

Исследование автоколебаний в системе «перевернутый маятник» с учётом неидеальностей исполнительного механизма

К.Н. Мелешкин, Д.Н. Галкин, Г.В. Саблина
ФБГОУ ВО НГТУ, Новосибирск, Россия

Аннотация: в работе представлены исследования автоколебательных процессов, которые возникают в системе «перевернутый маятник» при организации скользящего режима для её стабилизации. При анализе автоколебательных процессов учитывались не идеальности исполнительного механизма: гистерезис и зона нечувствительности. Расчёт производился на основе известных методов гармонической линеаризации, гармонического баланса, метода Гольдфарба и способа Коченбургера.

Ключевые слова: «перевернутый маятник», гистерезис, зона нечувствительности, скользящий режим, автоколебания

ВВЕДЕНИЕ

Задача стабилизации системы «перевернутый маятник» сводится к задаче управления неустойчивыми колебательными объектами. Заинтересованность в подобных системах понятна, так как данная задача находит применение в различных отраслях промышленности, например, в робототехнике [1].

Также примером подобной системы может служить поведение ракеты при взлёте. Двигатель ракеты расположен ниже центра тяжести, и поддержание корпуса в вертикальном состоянии является достаточно сложной задачей [2].

Так же примером таких систем является контроль ядерных реакций на атомных электростанциях АЭС [3-4]. Известно, что процессы, протекающие в ядерном реакторе, являются неустойчивыми, и если не контролировать их должным образом, то произойдёт авария, от которой пострадают многие жизни. Но, научившись управлять такими реакциями, мы получаем очень большую выгоду для человечества в виде электричества с довольно большим КПД, чего не скажешь о других ЭС, которые основываются на устойчивых процессах [5].

Вся сложность реализации систем для управления объектами типа «перевернутый маятник» заключается в нелинейности уравнений, которые описывают их поведение.

Также имеются сложности в процессе моделирования из-за отличия реальной системы

от её математической модели. Кроме того, часто невозможно учесть влияние различных факторов, которым подвержена система: внешние механические воздействия, конструктивные особенности объектов, и т. д.

Система «перевернутый маятник» представляет собой успешную лабораторную идеализацию неустойчивых объектов. Она состоит из маятника, шарнирно закреплённого на основании подвижной каретке, которая перемещается в плоскости оси закрепления с помощью силы, прикладываемой управляющим двигателем. Суть управления заключается в том, чтобы обрабатывать малейшие углы наклона маятника с помощью перемещения каретки так, чтобы маятник всегда находился в вертикальном положении.

1. ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Перевернутый маятник состоит из двух частей:

- подвижной каретки, которая способна перемещаться в оси под действием силы, прикладываемой управляющим двигателем;
- однородного стержня (маятника), шарнирно закреплённого на каретке.

Схематичное представление системы представлено на рис.1.

Здесь $\varphi(t)$ – угол отклонения маятника от вертикали (выходная переменная), $U(t)$ – прикладываемая сила (входная переменная), $s(t)$ – перемещение каретки, m_1 – масса каретки, F – коэффициент трения при движении каретки, J – момент инерции маятника относительно центра тяжести, L – расстояние между осью и центром тяжести маятника, m_2 – масса маятника, g – ускорение силы тяжести, $H(t)$ и $V(t)$ – горизонтальная и вертикальная силы реакции у оси маятника.

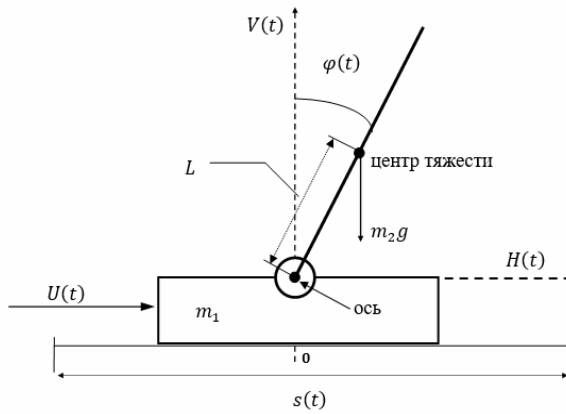


Рис. 1. Объект управления «перевернутый маятник»

При составлении математической модели следует помнить, что она никогда не будет точной копией исследуемого объекта, так как при её составлении всегда делают какие-либо допущения и упрощения. Поэтому для одной и той же системы, в зависимости от целей управления, она может быть разной. В результате приходится идти на компромиссы, упрощать модель, тем самым жертвуя более точными свойствами реальной системы, или, наоборот, составлять максимально приближенную к реальному объекту модель, тем самым усложнив процесс исследования.

