

Ю. А. Рудченко, В. И. Луковников

In this article to state the technique of designing of autooscillatory asynchronous electric drives. The example of use of the developed technique is resulted.

Ключевые слова: методика проектирования, автоколебания, однофазный и трехфазный асинхронный электродвигатели.

Существуют две принципиально различные возможности получения колебательного движения в электродвигателях: создание в воздушном зазоре качающегося магнитного поля и обеспечение условий возникновения в системах с электродвигателями автоколебательного режима работы.

В ряде областей науки, техники и производства, где требуется осуществлять колебательное движение рабочего органа машины без повышенных требований к качеству колебаний, более перспективным оказывается применение автоколебательных режимов работы электродвигателей. Это, например, испытательные стенды пружинных подвесок и других упругих элементов, дисбалансные вибраторы, станки-качалки, аппараты спортивной вибростимуляции, игрушки, рекламные качающиеся устройства и т.д.

В данной статье будет излагаться методика проектирования автоколебательных асинхронных электроприводов испытания пружин по схеме на рис. 1.

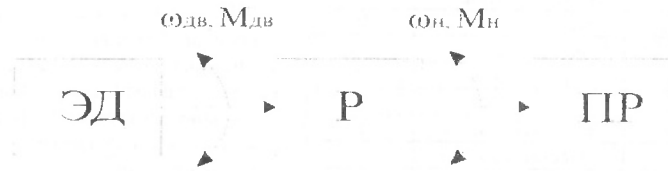


Рис. 1. Схема построения механической части автоколебательной системы с асинхронным электродвигателем, где обозначено: ЭД — электродвигатель, Р — редуктор, ПР — пружина.

Исходными данными для выбора АД и редуктора будем считать:

$M_{тр\sigma}$ — суммарный момент сухого трения, H_{Σ} — суммарный коэффициент жидкостного трения (демпфирование); C_{Σ} — суммарный коэффициент жесткости, в том числе и жесткости испытуемых пружин $C_{\text{уп}}$; φ_m , ω_0 — требуемые амплитуда и частота колебаний пружин в процессе испытаний.

1. Предварительный расчет нагрузочной диаграммы. По выражению для собственной частоты колебаний $\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{\Sigma}}{J_{\Sigma}}}$

можно найти суммарный момент инерции, который будет равен $J_{\Sigma} = \frac{C_{\Sigma}}{\omega_0^2}$

По заданной амплитуде и частоте колебаний испытуемой пружины, считая закон колебаний гармоническим $\varphi = \varphi_m \cos \omega_0 t$, определим моменты

от инерционной нагрузки $M_{ин} = J_{\Sigma} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -C_{\Sigma} \varphi_m \cos \omega_0 t$,

жидкостного трения $M_{жт} = H_{\Sigma} \frac{d\varphi}{dt} = -H_{\Sigma} \varphi_m \omega_0 \sin \omega_0 t$,

сухого трения $M_{ст} = M_{тр\sigma} \text{Sign} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) = -M_{тр\sigma} \text{Sign}(\sin \omega_0 t)$

и позиционной нагрузки $M_{поз} = C_{\Sigma} \varphi = C_{\Sigma} \varphi_m \cos \omega_0 t$.

Сравнивая соотношения для $M_{ин}$ и $M_{поз}$, можно увидеть, что они равны, как и должно быть в режиме установившихся автоколебаний. В связи с этим можно найти нагрузочную диаграмму графическим суммированием двух составляющих нагрузки (рис. 2, а)

$$M_{н\Sigma}(t) = M_{жт}(t) + M_{ст}(t) = -H_{\Sigma} \varphi_m \omega_0 \sin \omega_0 t - M_{тр\sigma} \text{Sign}(\sin \omega_0 t), \quad (1)$$

2. Предварительный выбор типоразмера асинхронного электродвигателя и редуктора. Поскольку в автоколебательном режиме АД работает на неустойчивой части механической характеристики, то выбор его типоразмера и расчет передаточного отношения редуктора i следует осуществлять по координатам критической точки так, чтобы

$$\begin{cases} M_{кр} \geq (1,1 \dots 1,3) M_{н\Sigma} / i \\ \omega_{кр} \leq \varphi_m \omega_0 \cdot i \leq \omega_1, \end{cases}$$

