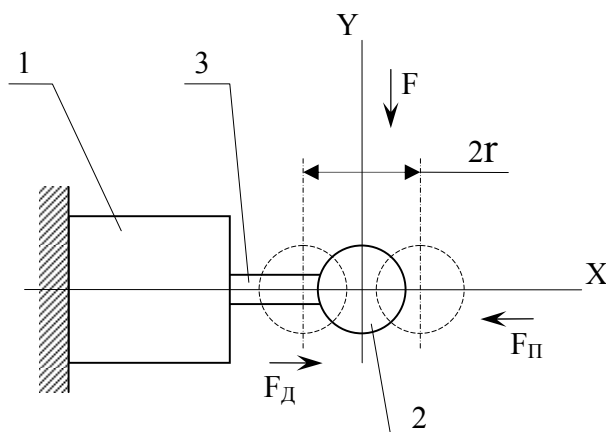


Рис. 2

Схема линейного вибратора.

1 – электромагнит, 2 – колеблющаяся масса, 3 – шток.  
Стрелками показаны:  $F_d$  – направление действующей электромагнитной силы,  $F_п$  – направление противодействующей силы,  $F$  – направление перпендикулярной силы,  $r$  – амплитуда вибрации.

неподвижный электромагнит 1, с подвижным штоком 3, на котором закреплена масса 2.

Подача в обмотку электромагнита 1 переменного тока приводит к возникновению линейной вибрации массы 2 с амплитудным размахом  $2r$ . Будем полагать, что трение между штоком 3 и корпусом электромагнита 1 отсутствует. Приложим к массе 2 внешнюю силу  $F_п$ . Сила  $F_п$  всегда направлена против действующей электромагнитной силы  $F_d$ , поэтому для её преодоления электромагнит 1 увеличивает потребляемую мощность. Этим самым, электромагнит 1 демонстрирует общеизвестный факт, присущий всем без исключения электроприводам, в которых выполняются законы Ньютона.

Однако следует заметить, что если к массе 2 приложить силу  $F$ , направленную перпендикулярно колебанию, то обнаружится, что электромагнит не увеличивает потребляемую мощность (по условию, трение отсутствует). Это означает, что сила  $F$  не имеет составляющей, направленной противоположно силе  $F_d$ .

Рассмотрим эквивалентную схему плоской вибрации в свободном пространстве, изображенную на рис.3 и рис.4.

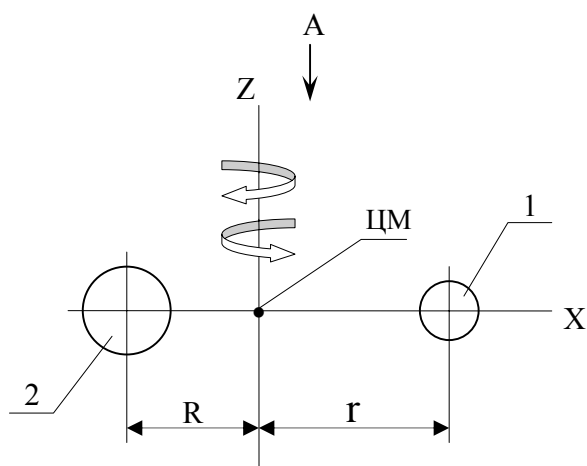


Рис. 3

Схема плоской вибрации.

1 – масса дебаланса, 2 – остальная масса устройства.  
 Круговые стрелки – направление вращения, R – радиус  
 вращения массы 2, r – радиус вращения дебаланса,  
 ЦМ – центр масс системы

На рис.4 показан момент времени, когда вращение масс 1 и 2 относительно центра масс системы (ЦМ) происходит против часовой стрелки.

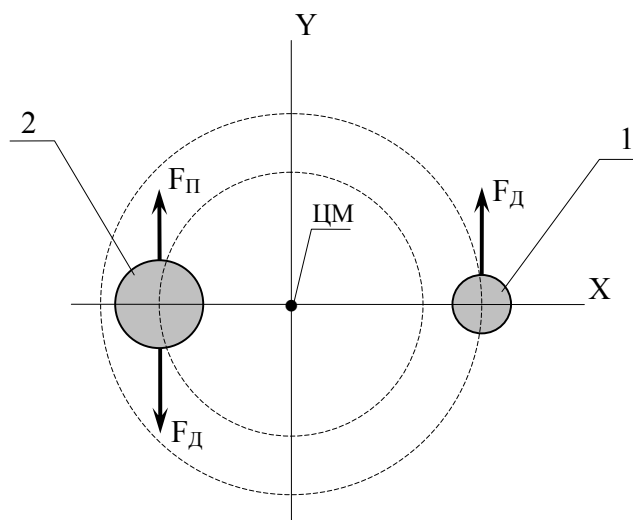


Рис. 4

Вид на рис.3 по стрелке А.

Здесь электродинамическая сила  $F_D$  через ось ротора двигателя приложена к массе 1 дебаланса. По третьему закону Ньютона, такая же сила в противоположном направлении приложена к остальной массе 2 устройства. В результате, массы 1 и 2 вращаются вокруг оси динамического равновесия, проходящей через центр масс системы. В данном случае – это ось Z.

Динамические радиусы вращения масс 1 и 2 равны, соответственно,  $r$  и  $R$ , а силы  $F_d$  приложены к этим массам тангенциально траекториям вращений.

Если движение устройства частично ограничено сторонним телом (например, рукой), значит к корпусу приложена дополнительная противодействующая сила  $F_{\Pi}$  (см. рис.4). Она действует тангенциально, навстречу силе  $F_d$ , создавая момент сопротивления  $M_c = F_{\Pi} \cdot R$ , поэтому масса 2 будет тормозиться. Масса 2 динамически взаимодействует с массой 1, отсюда следует, что последняя тоже будет тормозиться моментом  $M_c$ . Но масса 1 принадлежит дебалансу, который закреплён на оси ротора двигателя, значит в итоге, будет тормозиться и ротор. При смене направления вращения масс 1 и 2 одновременно изменится на противоположное направление силы  $F_d$ , но при этом изменится на противоположное и направление силы  $F_{\Pi}$ , поэтому ротор электродвигателя по-прежнему будет тормозиться. В результате, потребляемая двигателем мощность увеличивается.

В том случае, когда корпус устройства закреплён неподвижно - соединён с земным шаром (см. фото 2), геометрическая ось вращения ротора тоже закреплена с земным шаром. Поэтому к массе 2 добавляется масса Земли, откуда следует, что динамическая ось вращения  $Z$  при этом совпадает с геометрической осью вращения дебаланса 1, а динамический радиус вращения  $R$  становится равным нулю ( $R = 0$ ). В этом случае, независимо от величины силы  $F_{\Pi}$ , момент сопротивления тоже равен нулю:  $M_c = F_{\Pi} \cdot R = 0$ , а дебаланс 1 и ротор электродвигателя не испытывают дополнительного противодействия, поэтому потребляемая электродвигателем мощность остаётся неизменной.

Известно, что механическую энергию можно накапливать путём раскручивания массивного ротора или маховика до заданной скорости. Если при этом выполнить подвеску ротора с низкими потерями на трение, то можно использовать для его разгона даже маломощный двигатель, но с большой частотой вращения и тем самым, накопить значительную энергию.

С физической точки зрения, для аккумуляции энергии вращением тела, не имеет значения симметричная его форма, как у цилиндрического ротора или несимметричная, как у дебаланса. Рассмотренный выше пример вибрации насосного агрегата демонстрирует практическую возможность накопления энергии и мощности вращением неуравновешенного тела до величин, которые могут превышать мощность и энергию, затраченные возбудителем вибрации (электродвигателем).

Автору удалось найти способ выполнения полезной работы посредством центробежной силы [1, 2]. С помощью партнёров было создано устройство, в котором совмещены две функции: аккумуляция мощности и энергии неуравновешенным телом; преобразование и передача накопленной энергии и мощности рабочему органу. На рис.5 изображён центробежный накопитель энергии и мощности, выполненный с использованием дебалансов.

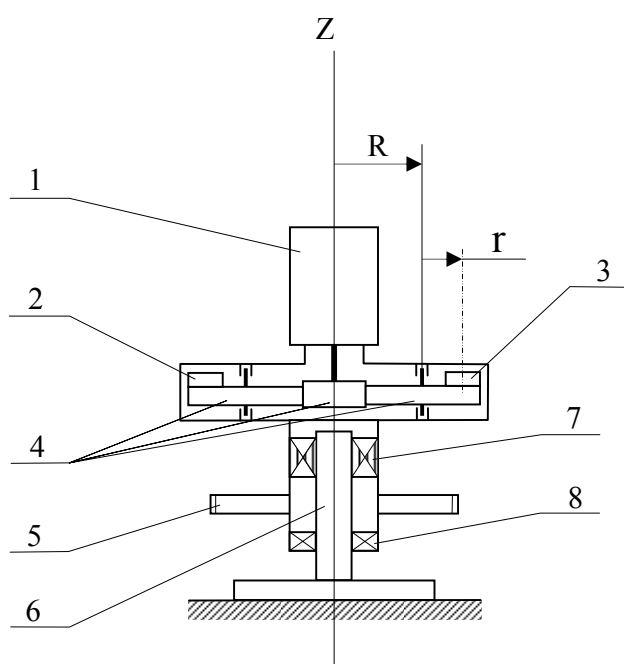


Рис. 5

Центробежный накопитель энергии и мощности.