Если при описании математической модели учитывать только трение при движении каретки, и не учитывать трение оси маятника, то нелинейная математическая модель объекта будет иметь следующий вид [6]:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}(t) - a_4 c_1 \sin \varphi(t) + c_1 \ddot{s}(t) \cos \varphi(t) = 0, \\ \ddot{s}(t) = -a_2 \dot{s}(t) + b_2 U(t). \end{cases} \quad (1)$$

где $a_2 = \frac{F}{m_1}$, $a_4 = g$, $b_2 = \frac{1}{m_1}$, $c_1 = \frac{1}{L}$.

Система (1) была получена на основании уравнений второго закона Ньютона, которые описывают динамические свойства объекта.

Систему (1) можно линеаризовать, при допущении, что максимальные углы отклонения маятника не превышает $\pm 5^\circ$. Тогда функции \sin и \cos в (1) можно разложить в ряды Тейлора с подстановкой только первых членов рядов разложения [7].

Линеаризованная модель системы (1) примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}(t) - a_4 c_1 \varphi(t) + c_1 \ddot{s}(t) = 0, \\ \ddot{s}(t) = -a_2 \dot{s}(t) + b_2 U(t). \end{cases} \quad (2)$$

Задачей синтеза для исследуемого объекта является приведение угла отклонения маятника от вертикали к нулевому значению с одновременной стабилизацией каретки в

ограниченном диапазоне в соответствии с условиями:

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) &= 0, \\ \lim_{t \rightarrow \infty} s(t) &= [-s_{\max}, s_{\max}], \end{aligned} \quad (3)$$

при выполнении требования по быстродействию к переходному процессу в системе

$$t_n \leq t_n^*. \quad (4)$$

2. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА СТАБИЛИЗАЦИИ

Для синтеза нелинейных систем с разрывным характером управляющего воздействия хорошо зарекомендовал себя метод скользящих режимов [8].

В литературе известен способ организации скользящего режима для данного объекта [6] с формированием закона управления следующего вида:

$$U = \bar{U} \text{sign } S(x), \quad (5)$$

где максимальный уровень размаха реле, который допускается технически:

$$U = \begin{cases} +U, & S(x) > 0, \\ -U, & S(x) < 0. \end{cases} \quad (6)$$

$S(x)$ – поверхность скольжения, которая формируется в виде суммы 2-х составляющих F_1 и F_2 :

$$S(x) = F_1 + F_2, \quad (7)$$

где:

$$F_1 = -\gamma_1 x_1 - \gamma_2 x_2 \quad (8)$$

выбирается с целью стабилизации вырожденной подсистемы каретки, а

$$F_2 = -\gamma_3 x_3 - \gamma_4 x_4 \quad (9)$$

выбирается с целью стабилизации угла маятника.

Уравнения объекта «перевернутый маятник» заданы не в канонической форме, поэтому чтобы сформировать поверхность скольжения предлагается предварительно преобразовать исходную линейную модель объекта к канонической форме фазовой переменной и задать уравнение поверхности в каноническом координатном базисе. Для этого необходимо выполнить следующее преобразование:

$$x = T x^*, \quad (10)$$

где:

$x^* = [x_1^*, x_2^*, x_3^*, x_4^*]^T$ – преобразованный вектор состояния.