где $M_{н\Sigma}$ — максимальное значение момента по нагрузочной диаграмме, $M_{кр}$ — критический момент АД, ω_1 — скорость идеального холостого хода АД

Правильность выбора АД и редуктора проверяют по наличию точек пересечения ориентировочных механических характеристик электродвигателя и нагрузки, как это показано на рис. 2,б и рис. 3,б. Причем ориентировочная механическая характеристика АД приводится к валу нагрузки и строится по приведенным ниже соотношениям.

Для трехфазного АД

$$\omega \approx \begin{cases} \frac{-\omega_1 (M_{\text{выск}} i - M)}{i^2 (M_{\text{выск}} - M_1)}, & \text{при } -\omega_1 < \omega \leq 0, \\ \frac{\omega_{кр} (M - M_{\text{выск}} i)}{i^2 (M_{кр} - M_{\text{выск}})}, & \text{при } 0 < \omega \leq \omega_{кр}, \\ \frac{\omega_1 - \omega_1 - \omega_{кр}}{i} M, & \text{при } \omega_{кр} < \omega \leq \omega_1. \end{cases}, \quad (2)$$

где M_1 — момент на частоте $-\omega_1$

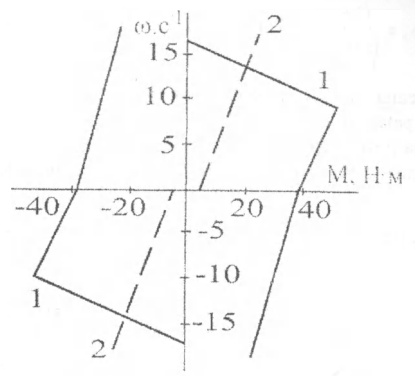
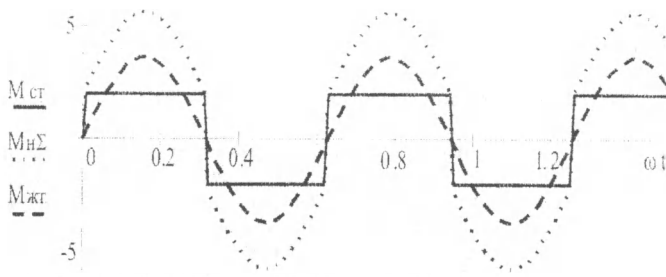


Рис. 2. Ориентировочная нагрузочная диаграмма (а) и механические характеристики электродвигателя АИР71А6У3 с редуктором $i = 6$ (1) и нагрузки испытательного стенда пружин на основе трехфазного включения (б)

Для однофазного АД

$$\omega \approx \begin{cases} \frac{\omega_{кр}}{i^2 M_{кр1\phi}} M, & \text{при } 0 < \omega \leq \omega_{кр}, \\ \frac{\omega_1}{i} - \frac{\omega_1 - \omega_{кр}}{i^2 M_{кр1\phi}} M, & \text{при } \omega_{кр} < \omega \leq \omega_1. \end{cases} \quad (3)$$

Если правильность выбора АД подтвердилась, то осуществляют выбор или расчет редуктора по требуемому i , в результате чего находят $J_{ред}$, $\eta_{ред}$.

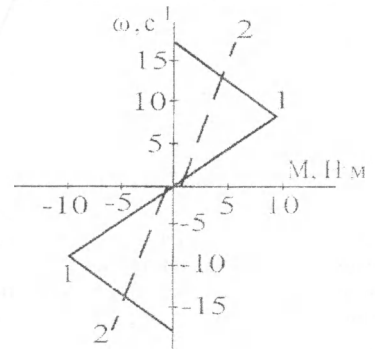
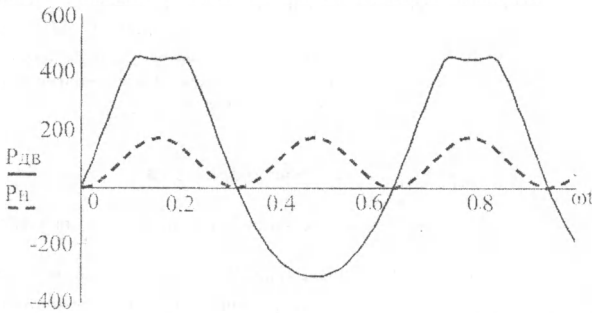


