

К ПРИМЕНЕНИЮ МОДАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ПРИ «СРЫВНЫХ» ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЯХ

Введение. Явление фрикционных автоколебаний (АКФ) в различных машинах и механизмах и их негативное влияние описано во многих литературных источниках. Отмечается многообразие форм АКФ: релаксационные, нерелаксационные, одночастотные, многочастотные, срывные (stick – slip) колебания при низких скоростях проскальзывания и др. [1, 2, 3, 4]. Большинство работ по АКФ посвящены автоколебаниям, которые возникают в механических системах с парой трения, содержащих упругую связь. В них выделяется два наиболее типичных объяснения природы АКФ и, соответственно, два их вида:

– автоколебания, которые порождаются различием силы трения покоя и движения и характеризуются неравномерным скольжением, при котором наблюдаются периодические остановки, т.е. движение состоит из чередующихся проскальзываний и сцеплений. Такие автоколебания были названы АКФ 1-го рода [5], или срывными, а в зарубежной литературе – stick - slip колебания (прилипание – скольжение) [6, 7]. Они имеют место при медленных перемещениях в роботах и манипуляторах, в механизмах подачи металлорежущих станков, в некоторых сервоприводах;

– автоколебания, которые порождаются динамической неустойчивостью механических систем на падающем участке характеристики трения – условно АКФ 2-го рода. Они наблюдаются в транспортных машинах и в механизмах перемещения подъемных кранов при буксовании и юзе колес, в прокатных станах (блужингах и сляббингах) при проскальзывании валков относительно прокатываемого металла, в правильных машинах при волочении проволоки и др.

Анализ предыдущих исследований. Для устранения АКФ изначально применялись меры механического или технологического воздействия путем установки механических демпферов, повышением жесткости кинематической связи, применением смазочных жидкостей и др. Использование электропривода (ЭП) в качестве источника механической энергии расширяет возможность устранения АКФ за счет применения гибких и жестких обратных связей. Примеры подобного использования приведены в [8, 9,10]. Однако все они относятся к решению задач устранения АКФ 2-го рода. В то же время исследованию возможности устранения срывных АКФ средствами ЭП должно уделяться внимание в отечественной и зарубежной литературе не уделялось.

В разомкнутой электромеханической системе (ЭМС) срывные АКФ возникают при скоростях проскальзывания меньших, так называемой критической скорости. Выше данной скорости срывные АКФ отсутствуют. Однако с технологической точки зрения с целью обеспечения точности обработки желательнее иметь скорость движения рабочего органа как можно меньше.

Цель работы. Целью настоящей работы является исследование возможности устранения срывных АКФ при скоростях движения меньших чем критическая скорость в разомкнутой системе за счет модального управления, подтвердившего свою эффективность при устранении АКФ 2-го рода.

Материалы и результаты исследований. В качестве объекта управления принята двухмассовая ЭМС с упругой кинематической связью и нелинейной характеристикой трения при медленных перемещениях, линеаризованной на характерных участках, структурная схема, которой представлена на рис. 1 (вычерчена сплошными линиями).

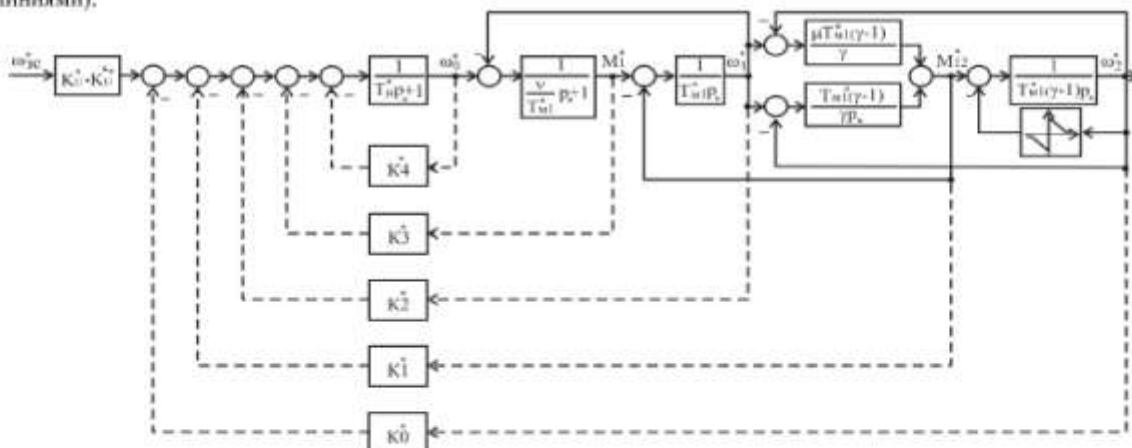


Рис. 1 Структурная схема системы модального управления двухмассовой ЭМС с упругой кинематической связью и нелинейной характеристикой трения при отработке медленных перемещений

Механические параметры схемы приведены к скорости электродвигателя (ЭД). Все параметры ЭМС представлены в виде безразмерных обобщенных [16] с целью сокращения их числа и достижения большей общности результатов исследований). Пунктирными линиями показаны обратные связи модального управления.