Матрица T находится следующим образом:

$$T = P M, \quad (11)$$

где P – матрица управляемости объекта, а матрица M составляется из коэффициентов характеристического полинома матрицы A :

$$M = \begin{bmatrix} -a_2 a_4 c_1 & -a_4 c_1 & a_2 & 1 \\ -a_4 c_1 & a_2 & 1 & 0 \\ a_2 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Матрица T может быть вычислена по следующему выражению:

$$T = \begin{bmatrix} -a_4 b_2 c_1 & 0 & b_2 & 0 \\ 0 & -a_4 b_2 c_1 & 0 & b_2 \\ -a_4 b_2 c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a_4 b_2 c_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Уравнения объекта в канонической форме фазовой переменной принимают вид:

$$\begin{cases} \dot{x}_1^* = x_2^*, \\ \dot{x}_2^* = x_3^*, \\ \dot{x}_3^* = x_4^*, \\ \dot{x}_4^* = a_2 a_4 c_1 x_2^* + a_4 c_1 x_3^* - a_2 x_4^* + U, \\ y = -b_2 c_1 x_3^*. \end{cases} \quad (14)$$

При синтезе системы со скользящим режимом предполагается организовать в системе внутренней автоколебательный контур. Отсюда следует, что необходимо выбрать структуру и параметры фильтров оценки состояния, для оценки недоступных измерению переменных состояния, так как при формировании поверхности потребуется весь вектор состояния. В объекте кроме выходной переменной $y(t)$ измеряется координата каретки $x_1(t)$. Если проанализировать уравнение для выходной переменной (14), то можно заметить, что координату $x_3(t)$ можно восстановить алгебраически. Для того, чтобы получить вектор оценок состояния, будем использовать два фильтра оценки состояния [9] второго порядка с одинаковыми передаточными функциями:

$$W_{\phi 1}(p) = W_{\phi 2}(p) = \frac{1}{T_{\phi}^2 p^2 + 2dT_{\phi}p + 1}, \quad (15)$$

где T_{ϕ} – постоянная времени фильтра, d – коэффициент демпфирования.

С помощью одного фильтра будем получать оценки для $x_1(t)$ и $x_2(t)$, с помощью второго – оценки $x_3(t)$ и $x_4(t)$. Для данной задачи будет достаточно фильтра второго порядка, он справится как с фильтрацией высокочастотных помех, так и с организацией внутреннего автоколебательного контура. Структурная схема фильтра оценки состояния второго порядка для получения оценок \hat{x} , $\hat{\dot{x}}$ представлена на Рис. 2.

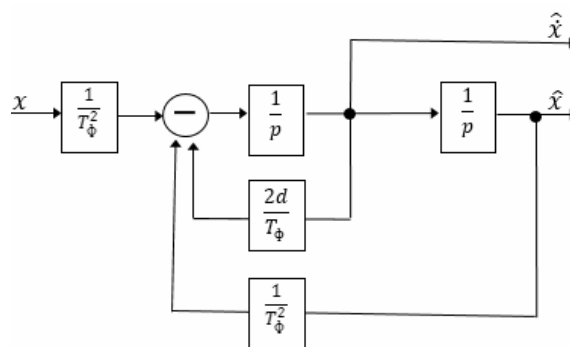


Рис. 2. Структурная схема фильтра оценки состояния

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОКОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ С РЕЛЕЙНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПРИ НАЛИЧИИ ПЕТЛИ ГИСТЕРЕЗИСА

Структурная схема замкнутой системы при использовании операции «расщепления» фильтра представлена на Рис. 3. Пунктирной линией выделен контур быстрых движений для расчёта частоты и амплитуды автоколебаний. Выделены связи, которыми пренебрегают при расчётах параметров автоколебаний. В качестве исполнительного механизма выступает реле с гистерезисом.

Согласно методу Коченбургера основное уравнение метода гармонического баланса [10–11] разрешается следующим образом:

$$W_{нэ}(A, j\omega) = -\frac{1}{W_{л}(j\omega)},$$

где $-W_{л}(j\omega)^{-1}$ – отрицательная обратная частотная характеристика приведённой линейной части, $W_{нэ}(A, j\omega)$ – характеристика гармонически линеаризованного нелинейного элемента. Точки пересечения двух характеристик будут свидетельствовать о наличии в системе колебательного режима. Причём частота колебаний будет определяться по обратной частотной характеристике линейной части системы, а амплитуда – по характеристике нелинейного элемента в точке пересечения.