- 1 – электродвигатель, 2 и 3 – дебалансы, 4 – шестерни,  
 5 – зубчатое колесо, 6 – неподвижная ось, 7 – обгонная муфта,  
 8 – подшипник,  $r$  – радиус вращения центра масс дебаланса,  
 $R$  – расстояние от оси  $Z$  до оси вращения дебаланса.

На рис.6 – эквивалентная схема устройства (второй дебаланс условно не показан).

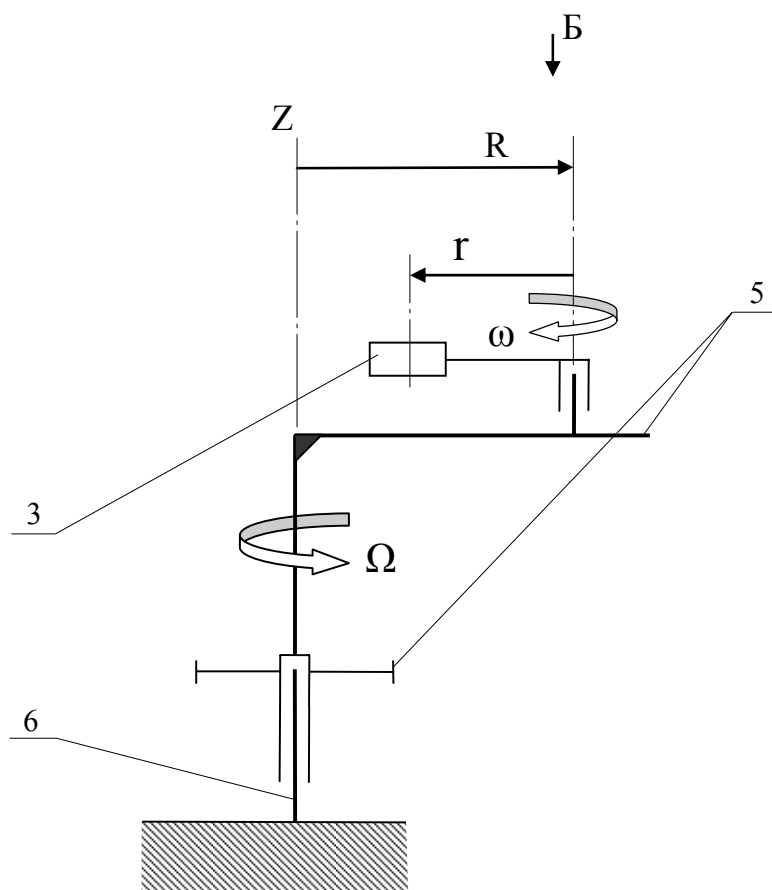


Рис. 6  
Эквивалентная схема устройства

На рис.7 – вид по стрелке Б на рис.6.

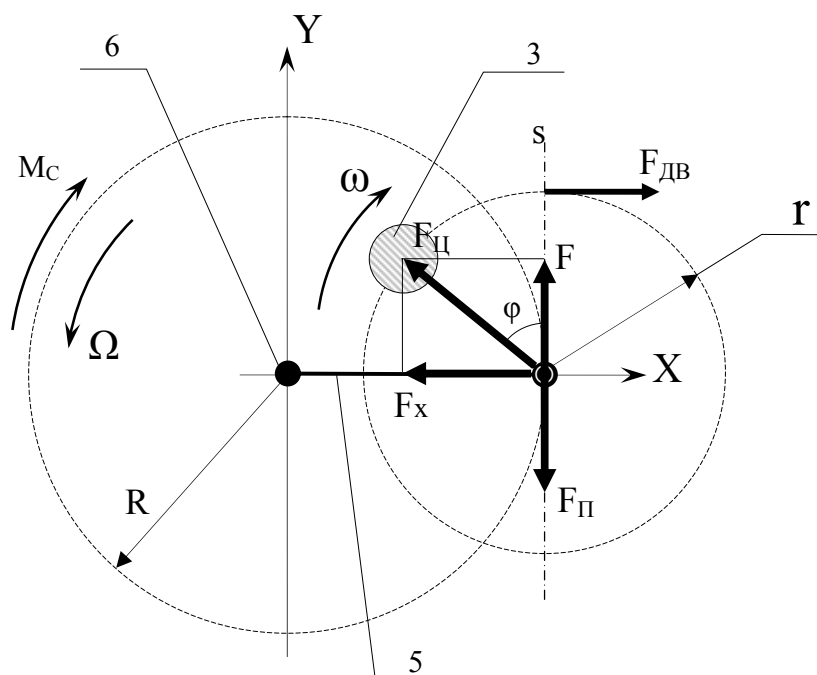


Рис. 7

Вид на рис.6 по стрелке Б.

$M_C = F_{\Pi} \cdot R$  – момент сопротивления нагрузки,  $F_{\Pi}$  – вектор центробежной силы.

$\Omega$  и  $\omega$  – мгновенные направления вращений, соответственно, колеса 5 и дебаланса 3.  $s$  – прямая линия, касательная к траектории радиусом  $R$ .

$\varphi = \omega t$  – мгновенный угол между вектором  $F_{\Pi}$  и линией  $S$ .

На фото3 показан действующий образец.

Электродвигатель 1 через редуктор, выполненный на шестернях 4, раскручивает дебалансы 2 и 3 до заданной величины скорости. Под действием центробежных сил корпус устройства, на котором закреплено колесо 5, совершает крутильные колебания вокруг оси  $Z$ , частота которых равна частоте вращения дебалансов. В устройстве, шестерни 4 предназначены, в том числе, для механической синхронизации и симметрии вращения дебалансов 2 и 3, с целью динамической компенсации поперечных нагрузок на ось  $Z$ . Корпус устройства установлен на оси 6. В данном варианте корпус соединён с осью 6 через обгонную муфту 7. Ось 6 закреплена неподвижно, поэтому муфта 7 позволяет корпусу поворачиваться только в одну сторону. Для съёма полезной мощности используется зубчатое колесо 5.



Фото 3

В результате вращения двигателем 1 дебаланса 3, создаётся центробежная сила величиной  $F_{Ц} = m \cdot \omega^2 r$ . Её радиальная составляющая  $F_X$  на работу устройства не влияет, потому что уравновешена такой же силой, создаваемой симметрично расположенным вторым дебалансом. Мгновенное значение, тангенциальной (к траектории радиусом  $R$ ) и одновременно радиальной – к траектории радиусом  $r$ , составляющей центробежной силы  $F_{Ц}$  – есть сила  $F$ , которая приложена вдоль линии  $S$ , к оси дебаланса, а от неё – к корпусу устройства и равна

$$F = 2m \cdot \omega^2 r \cdot \cos\omega t, \quad (1)$$

мгновенное значение радиальной скорости дебаланса (вдоль  $r$  и  $S$ ) равно

$$V = \omega \cdot r \cdot \cos\omega t, \quad (2)$$

где  $m$  – масса дебаланса,  $\omega$  – угловая частота вращения дебаланса,  $r$  – радиус вращения центра масс дебаланса,  $t$  – время. Цифра 2 указывает общее количество дебалансов. При этом угловая скорость вращения  $\Omega$  вокруг оси  $Z$  значительно меньше  $\omega$ ,  $\Omega \ll \omega$ , поэтому мы её не учитываем.

Момент, создаваемый силой  $F$  относительно оси  $Z$  (действующий момент) равен

$$M = F \cdot R, \quad (3)$$

где  $R$  – расстояние от оси  $Z$  до оси вращения дебаланса.

Предположим, что зубчатое колесо 5 соединено с ведомым механизмом. В этом случае на колесо 5 действует момент сопротивления нагрузки

$$M_C = F_{\Pi} \cdot R,$$

где  $F_{\Pi}$  – противодействующая сила (сила сопротивления), создаваемая нагрузкой. Момент  $M_C$  направлен против действующего момента  $M$ , который создаёт центробежная сила  $F$ . Это значит, что полезную работу устройство производит за счёт центробежной силы  $F$ . Обе силы,  $F$  и  $F_{\Pi}$  в любой момент времени одновременно приложены тангенциально к траектории радиусом  $R$  и к оси, на которой вращается дебаланс 3, действуя противоположно друг другу вдоль одной и той же мгновенной касательной линии  $s$  (см. рис.7). При этом одновременно в любой момент времени, строго перпендикулярно к прямой линии  $s$ , действует сила

$$F_{дв} = M_{дв} \cdot \mu / r$$

(где  $M_{дв}$  – крутящий момент на валу двигателя 1,  $\mu$  – коэффициент передачи шестерен 4), приложенная от двигателя 1 к дебалансу 3 и заставляющая его вращаться с частотой  $\omega$ .