При моделировании принималась характеристика трения (рис. 2) $F_{TP} = f(v_{ck})$ ($M_{TP} = f(\omega_{ck})$), полученная при постановке физического эксперимента профессором Эльясбергом [2], применительно к механизмам подачи металлорежущих станков, которая отличается от характеристики трения свойственной АКФ 2-го рода, наличием скачка силы трения в момент начала движения. Известно из [3], что срывные автоколебания возникают из-за различия трения покоя и начала движения. В характеристике трения (рис. 2) можно выделить: силу (момент) трения покоя F_{CT} (M_{CT}) (точка А), силу (момент) трения начала движения F_K (M_K) (точка В), падающий участок, на котором увеличение скорости сопровождается уменьшением силы (момента) трения (BC), участок практически неизменной силы (момента) трения при увеличении скорости (CD). Переход из точки А в точку В осуществляется скачкообразно, в момент начала проскальзывания.

Из структурной схемы нетрудно получить уравнения состояния разомкнутой системы:

$$\begin{aligned} p \cdot \omega_2^* &= \frac{\mu}{\gamma} \cdot \omega_1^* + \frac{1}{T_{M1}^* (\gamma - 1)} \cdot M_{12}^* - \left(\frac{b}{T_{M1}^* (\gamma - 1)} + \frac{\mu}{\gamma} \right) \cdot \omega_2^* & p \cdot M_1^* &= \frac{T_{M1}^*}{v} \cdot \omega_0^* - \frac{T_{M1}^*}{v} \cdot \omega_1^* - \frac{T_{M1}^*}{v} \cdot M_1^* \\ p \cdot M_{12}^* &= \frac{T_{M1}^* (\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \omega_1^* - \frac{T_{M1}^* (\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \omega_2^* & p \cdot \omega_0^* &= \frac{1}{T_\mu^*} \cdot \omega_{sc}^* - \frac{1}{T_\mu^*} \cdot \omega_0^* \\ p \cdot \omega_1^* &= \frac{1}{T_{M1}^*} \cdot M_1^* - \frac{1}{T_{M1}^*} \cdot M_{12}^* \end{aligned} \quad (1)$$

где γ – коэффициент соотношения масс; μ – относительное значение внутреннего вязкого трения; T_{M1}^* – относительная электромеханическая постоянная ЭД; $b = \beta_{TP} / \beta$ – отношение жесткости линеаризованной статической механической характеристики трения $b_{TP} = dM_{TP} / d\omega_{ck}$ к модулю жесткости механической характеристики ЭП, где M_{TP} – момент трения и $\omega_{ck} = \omega_2$ – угловая скорость скольжения; η – отношение квадратов частот недемпфированного механического и электромеханического резонансов; T_μ^* – относительная постоянная времени преобразователя; ω_{sc}^* – относительная скорость задания; $p = p / \Omega_{12}$ – безразмерный оператор дифференцирования, где $\Omega_{12} = \sqrt{(C_{12} \cdot (J_1 + J_2)) / (J_1 \cdot J_2)}$ – частота упругих недемпфированных колебаний двухмассовой механической части системы, где C_{12} – жесткости кинематической связи, J_1, J_2 – момент инерции электродвигателя и второй массы (сушпорта) соответственно.

Синтез параметров цепей обратных связей модального управления выполнен векторно - матричным методом [12], согласно которому система модального управления (СМУ) описывается уравнением $\dot{X} = A \cdot X + B_u \cdot V - B_u \cdot X \cdot K$, где A – матрица коэффициентов состояния, в которую входят коэффициенты связей между выходами и входами всех интеграторов исследуемой системы и которая определяется из системы уравнений (1); $B_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1/T_\mu^* \end{bmatrix}^T$ – транспонированная матрица коэффициентов управления; V – матрица управляющих воздействий; $K^* = \begin{bmatrix} K_0^* & K_1^* & K_2^* & K_3^* & K_4^* \end{bmatrix}$ – матрица-строка коэффициентов обратных связей по вектору состояния $X = \begin{bmatrix} \omega_2^* & M_{12}^* & \omega_1^* & M_1^* & \omega_0^* \end{bmatrix}^T$, где $\omega_0^* = (\omega_{sc} \cdot k_{TP}) / (k\Phi \cdot \omega_0)$, $\omega_1^* = \omega_1 / \omega_0$, $\omega_2^* = \omega_2 / \omega_0$ – соответственно относительная скорость выхода с преобразователя, ЭД, исполнительного механизма, где k_{TP} – коэффициент усиления преобразователя, ω_0 – скорость холостого хода ЭД; $M_{12}^* = M_{12} / (\omega_0 \cdot \beta)$, $M_1^* = M_1 / (\omega_0 \cdot \beta)$ – момент упругий и ЭД в относительных единицах, где M_{12}, M_1 – моменты упругий и ЭД, β – жесткость механической характеристики ЭП.