В качестве нелинейного элемента в контуре быстрых движений используется реле с петлёй гистерезиса. Для него коэффициент гармонической линеаризации имеет следующий вид [10]:

$$W_{нэ}(\tilde{A}, i\omega) = \frac{4\bar{U}}{\pi\tilde{A}} \sqrt{1 - \frac{a^2}{\tilde{A}^2}} - i \frac{4\bar{U}a}{\pi\tilde{A}^2}, \quad (16)$$

где \tilde{A} – амплитуда автоколебаний координаты x_4^* , которую необходимо найти, a – ширина петли гистерезиса.

Передаточная функция приведённой линейной части контура быстрых движений имеет следующий вид:

$$W_{\lambda}(pT_{\phi}) = \frac{1}{(p + a_2)(T_{\phi}^2 p^2 + 2dT_{\phi}p + 1)}. \quad (17)$$

Условия существования автоколебаний согласно методу Коченбургера имеют вид:

$$\begin{cases} (2\omega^2 dT_{\phi} + \omega^2 T_{\phi}^2 a_2 - a_2) = \frac{4\bar{U}}{\pi\tilde{A}} \sqrt{1 - \frac{a^2}{\tilde{A}^2}}, \\ (T_{\phi}^2 \omega^3 - 2dT_{\phi}a_2\omega - \omega) = -\frac{4\bar{U}a}{\pi\tilde{A}^2}. \end{cases} \quad (18)$$

Решая уравнения системы (18) можно получить оценки амплитуды автоколебаний координаты x_4^* :

$$\tilde{A} = \sqrt{\frac{4\bar{U}a}{\pi(-T_{\phi}^2 \omega^3 + 2dT_{\phi}a_2\omega + \omega)}}. \quad (19)$$

Выражение для оценки амплитуды выходной координаты y имеет следующий вид:

$$y = -b_2 c_1 \int \tilde{A} \sin \omega t dt = \frac{\tilde{A} b_2 c_1}{\omega} \cos \omega t. \quad (20)$$

Введём обозначение:

$$A_y = \frac{\tilde{A} b_2 c_1}{\omega}. \quad (21)$$

Выражением (21) определяется оценка амплитуды выхода y .

Подстановка рассчитанного значения оценки амплитуды (19) в первое уравнение системы (18) не позволила получить оценку частоты автоколебаний координаты x_4^* . Поэтому дальнейшее определения параметров автоколебаний проводилось графическим способом. На комплексной плоскости была построена отрицательная обратная частотная характеристика линейной части при заданных параметрах объекта и фильтра оценки состояния и характеристика нелинейного элемента при различной ширине петли гистерезиса a . В ходе расчёта была установлена зависимость параметров автоколебаний (амплитуды и частоты) от ширины петли гистерезиса (Рис. 4).