Таким образом, в течение всего времени работы устройства, противодействующая сила  $F_{\Pi}$  и сила  $F_{дв}$  всегда взаимно перпендикулярны друг к другу. По отношению к этим силам третий закон Ньютона не работает, поэтому сопротивление нагрузки не противодействует вращению ротора электродвигателя 1. Это свойство машины не зависит ни от скорости, ни от направления вращений дебалансов 2, 3 и колеса 5.

В подшипнике потери на трение зависят от радиальной нагрузки. Торможение вращения колеса 5 приводит к увеличению давления на оси дебалансов с подшипниками, поэтому должна увеличиваться и нагрузка на электродвигатель. Однако на практике это увеличение незначительно и оно тем меньше, чем выше качество подшипников и зубчатой передачи, поэтому им можно пренебречь. Например, в устройстве на фото 4, электродвигатель потреблял ток 2,7А. При остановке звёздочки потребление тока возросло до величины 2,9А. Если останавливали непосредственно ротор электродвигателя – потребляемый ток увеличивался до 7А. В эксперименте с устройством на фото 5, рабочий ток составлял 9,5А (на пониженной мощности электродвигателя).



Фото 4

Модель для демонстрации возможности работы центробежного привода в безопорной среде. Вращение колеса или (и) корпуса вибратора происходит за счёт разной величины их моментов инерции.



Фото 5

Модель привода для вращения ротора электрогенератора без использования промежуточного редуктора. Центробежный привод слева – улучшенный вариант образца на фото 3 (Австрия).

Остановка звёздочки увеличивало потребление тока до 10 – 10,5А. Если же останавливали непосредственно ротор электродвигателя – потребляемый ток возрастал до величины 36А.

На рис.8 показана энергетическая диаграмма работы обычного электродвигателя, ротор которого набирает максимальную скорость за один оборот.

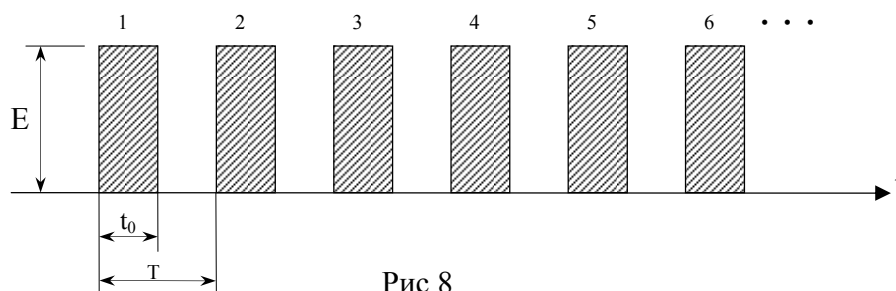


Рис.8

Энергетическая диаграмма работы обычного электродвигателя  
 $E$  – энергия,  $t$  – время,  $T$  – период (длительность оборота ротора),  
 $t_0$  – продолжительность потребления энергии от источника в течении периода  $T$ ; 1, 2, 3, 4, ... - количество оборотов ротора.

В течение одного оборота ротора затрачивается энергия  $E$  на полезную работу и работу по преодолению трения в промежуточных узлах и нагрев. Вся энергия  $E$  берётся от источника питания, поэтому численное значение потребляемой мощности  $P$  будет одинаковым за любой промежуток времени: за один период  $P = E/t_0$  или

$$P = (E_1 + E_2 + E_3 + E_4 \dots)/(t_0 + t_0 + t_0 + t_0 \dots).$$

На рис.9 показана энергетическая диаграмма работы привода (однополупериодного).

Работа машины отличается тем, что дебаланс берёт энергию от источника

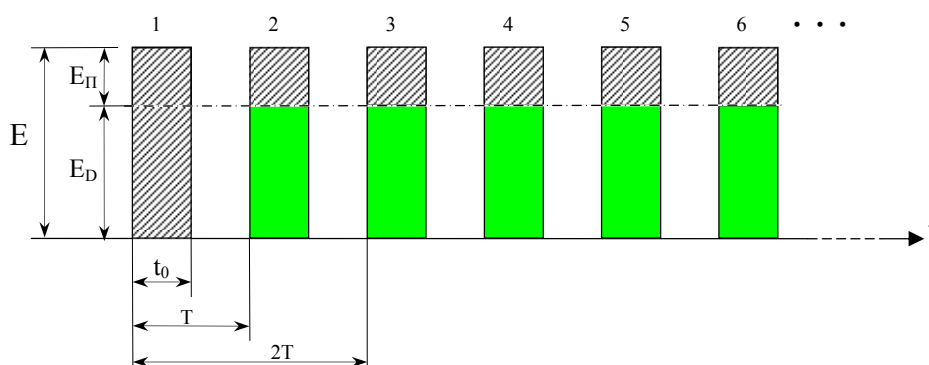


Рис.9

Энергетическая диаграмма работы привода (однополупериодного)  
 $E$  – полная энергия привода,  $E_П$  – энергия, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках, зубчатой передаче и нагрев,  $E_D$  – энергия вращения дебаланса,  $t$  – время,  $T$  – период (длительность оборота дебаланса),  $t_0 = T/2$ . 1, 2, 3, 4, ... - количество оборотов дебаланса (импульсов энергии).

(аккумулирует) только в первом (с момента старта) обороте, поэтому весь импульс №1 выделен штриховкой. Начиная со второго оборота и всех последующих (импульсы энергии №2, №3, 4 ...), дебаланс не тормозится под действием нагрузки, приложенной к колесу 5 (звёздочке). Он сохраняет энергию, накопленную в первом обороте, неизменной, но одновременно совершает полезную работу  $E_D$ , за счёт центробежной силы изменяющей направление (дебаланс 3 раскачивает звёздочку 5).  $E_D$  – величина дополнительной энергии, производимой машиной, которая не отбирается у электромотора и не отбирается от источника питания. Это энергия центробежных сил (инерции) дебалансов, приложенная к звёздочке.

Полная энергия  $E$  машины в импульсе, начиная со второго оборота и всех последующих равна:  $E = E_D + E_{\Pi}$ . Энергия  $E_{\Pi}$  – это энергия, которая потребляется электромотором от источника. Импульсная мощность  $P$  на звёздочке равна:  $P = E_D/t_0$ , где  $t_0$  – длительность времени, в течение которого мощность изменяется от нуля до максимума.

$t_0 = T/4$ , где  $T$  – период колебания звёздочки (сек). Отсюда  $t_0 = 1/4f$ , где  $f$  – частота колебаний (Гц), а импульсная мощность  $P = E_D \cdot 4f$ .

Кинетическую энергию дебалансы получают из сети только в течение времени разгона (ускорения) до номинальной скорости вращения. В установившемся режиме номинальная мощность электродвигателя 1 привода дебалансов затрачивается только на преодоление трения в опорах вращения и в зубчатой передаче.

Таким образом, к ведущему колесу 5 (см. рис.5) приложена мощность, накопленная дебалансами 2 и 3 за счёт скорости вращения.

Мгновенное значение мощности, накопленной дебалансами, численно равна

$$P = n \cdot m \cdot \omega^3 r^2 \cdot (\cos \omega t)^2, \quad (4)$$

где  $n$  – общее количество дебалансов (имеется ввиду, что все дебалансы одинаковые),  $m$  – масса одного дебаланса, остальные обозначения показаны выше.

Эта мощность может быть использована для привода различных механизмов.

Центробежная сила является силой инерции. Сила инерции возникает всегда, когда изменяют направление движения тела. Во время вращения тела она всегда численно равна центростремительной силе и противоположна последней. Мы считаем, что источником силы инерции является окружающее пространство. Другими словами, силы инерции – это динамическая реакция пространства на изменение скорости тел [6, 7]. Силы инерции для механической системы являются внешними силами.