Синтез коэффициентов матрицы K^* выполнялся с использованием программного обеспечения, предназначенного для автоматизации математических и научных расчетов в пакете Matlab [13] в предположении, что точка статического равновесия системы находится на падающем участке характеристики трения (BC).

В качестве желаемого было выбрано распределение Баттерворта пятого порядка:

$$N(p_*)_{ж} = p_*^5 + 3,24\omega_* p_*^4 + 5,24\omega_*^2 p_*^3 + 5,24\omega_*^3 p_*^2 + 3,24\omega_*^4 p_* + \omega_*^5, \text{ где } \omega_* - \text{среднегеометрический корень.}$$

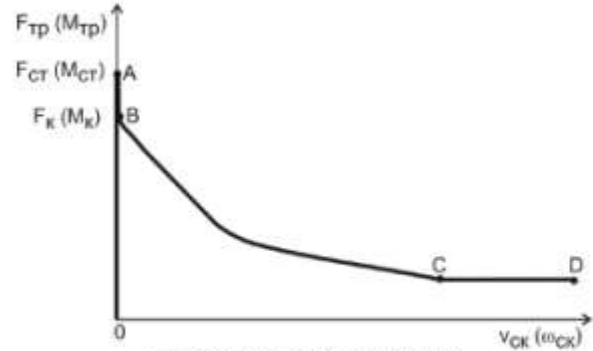


Рис. 2 Характеристика трения

Исследования. При компьютерном моделировании использовались параметры ЭП суппорта подачи металлорежущего станка, на котором были проведены экспериментальные исследования, описанные в [2, 11]: $\gamma = 1,02615$, $\Omega_{12} = 98,728$, $T_{M1}^* = 0,708$, $\mu = 0,096$, $\nu = 0,402$, $b = -0,000529$, $T_{\mu}^* = 0,296$. Угловая скорость движения задавалась ниже критической $\omega_{xc}^* = 0,0138$, что соответствует линейной скорости подачи $v_{xc} = 0,002$ м/с. Переходные процессы скоростей ЭД ω_1^* и исполнительного механизма ω_2^* , момента ЭД M_1^* и упругого момента M_{12}^* разомкнутой ЭМС представлены на рис. 3 и СМУ – на рис. 4.

Из рис. 3 видно, что в рассматриваемой разомкнутой системе имеют место срывные фрикционные автоколебания.

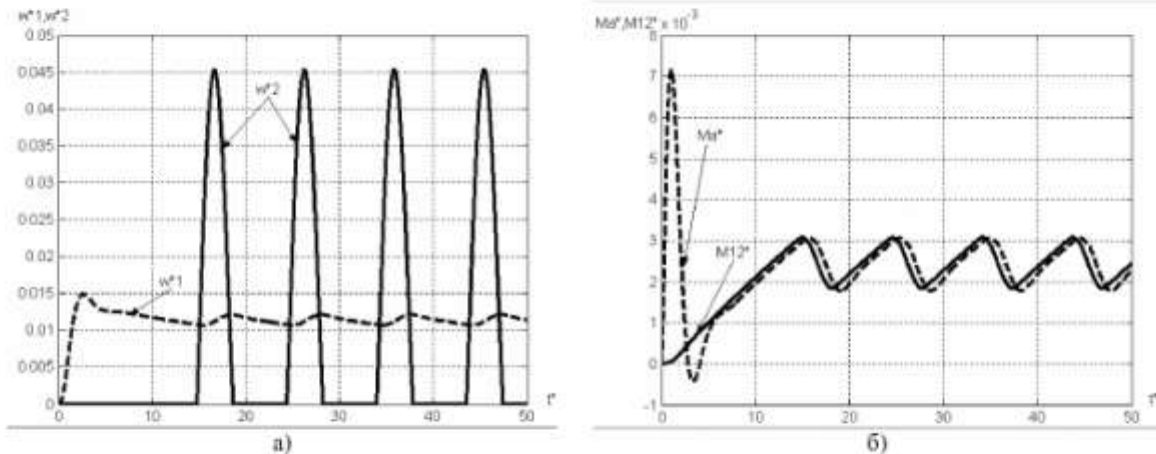


Рис. 3. Переходные процессы скоростей ω_1^* и ω_2^* и моментов M_1^* и M_{12}^* при скорости задания, соответствующей линейной скорости подачи $v_{xc} = 0,002$ м/с в разомкнутой ЭМС