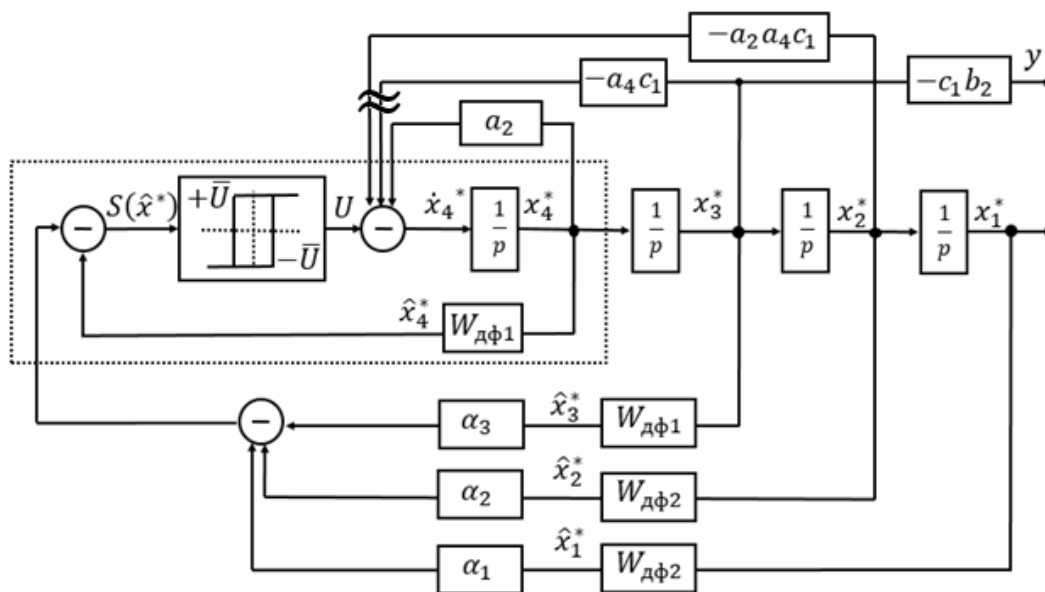


Рис. 3. Структурная схема для расчёта параметров автоколебаний с учётом гистерезиса

Далее проведено сравнение расчётных значений параметров автоколебаний со значениями, полученными при моделировании системы. Результаты приведены в Таблице 1. Как видно из таблицы, значения автоколебаний, полученные методом Коченбургера, и значения

автоколебаний, полученные в результате моделирования, существенно отличаются, поскольку в расчётной схеме пришлось пренебречь некоторыми важными связями (см. Рис. 3), а сам метод Коченбургера является приближенным.

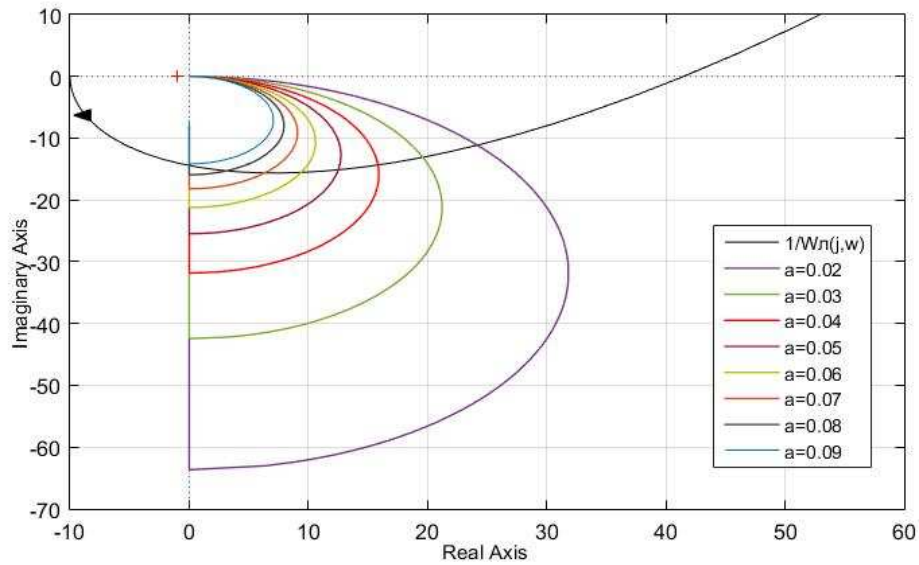


Рис. 4. Зависимость параметров от ширины петли гистерезиса при ширине петли $a = 0.03$

Таблица 1

a	ω рад	A	A_y	Рез. Модел. ω рад	Рез. Модел. A_y	$\Delta A, \%$
0.02	26.296	0.048	0.027	19.883	0.042	35.407
0.03	24.445	0.054	0.033	19.821	0.043	22.535
0.04	19.248	0.057	0.046	19.820	0.043	7.907
0.05	17.969	0.065	0.054	19.392	0.044	23.462
0.06	16.684	0.070	0.063	19.097	0.045	40.000
0.07	15.316	0.076	0.074	19.034	0.045	63.717
0.08	13.737	0.082	0.089	18.589	0.045	97.339
0.09	-	-	-	18.699	0.047	-

Ниже приведены графики зависимостей амплитуды и частоты автоколебаний от параметров фильтров оценки состояния и уровня полки реле, при фиксированной ширине петли гистерезиса. Ими можно воспользоваться, когда требуется получить наперед заданные значения параметров автоколебаний выходной координаты.