Рис. 3. Диаграммы мгновенных мощностей (а) и механические характеристики электродвигателя АИР71А6У3 с редуктором $i = 6$ (1) и нагрузки испытательного стенда пружин (2) на основе однофазного включения (б)

3. Уточнение выбора типоразмера АД. Строятся временные диаграммы мгновенных мощностей, потребляемой нагрузкой и располагаемой электродвигателем, по выражениям

$$\begin{aligned} P_k(t) &= M_{кз}(t) \cdot (-\varphi_m \omega_0 \sin \omega_0 t), \\ P_{дв}(t) &= M_{эм}(t) \cdot (-\varphi_{ин} \omega_0 \sin \omega_0 t), \end{aligned} \quad (4)$$

где $M_{эм}(t)$ определяется выражением (2) или (3).
Возможный вид диаграмм представлен на рис. 3, а.

Уточнение правильности выбора типоразмера АД и редуктора производят по соотношениям (2) или (3) и выражению

$$P_{дв.т} \geq (1,1 \dots 1,3) P_{к.т}, \quad (5)$$

где $P_{дв.т}$, $P_{к.т}$ — максимальные значения мгновенных мощностей двигателя и нагрузки по диаграммам.

4. Расчет относительных коэффициентов уравнения движения. При подтверждении правильности выбора АД и редуктора рассчитываются относительные коэффициенты μ_1, \dots, μ_{15} уравнения движения по соотношениям [3].

Входящий в расчетные выражения для относительных коэффициентов параметр α_0 аппроксимации механической характеристики АД определяют по полученному соотношению, в котором относительное активное сопротивление статорной цепи α либо принимается равным нулю, либо рассчитывается через параметры схемы замещения АД как

$$\alpha = r_1 / r_2' (1 + x_1 / x_m).$$

Остальные величины $\alpha_{22}, \alpha_{33}, \dots, \alpha_{15}$ находят решением системы алгебраических уравнений.

5. Определение предельных циклов автоколебаний. Определение предельных циклов автоколебаний будем вести на основе критериального уравнения, которое можно получить, приравняв выражения для φ_m полученные в [3],

$$\sqrt{v_0^2 + [\varphi_0 - (\mu_{3,0} + \frac{1}{2} \mu_{5,0})]^2} = \frac{4}{3} \sqrt{\lambda_1} \cos(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \frac{9\lambda_2}{\pi \sqrt{\lambda_1^3}}), \quad (6)$$

причем слева записана амплитуда, найденная по уравнению, которое описывает закон автоколебательного движения, а справа φ_m — корень уравнения, который дает устойчивый предельный цикл автоколебаний на фазовой плоскости.

Решая уравнение (6) относительно φ_0 , получим

$$\varphi_0 = \sqrt{\frac{16}{9} \lambda_1 \cos^2(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \frac{9\lambda_2}{\pi\sqrt{\lambda_1^3}})} - v_0^2 + (\mu_{3,0} + \frac{1}{2} \mu_{5,0}), \quad (7)$$

Решая данное уравнение, получим начальные условия пуска (φ_0, v_0), которые существенно влияют на получение устойчивого автоколебательного режима.

На рис.4. представлены примеры характеристик связи между параметрами нагрузки и амплитудой колебаний с областями применимости методики (область выделена точками), для однофазного включения АД.