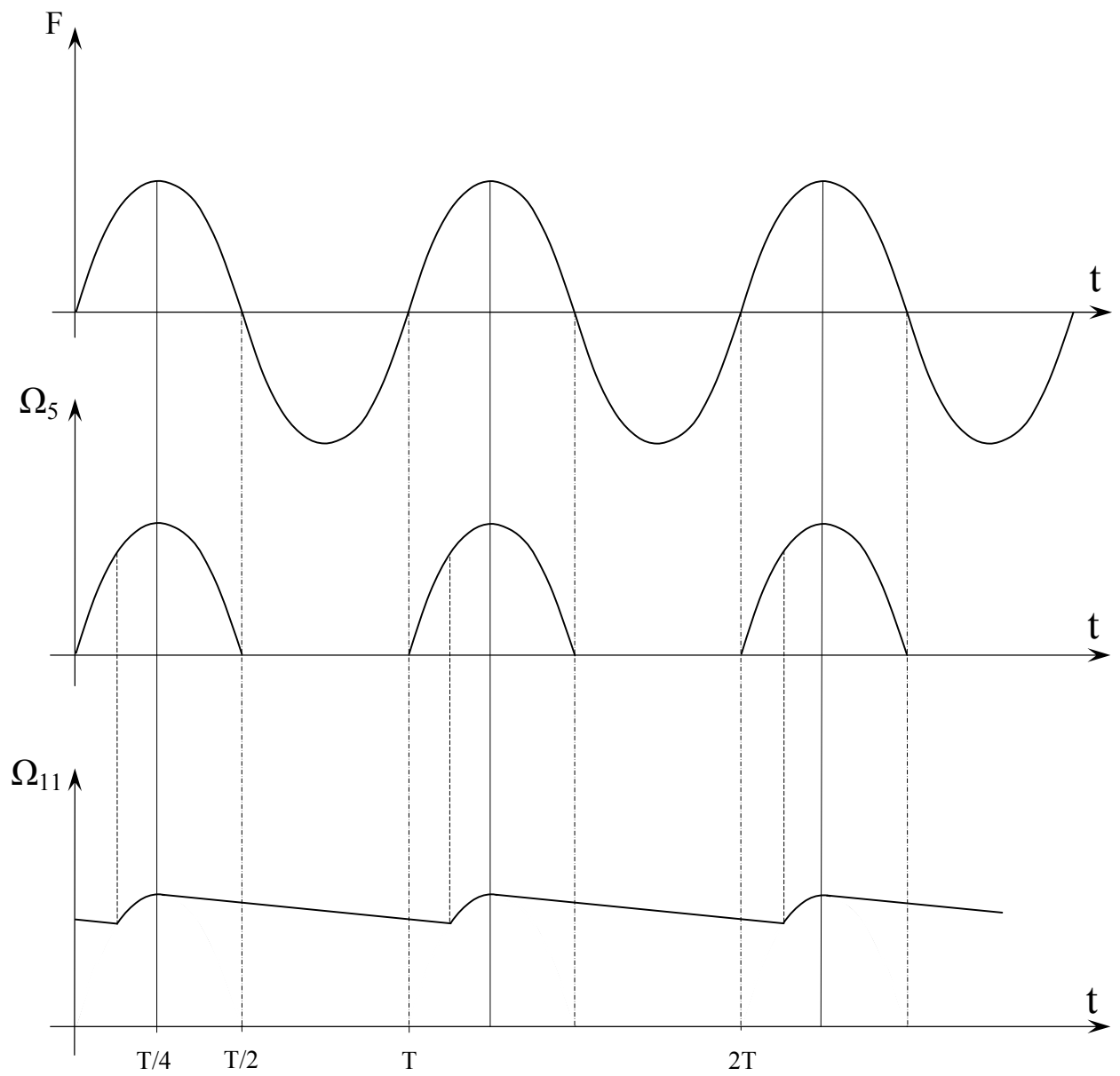


Рис. 10

Графики, поясняющие работу электростанции на рис. 11.

$F$  – центробежная сила,  $\Omega_5$  – угловая скорость зубчатого колеса 5,  
 $\Omega_{11}$  – угловая скорость ротора электрогенератора 10,  $T$  – период вращения дебалансов.

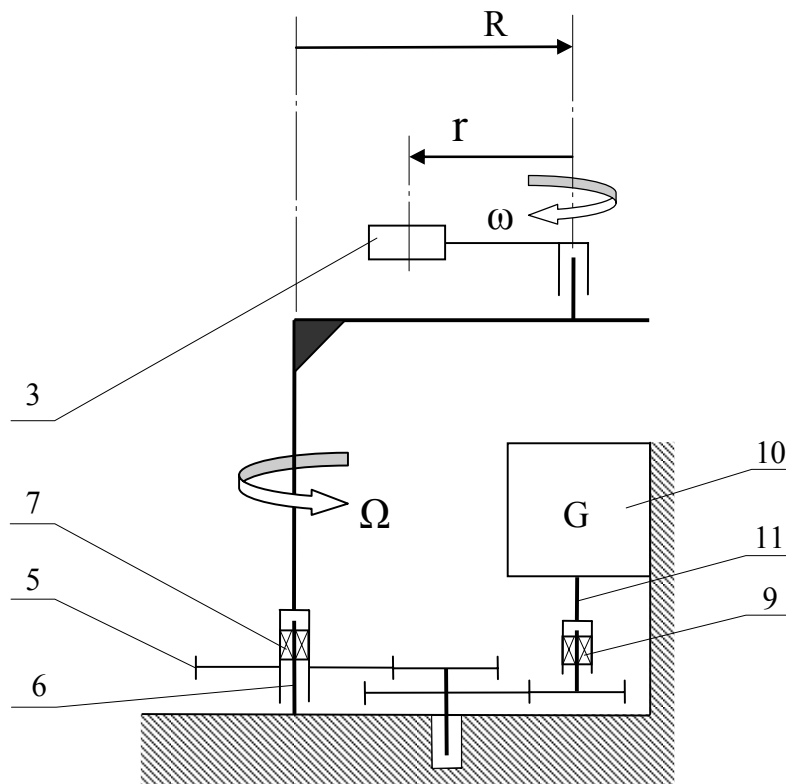


Рис.11

Схема привода электрогенератора.  
 7 и 9 – обгонные муфты, 10 – электрогенератор,  
 11 – вал ротора. Электродвигатель привода и  
 другие дебалансы условно не показаны.

В качестве примера, на рис.11 показана схема электростанции, а на рис.10 изображены иллюстрирующие её работу графики.

На схеме ведущее колесо 5 через редуктор (мультипликатор) и вторую обгонную муфту 9 соединено с ведомым валом 11, на котором выполнен

ротор электрогенератора 10. Применение муфты 9 позволяет сгладить пульсации скорости ротора, уменьшить динамические нагрузки в кинематической цепи от колеса 5 к валу 11 и увеличить среднюю мощность на валу генератора.

Вид графиков на рис.10 аналогичен графикам для описания работы однополупериодного выпрямителя переменного тока. Поэтому схему на рис.5 можно назвать однополупериодным центробежным приводом. По аналогии с электротехникой возможен двухполупериодный центробежный привод. На рис.12 показана его схема.

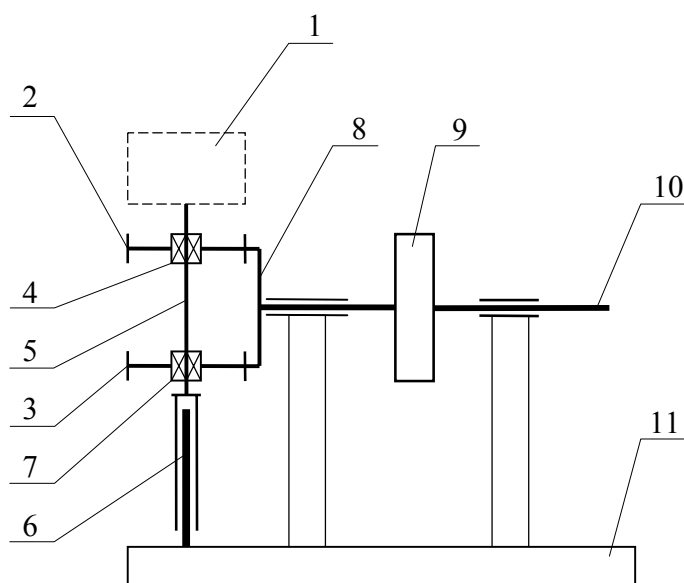


Рис. 12

Двухполупериодный центробежный привод.

- 1 – центробежный вибратор, 2 – шестерня, 3 – шестерня,  
 4 – обгонная муфта, 5 – подвижная ось, 6 – неподвижная ось,  
 7 – обгонная муфта, 8 – шестерня, 9 – маховик,  
 10 – ведущий вал, 11 - основание.

На ней центробежный вибратор 1 соединён с осью 5 и вместе с ней совершает крутильные колебания с заданной частотой. На оси 5 установлены шестерни 2 и 3, которые соединены с ней через обгонные муфты, соответственно, 4 и 7. Вибратор 1 вместе с осью 5 установлены с возможностью вращения на неподвижной оси 6. Муфты 4 и 7 выполнены с противоположным направлением свободного хода. Шестерни 2 и 3 передают крутящий момент торцовой шестерне 8, которая соединена с маховиком 9. Последний имеет выходной вал 10, предназначенный для передачи непрерывного вращения различным механизмам. Графики на рис.13 поясняют работу устройства.