Временные диаграммы компьютерного моделирования синтезированной ЭМС с модальным управлением (рис. 4) показывают, что при задании скорости проскальзывания той же что и разомкнутой системы $\omega_{xc}^* = \omega_{cр.рв.}$, движение второй массы не происходит $\omega_2^* = 0$ (рис. 4, а). Добиться устойчивого равномерного движения удается лишь при скоростях задания в 3,4 + 3,6 раза выше критической скорости разомкнутой системы, т.е. в практическом плане система с модальным управлением не обеспечивает достижения поставленной цели.

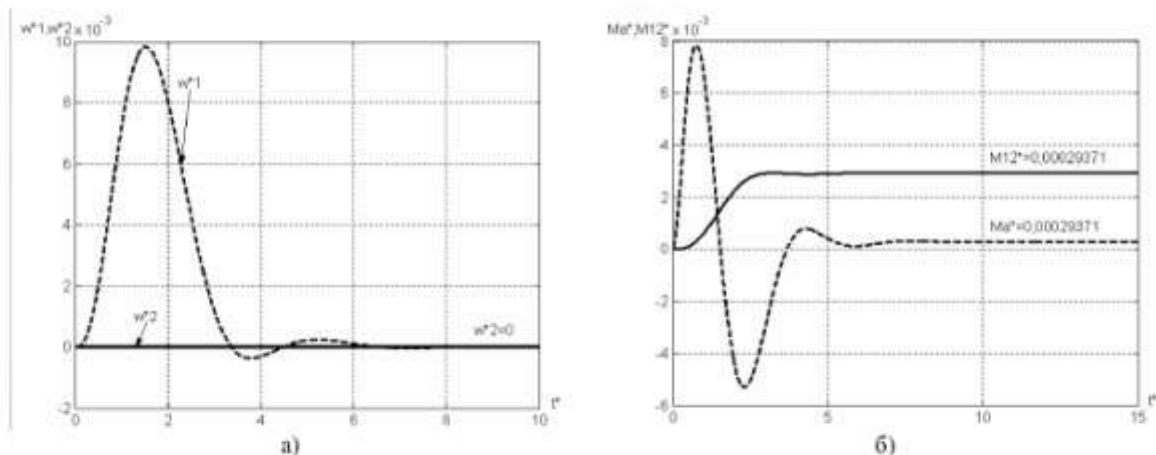


Рис. 4. Переходные процессы скоростей ω_1^* и ω_2^* и моментов M_1^* и $M_{12}^* \cdot 10$ при скорости задания, $\omega_{xc}^* = 0,0138$, соответствующей линейной скорости подачи $v_{xc} = 0,002$ м/с в СМУ

Проанализируем с физической точки зрения, почему это происходит. На рис. 5, соответственно, 1 – механическая характеристика (МХ) трения (нагрузки), 2 – МХ разомкнутой ЭМС, 3, 4 – МХ замкнутой ЭМС с модальным управлением при разных скоростях задания скорости. Точка пересечения МХ разомкнутой системы 2 с характеристикой трения 1 представляет собой точку статического равновесия $C_{сп}$, соответствующую критической скорости $\omega_{cр.рв.}$. Синтезированная ЭМС с модальным управлением, очевидно, будет иметь более крутой наклон МХ (характеристики 3 и 4), т.к. только в этом случае ее демпфирующие способности будут выше, неже-

ли разомкнутой ЭМС, в которой АКФ имеют место. Это обеспечивается отрицательной обратной связью по моменту ЭД. Как видно из рис. 5, в случае задания скорости соответствующий точки статического равновесия $C_{ст}$ (характеристика 3), момент короткого замыкания оказывается меньше момента покоя второй массы $M_{ст}$ и ее движение не происходит. При сигнале задания, обеспечивающем начало движения второй массы (характеристика 4), точка статического равновесия $C_{ст\ СМУ}$ оказывается в зоне скорости скольжения $\omega_{сл\ СМУ}$, существенно превышающей $\omega_{сл\ риз}$.