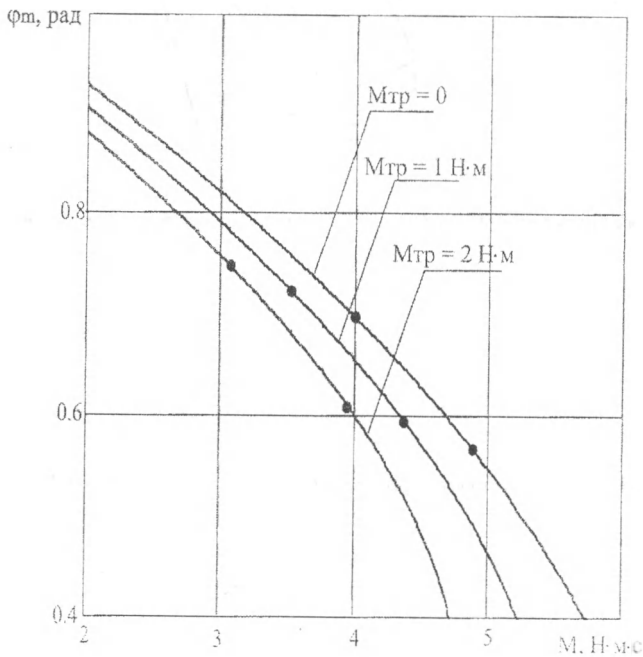


Рис.4. Характеристики связи

6. Пример выбора силовой части стенда испытания пружин.

Далее приведем пример использования разработанной методики. Будем проектировать автоколебательный стенд испытания пружин, как автоколебательную систему по схеме на рис. 1.

Исходные данные для выбора АД и редуктора:

$M_{пр} = 0.32 \text{ Н·м}$; $H_{\Sigma} = 4.6 \text{ Н·м·с}$; $C_{пр} = 5 \text{ Н·м/рад}$; $\varphi_m = 35 \text{ град} = 0.61 \text{ рад}$; $\omega_0 = 6.28 \text{ рад/с}$

Определяем суммарный момент инерции

$$J_{\Sigma} = \frac{C_{\Sigma}}{\omega_0^2} = \frac{5}{6.28^2} = 0.127 \text{ кг·м}^2$$

Величину $M_{н\Sigma,м}$ можно найти, как максимальное значение момента по нагрузочной диаграмме, либо как

$$M_{н\Sigma,м} = H_{\Sigma} \varphi_m \omega_0 + M_{пр} = 4.6 \cdot 0.61 \cdot 6.28 + 0.32 = 17.9 \text{ Н·м}$$

Далее выбор типоразмера АД и расчет передаточного отношения редуктора i будем осуществлять по координатам критической точки, считая, что двигатель работает в однофазном режиме, так, чтобы

$$\begin{cases} M_{кр1ф} \geq (1.1 \dots 1.3) M_{н\Sigma,м} / i \\ \omega_{кр} \leq \varphi_m \omega_0 \cdot i \leq \omega_1 \end{cases}$$

Выбираем электродвигатель АИР71А6УЗ, имеющий технические характеристики $P_{эл} = 0.37 \text{ кВт}$, $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$, $M_n = 3.86 \text{ Н·м}$, $M_{кр} = 8.5 \text{ Н·м}$, $S_{кр} = 0.49$, $\eta = 0.65$, $J_{эл} = 0.046 \text{ кг·м}^2$. Передаточное число редуктора принимаем равным $i = 15$. Схема подключения АД такая, что относительная МДС, согласно [1], $F_u / F_{\phi} = 2$. Тогда

$$\begin{cases} 1.56 > 1.55 \\ 53.4 < 57.5 < 104.7 \end{cases} \text{ условие выполняется.}$$

Правильность выбора АД и редуктора проверяем по наличию точек пересечения ориентировочных механических характеристик электродвигателя, построенных по (3), и нагрузки.

Как видно из рис.5, а точка пересечения есть, следовательно, предварительно двигатель выбран правильно.

Строим временные диаграммы мгновенных мощностей, потребляемой нагрузкой и располагаемой электродвигателем, по выражениям

$$p_n(t) = M_{н\Sigma}(t) \cdot (-\varphi_m \omega_0 \sin \omega_0 t),$$

$$p_{эл}(t) = M_{эл}(t) \cdot (-\varphi_m \omega_0 \sin \omega_0 t),$$

где $M_{эл}(t)$ определяется выражением (3).

Диаграммы представлены на рис.5, б.