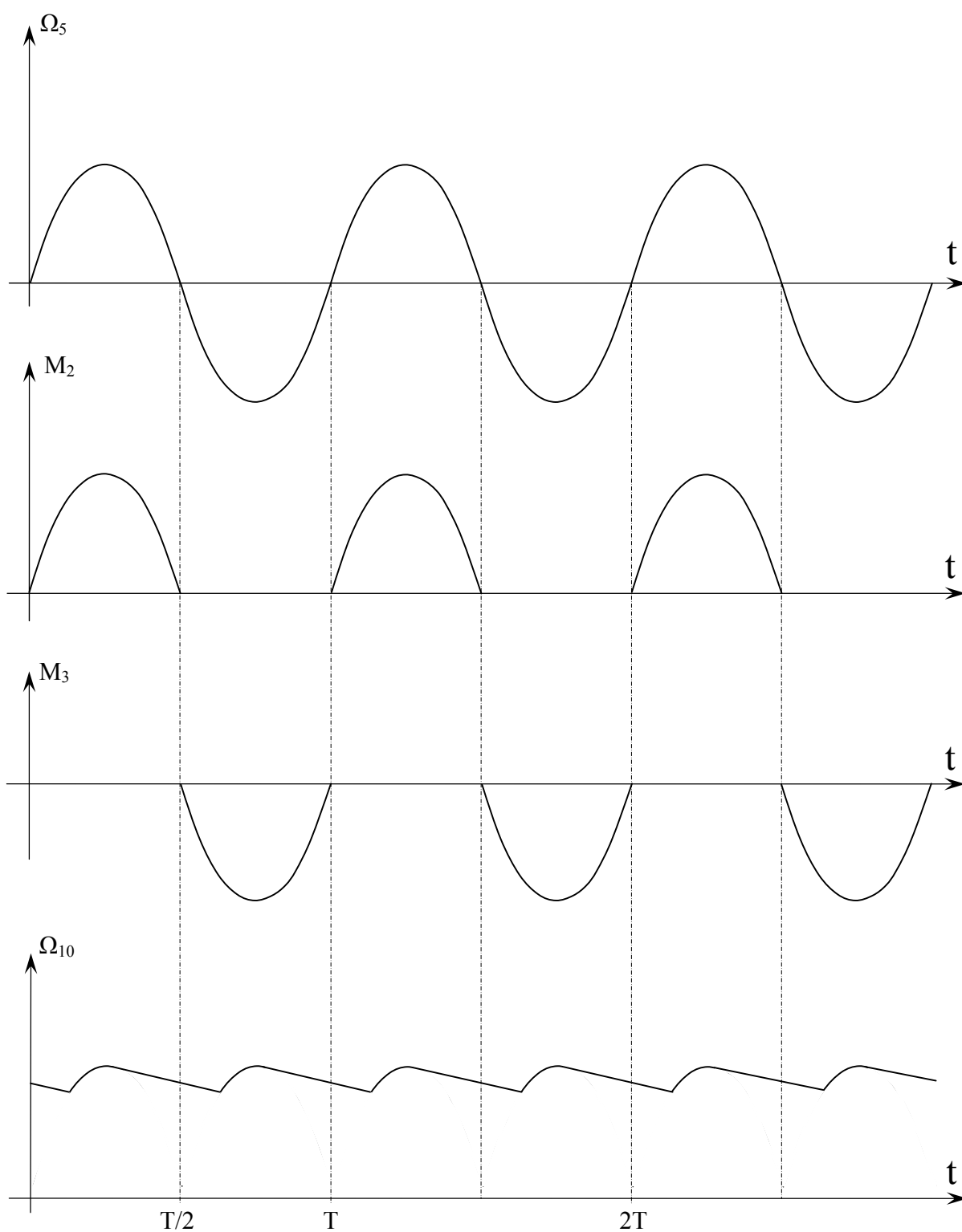


Рис. 13

Графики к рис.12.

$\Omega_5$  – угловая скорость оси 5;  $M_2$  – момент, приложенный к шестерне 2;  
 $M_3$  – момент, приложенный к шестерне 3;  $\Omega_{10}$  – угловая скорость ведущего вала 10;  
 $T$  – период вращения дебаланса.

На фото 3, 4 и 5 показаны действующие образцы приводов разной мощности. Конструкции выполнены по схеме на рис.5. В качестве ведущего звена используется зубчатое колесо.

На фото 4 показана модель для демонстрации возможности работы центробежного привода в безопорной среде. Вращение колеса или (и) корпуса вибратора происходит за счёт разной величины их моментов инерции.

На фото 5 показана модель привода для вращения ротора электрогенератора без использования промежуточного редуктора. На фото 6 показана модель привода с прямым преобразованием центробежной вибрации в электричество.



Фото 6

В настоящее время не существует полного теоретического описания работы устройств с использованием предлагаемого способа преобразования энергии. Специалистам ещё предстоит решить эту задачу. Одно очевидно, что понадобится, как минимум, уточнить фундаментальные знания об окружающем мире.

Для численных оценок средней мощности центробежного привода (без учёта сглаживания пульсаций маховиком и без учёта резонансных эффектов) можно воспользоваться следующими соотношениями.

Средняя мощность  $P_0$  однополупериодного привода:

$$P_0 = 0,25P_A . \quad (5)$$

Средняя мощность двухполупериодного привода:

$$P_0 = 0,5P_A . \quad (6)$$

Средняя мощность прямого привода:

$$P_0 = 0,5P_A . \quad (7)$$

$$P_A = n \cdot m \cdot \omega^3 r^2 , \quad (8)$$

где  $P_A$  - амплитудное значение мощности,

$n$  – количество дебалансов,  $m$  – масса одного дебаланса.

Одно и двухполупериодные приводы могут быть использованы непосредственно, взамен двигателей внутреннего сгорания. Прямой привод имеет самую простую конструкцию, но применение его для получения электроэнергии имеет свои трудности. В настоящее время для этих целей ещё не созданы соответствующие электрогенераторы. Дело в том, что угловая амплитуда колебаний вибратора незначительна, а для полного преобразования мощности вибрации в электрическую мощность необходимо, чтобы в генераторе за один период полюса ротора перемещались на всю ширину полюсов статора. Другими словами, электрогенератор должен иметь мелкий шаг полюсов. Эта проблема решаема. Генератор может быть выполнен на основе шагового двигателя, который является электромашиной обратимого типа. Наименьшая величина углового шага полюсов серийных машин достигает  $0,3^\circ$ .

Для потребителя энергии важными характеристиками являются величина мощности, которая может быть получена в одном агрегате, удельная мощность, по которой можно оценить его массу и сравнить с другими машинами аналогичного назначения. В центробежном приводе эти параметры в первую очередь зависят от прочности осей, на которых вращаются дебалансы и нагрузочной способности используемых подшипников.

В качестве теоретического примера, выполним численные оценки параметров привода, которые можно получить, используя технические данные выбранного подшипника.

Воспользуемся подшипником, производимым корпорацией «NTN».

Тип: NN3006, роликовый двухрядный,  $30 \times 55 \times 19$  мм.

Максимальная динамическая нагрузка: 3150 кг.

Максимальная статическая нагрузка: 3800 кг.

Максимальная скорость вращения:  $n = 16300$  об/мин (вязкая смазка);

$n = 19800$  об/мин (масло).

Положим, что центробежная сила дебаланса распределяется между подшипниками на одной оси поровну, а её максимальная величина равна  $F = 2000$  кг. Рабочую скорость вращения примем равной:  $n = 8000$  об/мин;  $n = 12000$  об/мин;  $n = 14000$  об/мин. Массу дебаланса и радиус его инерции выберем следующим образом.

В серийно выпускаемых вибраторах, предназначенных для уплотнения грунтов и бетонных смесей, радиус инерции  $r$  центробежных масс выполняют, порядка нескольких сантиметров. Исходя из этого, примем величину  $r = 3$  см. Тогда из соотношения для центробежной силы находим массу дебаланса, с учетом максимальной скорости вращения:

$$m = F/\omega^2 \cdot r = 2000 \cdot 9,81 / (2\pi \cdot 14000/60)^2 \cdot 0,03 = 0,3 \text{ кг.}$$

Пользуясь исходными данными, дальнейшие вычисления выполним по формулам (5) – (8). Полученные результаты сведены в таблицу 1.

Скорость вращения: об/мин	Мощность привода, кВт. (Масса дебаланса $m = 0,3$ кг; радиус инерции $r = 0,03$ м.)		
	Однополупер. схема	Двухполупер. схема	Прямой привод
8000	79	159	159
12000	268	536	536
14000	425	851	851

Таблица 1

Оценим необходимую мощность электродвигателя, предназначенного для вращения дебалансов.

В установившемся режиме мощность двигателя затрачивается на преодоление трения в подшипниках и в зубчатом зацеплении. Расчёт мощности потерь в подшипнике [27] производитель рекомендует выполнять по следующим формулам.

$$M_{\text{ТР}} = 0,5k \cdot F \cdot d, \quad (9)$$

$$P_{\text{П}} = 1,047 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{ТР}} \cdot n, \quad (10)$$

где  $M_{\text{тр}}$  – момент трения (Н·см),  $k = 0,001$  – коэффициент трения,  $F$  – полная нагрузка на подшипник (Н),  $d$  – диаметр отверстия в подшипнике (см),  $P_{\text{п}}$  – мощность потерь (Вт),  $n$  – частота вращения (об/мин).