Выводы. Таким образом, результаты моделирования показывают, что применение модального управления для ЭП машин и механизмов, в которых наблюдаются срывные фрикционные автоколебания (stick – slip), нецелесообразно, т.к. приводит не к снижению, а к увеличению критической скорости по сравнению с разомкнутой системой ЭП.

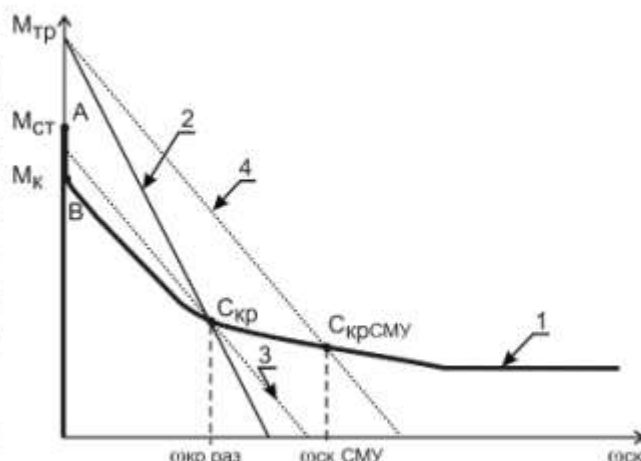


Рис. 5 Механические характеристики пары трения – 1 и электропривода:
2 – разомкнутой ЭМС;
3 – замкнутой ЭМС с модальным управлением при $\omega_{сл\ риз}$;
4 – замкнутой ЭМС с модальным управлением при $\omega_{сл\ СМУ}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф.К., Красношарпа В.А. Динамика металлургических машин. – М.: Металлургия, 1983. – 295 с.
2. Эльясберг М.Е. Расчет механизмов подачи металлорежущих станков на плавность и чувствительность перемещения. (О разрывных колебаниях при трении) // Станки и инструмент. – 1951. – № 11. – С. 1 – 7, № 12. – С. 6 – 9.
3. Пуш В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз. – 1961. – 124с.
4. Кайдановский Н.Л., Хайкин С.Э. Механические релаксационные колебания. – ЖТФ – 1933. – Вып.1, Т3. – С.91 – 107.
5. Дерягин Б.В., Пуш В.Э., Толстой Д.М. Теория скольжения твердых тел с периодическими остановками. (Фрикционные автоколебания 1-го рода) // ЖТФ. – 1956. – Вып.6, Т26. – С.1329 – 1342.
6. Armstrong – Helouvy V. Control of Machines with Friction. – Kluwer Academic Publishers, Boston/Dordrecht/Lodon, 1991. – 173 p.
7. Canudas de Wit C., Olsson H., Astrom K.J., Lishinsky P.A. New Model for Control of Systems with Friction // IEEE Trans. AC. – Vol.40. – 1995. – №3. – p.419 – 425.
8. Клепиков В.Б. Динамика электромеханических систем с отрицательным вязким трением // Дис...д-ра Техн. Наук: 05.09.03. – 1989.
9. Акимов Л.В., Клепиков А.В., Клепиков В.Б. Синтез систем модального управления упругими электромеханическими объектами с нагрузкой типа пара трения // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика: Междунар. научн. техн. конф. Алушта, 16 – 21 сентября 1996 г.– Алушта; Харьков, 1996.– С. 51 – 58.
10. Луцкова Т.Б. Исследование влияния типовых внешних обратных связей на устойчивость двухмассовых электромеханических систем с отрицательным вязким трением; Дис. канд техн. наук: 05.09.03. – 1995.–151с.
11. Клепиков В. Б., Асмолова Л. В., Моисеенко П. Л. К моделированию фрикционных автоколебаний 1-го рода в электромеханических системах // Вісник Кременчудького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ. - 2003. – Вип.2 (19), Т. 1. – С.180 – 184.
12. Борцов Ю.А., Соколовский Г.Г. Автоматизированный электропривод с упругими связями. – СПб: Энергоатомиздат, 1992. – 288с.
13. Долбня В.Т. Топологические методы анализа и синтеза электрических цепей и систем. – Харьков: Виша школа, 1974.– 145 с.
14. Справочник по автоматизированному электроприводу / Под ред. В.А. Елисева, А.В. Шинянского. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – С.446 – 477.
15. Толочко О.И., Федоряк Р.В. Автоматизация синтеза регуляторов и наблюдателей состояния в среде пакета Matlab // Проектирование инженерных и научных приложений в среде Matlab: Всероссийская конф. Москва, 16 – 21 сентября 2002 г.– Москва, 2002.– Ч.3. –С. 482 – 496.
16. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.