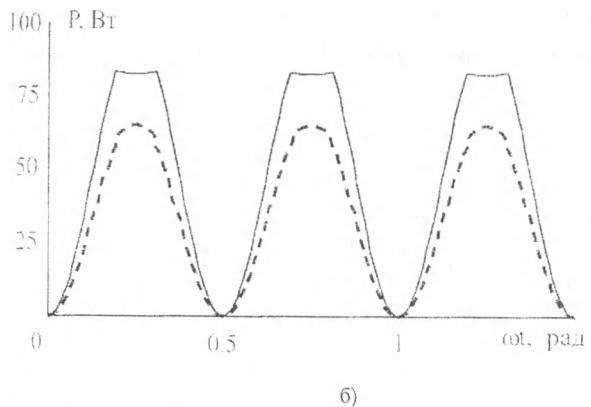
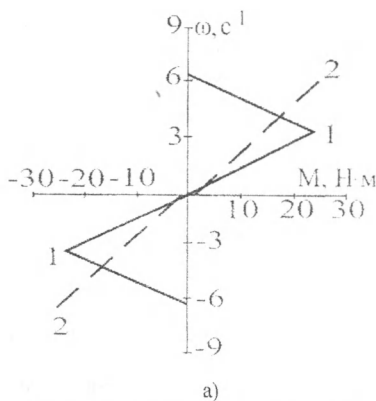


Рис.5. Ориентировочная механическая характеристика АД и нагрузки (а), а также временные диаграммы мгновенных мощностей (б)

Уточняем правильность выбора типоразмера АД и редуктора по соотношениям (3) и выражению (5).

$$P_{эл} \geq (1.1 \dots 1.3) P_{н.т}, \quad 83.3 > 1.2 \cdot 65.1 = 78.12$$

Условие выполняется, следовательно, двигатель выбран правильно.

Далее проводим расчет относительных коэффициентов уравнения движения, как указывалось в пункте 4.

На следующем этапе определяем начальные условия пуска (φ_0, v_0) по выражению (7).

Если принять $v_0 = 0$, то $\varphi_0 = 0.61 \text{ рад}$.

Далее переходим к проверке правильности выбора АД и редуктора путем уточненного расчета установившегося автоколебательного движения на ПЭВМ, решая уравнение движения автоколебательной системы.

Из рис.6 и рис.7. видно $\varphi_m = 0.51 \text{ рад}$. Так как по заданию $\varphi_m = 0.61 \text{ рад}$, то относительная погрешность составляет 25%. Этот результат можно улучшить либо уточнением выбора АД за счет следующих итераций, либо регулированием электропитания.

7. Заключение. Итак, в результате проделанной работы построена общая методика проектирования силовой части электромеханической автоколебательной системы «асинхронный электродвигатель I пружина».

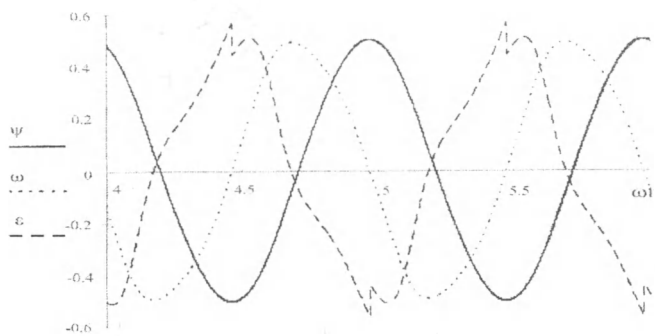


Рис. 6. Временные диаграммы мгновенных значений относительной угловой координаты положения вала АД, скорости и ускорения