В примере, нагрузка на подшипник равна  $F = 1000 \cdot 9,81 = 9810$  Н.

Момент трения  $M_{\text{тр}} = 0,5 \cdot 0,001 \cdot 9810 \cdot 3 \approx 15$  Н·см.

Мощность потерь в одном подшипнике

$$P_{\text{п}} = 1,047 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 14000 \approx 220 \text{ Вт.}$$

Всего подшипников 4 шт., поэтому потери в них будут 880 Вт. Потери в зубчатом зацеплении имеют такой же порядок. Общие потери составят примерно 2 кВт. Используем электродвигатель с трёхкратным запасом по мощности: 6 кВт, с верхним пределом номинальной скорости ротора – 14000 об/мин.

Напоминаем, что мощность, потребляемая двигателем из сети, является мощностью, которую потребляет сам привод. При этом мощность, которую привод выдаёт потребителю, показана в таблице. Весь диапазон мощностей обеспечивает одно и то же устройство, поэтому его удельная мощность различна на разных режимах. Наихудший показатель будет соответствовать нижней величине диапазона.

Для определения массы агрегата  $m_{\text{А}}$ , воспользуемся значением удельной мощности образца (фото 3), известной по результатам тестирования:

$p_{\text{уд}} = 260$  Вт/кг. Отсюда:  $m_{\text{А}} = P_0 / p_{\text{уд}} = 79000 / 260 \approx 300$  кг.

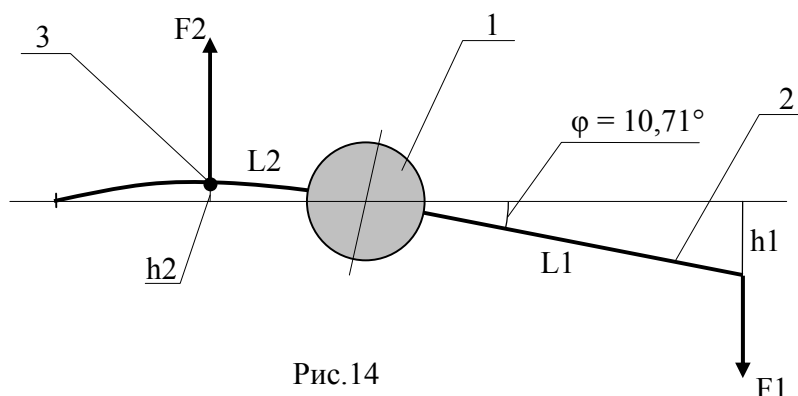


Рис.14

Схема эксперимента при первом тестировании

1 – привод, 2 – длинная штанга, 3 – датчик,  $L1 = 565$  мм – длина штанги от оси привода,  $L2 = 152$  мм – расстояние от датчика до оси привода,  $h1 = 105$  мм – смещение конца штанги 2 под действием контрольной силы  $F1 = 77$  Н (7,85 кг),  $h2$  – смещение датчика 3 под действием контрольной силы  $F1$ ,  $F2$  – сила, приложенная в точке крепления датчика,  $\varphi$  – угол поворота конца штанги 2 под действием контрольной силы  $F1$ ,  $M = 42,75$  Нм – момент, приложенный к концу штанги 2.

В России были изготовлены и проверены в работе несколько вариантов устройств с использованием нового способа работы силового привода вращения. Первое, официальное тестирование устройства было выполнено в Австрии (Вена), причём – дважды.\* Техническим исполнением руководил профессор, д-р Johann Wassermann. Целью тестирования было сравнение выходной механической мощности устройства с его входной (потребляемой) мощностью.

В экспериментах использовалось устройство, аналогичное изображенному на фото 3, но изготовленное в Австрии (см. фото 5). Полная масса 24 кг.

Колеблющаяся масса равна 20 кг. Масса дебаланса 0,2кг. Радиус вращения центра масс дебаланса 0,02м. Передаточное число редуктора равно 1,6666.

Первое тестирование выполнено 28 января 2009г. Устройство устанавливалось на стенде горизонтально. Рабочее звено (звёздочка) фиксировалось короткой штангой, конец которой крепился к стенду. На штанге крепился тензометрический датчик 3, подключенный к измерительной аппаратуре.

В зависимости от приложенного момента, датчик показывал величину электрического напряжения, пропорциональную деформации короткой штанги.

Калибровка измерительной аппаратуры выполнялась по схеме на рис. 14. При этом получены следующие исходные данные.

Контрольный момент силы на конце штанги 2 равен  $M = 42,75$  Нм.

Контрольное напряжение датчика 3 равно  $U = 3,8$  вольт.

Коэффициент пересчёта, напряжение/момент, равен  $k_M = 0,088$  в/Нм.

Моменту  $M$  соответствует работа

$$E = M \cdot \varphi = 42,75 \cdot 2\pi \cdot 10,71/360 = 7,991 \text{ Дж.}$$

Коэффициент пересчёта, напряжение/работа, равен  $k_E = 0,475$  в/Дж.

Мощность колебания звёздочки равна

$$P_{\text{ЭКСП}} = U \cdot f / k_E, \quad (11)$$

где  $U$  – напряжение на выходе датчика (в),  $f$  – частота крутильных колебаний звёздочки (Гц).

Измерения выполнены для пяти значений частоты. Результаты сведены в таблицу 2, графики на рис.15.



Фото 7

Обсуждение эксперимента (Австрия, Вена)

Слева – автор изобретения, Линевич Э. И.; справа – переводчик и партнёр Линевича, Ежов А. Ф.

№	U	I	$P_{вх}$	f	M	$M_E$	P	$P_{эксп}$
1	4,9	6	29,4	15,38	7,47	1,31	36	4,0
2	8	8	64	22,16	15,5	93,06	108	386
3	8,5	10	85	25,19	20,0	93,06	159	438
4	9,7	12	116,4	25,79	21,0	94,19	170	454
5	10	14	140	26,04	21,4	198	175	965

Таблица 2

U – напряжение питания, V. I – сила потребляемого тока, A.  $P_{вх}$  – потребляемая мощность, Вт. f – частота вибрации звёздочки, гц.  $M_E$  – момент, измеренный на выходе, Н·м. M – момент на выходе, рассчитанный по измеренной частоте f, Н·м. P – мощность вибрации на выходе устройства, теорет. расчёт, Вт.  $P_{эксп}$  – мощность, измеренная на звёздочке, Вт.

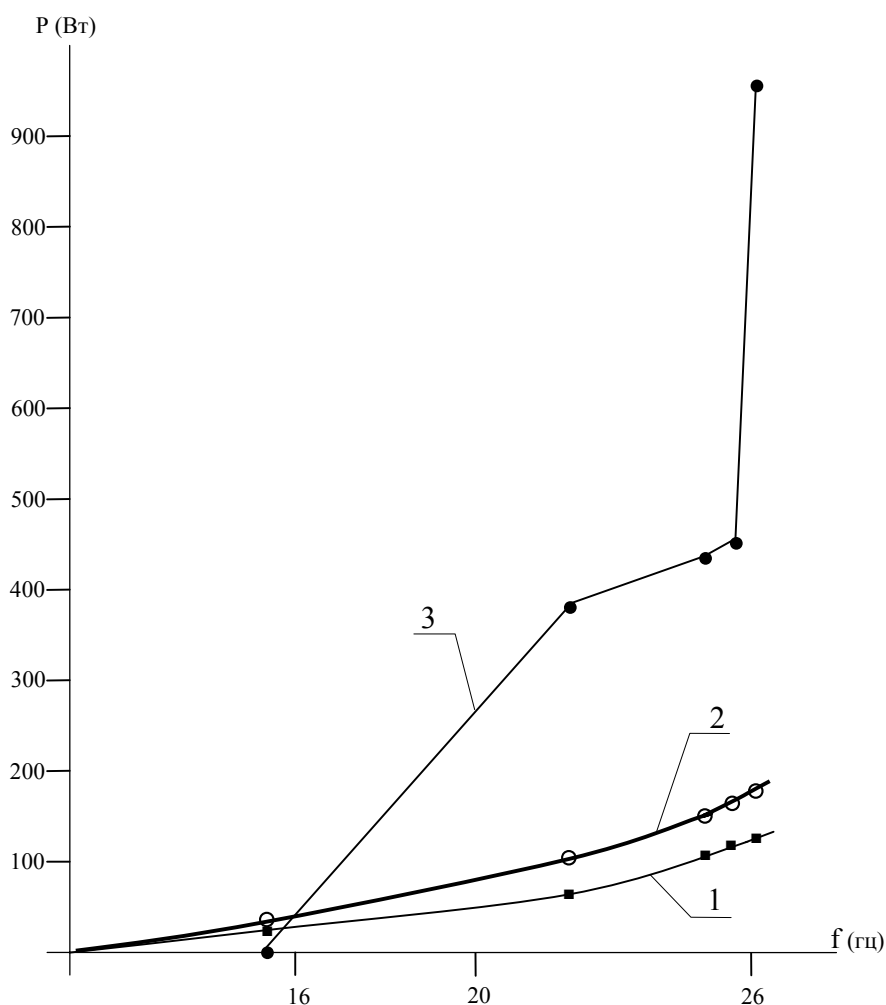


Рис.15  
 Графики к таблице 2, зависимость  
 мощности  $P$  от частоты колебаний  $f$ :  
 1 -  $P_{ВХ}$ ; 2 -  $P$ , теоретический расчёт;  
 3 -  $P_{ЭКСП.}$

Частота  $f$  задавалась скоростью вращения ротора электродвигателя, посредством изменения напряжения его питания. Увеличение частоты колебания более 26 Гц, привело к разрушению стенда.