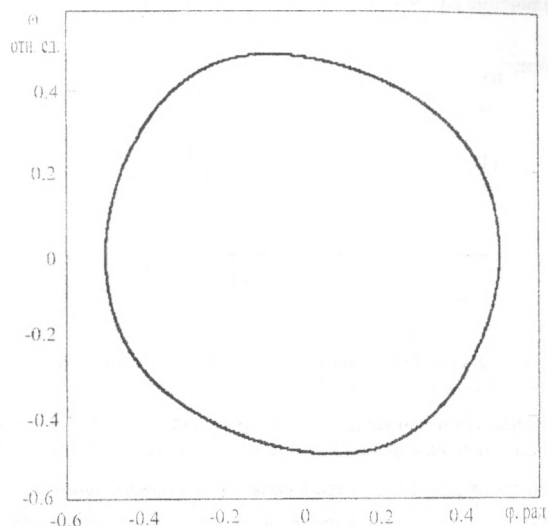


Рис. 7. Фазовая траектория автоколебаний однофазного АД

Литература

1. Власов Н. П. Автоколебательная схема с однофазным асинхронным мотором // Журнал технической физики. — 1935. — Т. 5, № 4. — С. 641—653
2. Луковников В. И., Рудченко Ю. А. Анализ уравнения автоколебательного движения асинхронного электродвигателя методом компенсации // Тез. докл. МНТК «Современные проблемы машиноведения». Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого. 1 2002. 1 с. 108
3. Рудченко Ю. А. Анализ обобщенного уравнения автоколебательного движения асинхронного электродвигателя // Сборник материалов международной межвузовской НТК студентов, аспирантов и магистрантов (25—26 апреля 2002 г.). Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2002 г. 1 с. 115—117

© БГТУ

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНЫХ МЕЛЬНИЦ С ВНУТРЕННЕЙ ОБКАТКОЙ

Д. В. Семенов, И. Е. Вайтехович

Formulas for calculation of the minimal and maximal angular speeds of rotation of a drum of a planetary mill have been received. Change of a normal reaction for one revolution drove has been investigated. Condition of the grinding body tearing off from the drum wall has been determined. The height of falling grinding bodies has been determined, allowing to estimate power inputs on a grinding in a planetary mill.

Ключевые слова: исследование планетарных мельниц

Для планетарных мельниц характерны те же режимы движения загрузки, что и для барабанных: каскадный, водопадный и центрифугальный [1]. При определении режимов работы и критических скоростей вращения барабана за аналог принята обычная барабанная мельница. Было рассмотрено движение одиночного размольного тела внутри барабана [2], в результате чего удалось получить формулы перехода каскадного режима движения загрузки к водопадному и водопадного к центрифугальному.

Переход каскадного режима движения загрузки к водопадному определяется по формуле:

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g(1-k)}{kR[f(1-k) - fk \sin \varphi_0 - k \cos \varphi_0]}} \quad (1)$$

где $k = r/R$ — геометрического критерий; r и R — радиусы барабана и неподвижной окружности; f — коэффициент трения; φ_0 — угол поворота водила.

Угловая скорость вращения барабана, при которой водопадный режим движения загрузки переходит в центрифугальный, определяется по формуле:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{g(1-k)}{kR(1-2k)}} \quad (2)$$

Было также установлено, что для планетарных мельниц с внутренней обкаткой подъем мелющих тел только за счет силы трения практически невозможен. В них необходимо использовать специальную футеровку с подъемными лифтерами или работать на более высоких скоростях, соответствующих центрифугальному режиму.

Особый интерес представляет водопадный режим, в котором мелющие тела отрываются от стенок барабана и падают вниз по криволинейной траектории. В месте соприкосновения с барабаном происходит наиболее интенсивное разрушение материала.

Условие отрыва мелющего тела от стенок барабана [3] имеет вид:

$$\omega_0^2 R(1-k) \left[\frac{1-k}{k} - \cos \frac{\varphi_0}{k} \right] - g \sin \left(\frac{1-k}{k} \varphi_0 \right) \leq 0 \quad (3)$$

На рис. 1 приведены расчетные зависимости изменения относительной реакции для значения геометрического критерия $k = 0.25$ и радиуса неподвижной окружности $R = 0,2$ м.

Сплошной линией на графиках показано изменение относительной реакции при скорости вращения барабана соответствующей критической, характерной для наступления центрифугального режима. Для штриховых линий скорость меньше критической. Из графиков видно, что при всех скоростях за один оборот водила реакция трижды переходит в отрицательную область, что свидетельствует об отрыве измельчающего тела.