Второе тестирование выполнено 5 февраля 2009г. Место и схема эксперимента, прежние. Прочность штанги и стенда были увеличены.

При калибровке измерительной схемы (рис. 16) получены следующие исходные данные.

Контрольный момент силы на конце штанги 2 равен  $M = 228,2$  Нм.  
 Контрольное напряжение датчика 3 равно  $U = 5,3$  вольт.  
 Коэффициент пересчёта, напряжение/момент, равен  $k_M = 0,0232$  в/Нм.  
 Моменту  $M$  соответствует работа  $E = M \cdot \varphi = 228,2 \cdot 2\pi \cdot 14,5/360 = 57,75$  Дж.  
 Коэффициент пересчёта, напряжение/работа, равен  $k_E = 0,0918$  в/Дж.  
 Теоретический расчёт мощности выполнен по формуле (5),  
 Измеренная мощность вычислялась по формуле (11).  
 Результаты сведены в таблицу 3, графики на рис. 17.  
 При этом: 1 –  $P_{ВХ}$ ; 2 –  $P$ ; 3 –  $P_{ЭКСП}$ .

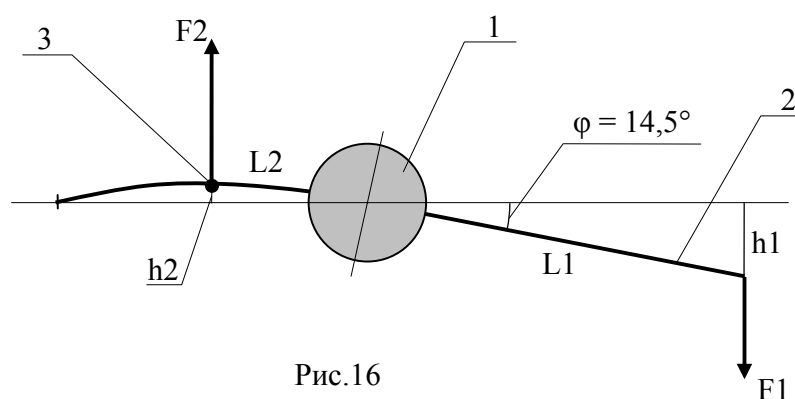


Рис.16

#### Схема эксперимента при втором тестировании

1 – привод, 2 – длинная штанга, 3 – датчик,  $L1 = 1160$  мм – длина штанги от оси привода,  $L2 = 153$  мм – расстояние от датчика до оси привода,  $h1 = 291$  мм – смещение конца штанги 2 под действием контрольной силы  $F1 = 196,69$  Н,  $h2$  – смещение датчика 3 под действием контрольной силы  $F1$ ,  $F2$  – сила, приложенная в точке крепления датчика,  $\varphi$  – угол поворота конца штанги 2 под действием контрольной силы  $F1$ ,  $M = 228,2$  Нм – момент, приложенный к концу штанги 2.

№	U	I	P <sub>ВХ</sub>	f	M <sub>е</sub>	M	P	P <sub>ЭКСП</sub>
1	3,15	5	15,8	6,6	6,8	1,38	11,4	11,5
2	6,6	8	52	17,86	35,9	10,1	56,5	165
3	16,7	10	167	57,47	345	104,3	1883	5108
4	18	12	216	59,52	389,7	111,9	2092	5965
5	18,6	14	260	60,24	382,9	114,6	2169	5932
6	18,7	16	299	58,82	369,3	109,3	2019	5587
7	19,1	18	344	58,14	410	106,8	1950	6131
8	19,3	20	386	58,14	406,6	106,8	1950	6080
9	19,6	22	431	57,47	416,8	104,3	1883	6160
10	17,3	24	415	47,17	372,7	70,3	1041	4522
11	18,2	26	473	64,94	267,7	133,2	2717	4471
12	27	19	513	92,6	267,7	270,8	7878	6375
13	28	18,25	511	96,15	227	292	8820	5614

Таблица 3

U – напряжение питания, в.

I – сила потребляемого тока, А

P<sub>ВХ</sub> - потребляемая мощность, Вт

f – частота вибрации звёздочки, гц

M<sub>е</sub> – момент, измеренный на выходе, Н·м

M – момент на выходе, рассчитанный по измеренной частоте f, Н·м

P – мощность колебаний на звёздочке, теорет. расчёт, Вт.

P<sub>ЭКСП</sub> - измеренная мощность на звёздочке, Вт.

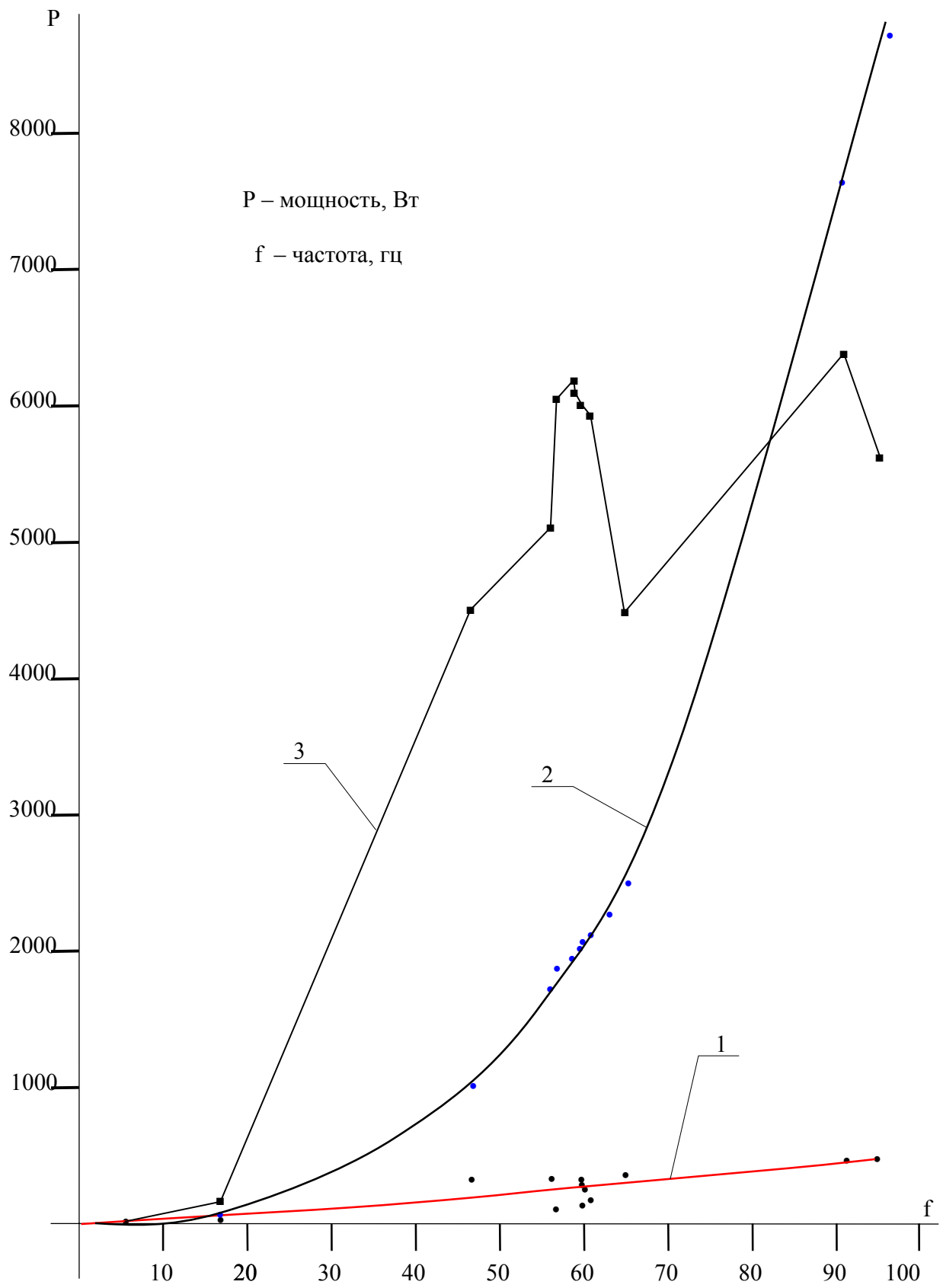


Рис. 17

Графики к таб.3, зависимость мощности от частоты колебаний  $f$ :  
 1 –  $P_{VX}$ ; 2 –  $P$ , теорет. расчёт; 3 –  $P_{ЭКСП}$ .



Фото 8

Устройство во время тестирования на стенде.  
С целью сохранения «ноу-хау», часть устройства закрыта кожухом.

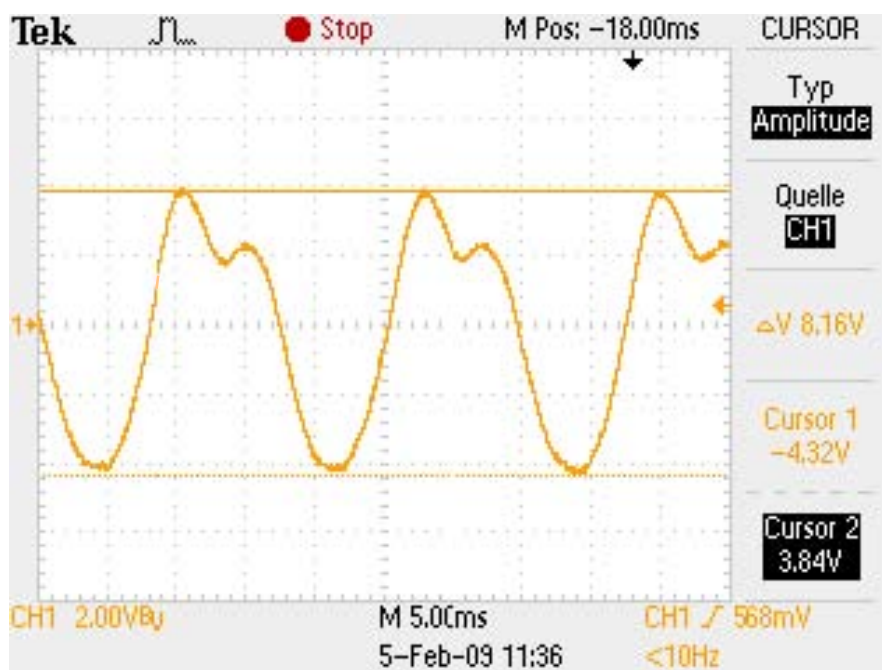


Фото 9

На стоп-кадре измерительного осциллографа видно, что синусоида искажена.

На ход экспериментов накладывались резонансные эффекты. На это, в частности, указывает фото 9 и большое расхождение между теоретическим расчётом по формуле (5) с измеренными значениями. Кроме того, на втором тестировании, при измерениях на последних двух точках, электродвигатель стал чрезвычайно стремительно набирать обороты (словно с невидимых тормозов срывался). Это сопровождалось, в том числе, резким усилением частоты звукового тона. Чтобы не допустить разрушение установки, приходилось экстренно выключать электропитание. При этом динамику потребления мощности электродвигателем проконтролировать не удалось. На конечной точке (96,15Гц) зафиксированы параметры в начальный момент последнего измерения.

У автора имеется предположение, которое требует экспериментальной проверки. Начиная с некоторой граничной частоты должен возникать резонансный саморазгон механической системы. Чем выше качество подшипников и зубчатой передачи (меньше потери), тем ниже граничная частота саморазгона. Причина его, в возможном существовании положительной обратной связи между вращением дебалансов, вращением корпуса устройства и сопротивлением нагрузки. При саморазгоне потребляемая мощность должна уменьшаться, а мощность на выходе (на звёздочке) – увеличиваться. С новым электродвигателем 1FK7022 («Simens») массой 2 кг, получены рабочая частота колебаний звёздочки, равная 169,4 гц и момент 900 Нм. При этом потребляемая мощность составила всего лишь 320 Вт.

Тестирование устройства подтвердило его главное свойство – полезная мощность на выходе превышает потребляемую мощность.

\* - Institut für Mechanik und Mechatronik  
Abteilung Messtechnik und Aktorik  
TU-Wien/E325/A4  
Wiedner Hauptstrasse 8-10  
A-1040 Wien  
Tel.: (+43 1) 58801 30331  
Fax.: (+43 1) 58801 30399  
e-Mail: [johann.wassermann@tuwien.ac.at](mailto:johann.wassermann@tuwien.ac.at)

#### Литература

1. Патентная заявка РФ, «Способ работы силового привода вращения и электростанция для его осуществления» RU2008105388, 12.02.2008 (владелец лицензии «Permotors GmbH»).

2. Международная патентная заявка, PCT/RU2008/000631, 02.10/2008 (владелец лицензии «Permoters GmbH»).
3. Киттель Ч., Найт В., Рудерман М. МЕХАНИКА. – Берклевский курс физики, перевод с английского. Москва: «Наука» 1983.
4. Яблонский А. А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика. – Москва: «Высшая школа» 1971.
5. Линевич Э. И. Явление антигравитации физических тел (ЯАФТ). – Хабаровск: ПКП "Март".1991. 20с. (Россия).
6. Линевич Э. И. Геометрическое обоснование эксперимента Хаясака – Такеучи с вращающимися роторами.– Доклад на 2-ой СНГ Межнаучной конференции "Единая теория мира и ее практическое применение". 20 – 21 сентября 1993г., Петрозаводск. (Россия).
7. Линевич Э. И. Динамическая симметрия вселенной. – Природа и аномальные явления. Владивосток. 1995. № 1 - 2, с.6. (Россия).
8. Золотарев В. Ф., Шамшев Б. Б. Физика квантованного пространства – времени. Часть 1. Издательство Саратовского университета. 1992. 104с. (Россия).
9. Золотарев В. Ф., Шамшев Б. Б. Физика квантованного пространства – времени. Часть 2. Издательство Ульяновского политехнического института. 1993. 100с. (Россия).
10. Черняев А. Ф. Инерция – движение взаимодействия. Москва. 1992. 84с. (Россия).
11. Kishkintsev V. A. The Eotvos Correction Applied to the Thermal Motion of Gas Molecules. Galilean Electrodynamics, V. 4. #3. 47 – 50. 1993.
12. Горизонты науки и технологий 21 века. Сборник Трудов под общей редакцией акад. РАЕН Акимова А.Е. Труды том I. Москва,2000.
13. Линевич Э. И. Гравиинерционный двигатель. Патент RU 2080483, 04.05.1994.
14. Туканов А. С. Двигатель векторной тяги// "Новая энергетика" №4, 2003, с.13.
15. Hayasaka H., Takeuchi S. Phys. Rev. Lett. 1989. V. 63. 25. P. 2201 – 2704.
16. Макухин С.С. Неизвестные особенности механики// Гравитон №7, 2001, с.3, 9.
17. Сенкевич В.Е. Инерционный движитель// "Новая энергетика" №2, 2003, с. 49.
18. Forward, R. L. “Far Out Physics”, Analog Science Fiction/Sciense Fact, Vol 95. Aug. 1975. P. 147 – 166.
19. Forward, R. L. “Negative Matter Propulsion”, AIAA Paper 88 – 3168, July 1988.
20. Линевич Э.И. "Антигравитационное устройство". Материалы 2-го Всесоюзного симпозиума "Перестройка естествознания"//- Москва-Волгодонск. 1991.
21. Толчин В. Н. Инерцоид.- Пермь: Пермское книжное издательство. 1977.
22. Linevich E. I. On basics of potential dynamics// «New Energy Technologies» #2, 2005, p.44 - 48.

23. The patent application of the USA, the publication: US2005/0169756 A1, Aug. 4, 2005.
24. Bonnor W.B. "Negative Mass in General Relativity", General relativity and gravitation, Vol. 21, 1989, p. 1143.
25. Линеви́ч Э.И. О технической возможности управления темпом времени// «Гравитон» №8, 2002, с.10-11
26. Линеви́ч Э. И. «Третий закон Ньютона не выполняется для неуравновешенного тела с вращательным колебанием»// - «Гравитон» №12, 2005, с. 9.
27. Подшипники качения: Справочник-каталог/ Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984.
28. Смольяков Э. Р. Нелинейные законы движения и обоснования движения инерцоидов// Доклады А. Н. – 2003.- Т.393. №6.- с.770 – 775.
29. Артоболевский И. И. Теория механизмов, 2 изд., М.: 1967.
30. Линеви́ч Э. И. Грузоподъёмное устройство, а. с. СССР № 650977, 24.01.1977.
31. Божидар Джорджев «Генератор безопорного крутящего момента»// - «Новое время», 25-27 сентября 2008, Севастополь, Украина, с. 1 -2.
32. Пузанов Б. И. «Энергия центробежных сил инерции» <http://swm-free.front.ru/energy/1.html>
33. Сайт Линеви́ча Э. И. <http://www.dlinevitch.narod.ru/phis.htm>