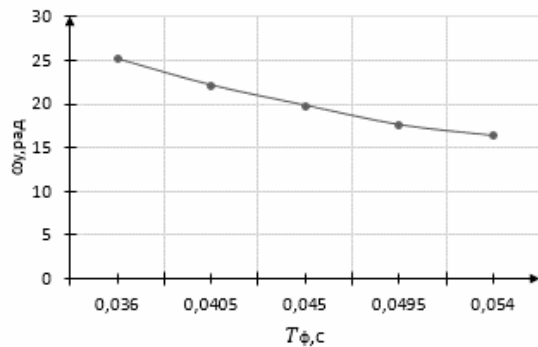


Рис. 5. Зависимость частоты выходной координаты от постоянной времени фильтра при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

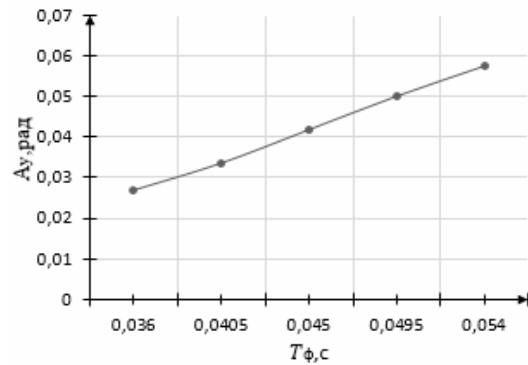


Рис. 6. Зависимость амплитуды выходной координаты от постоянной времени фильтра, при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

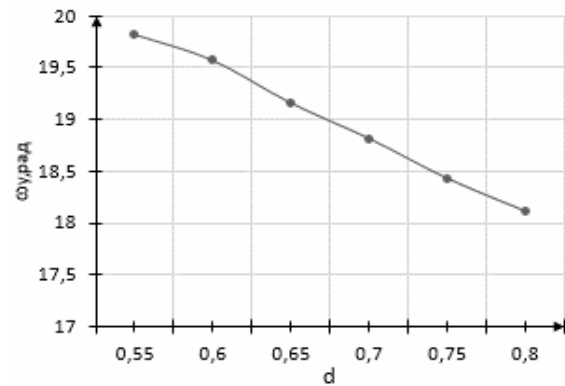


Рис. 7. Зависимость частоты выходной координаты от коэффициента демпфирования, при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

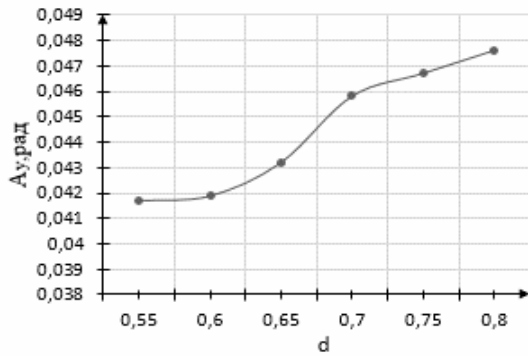


Рис. 8. Зависимость амплитуды выходной координаты от коэффициента демпфирования, при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

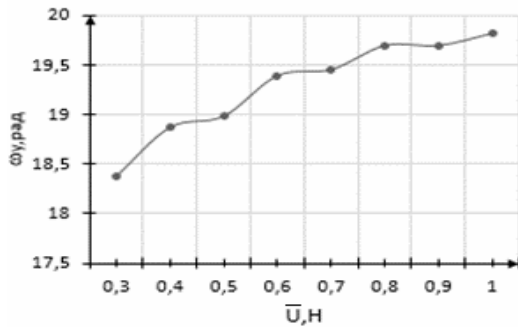


Рис. 9. Зависимость частоты выходной координаты от уровня полки реле, при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

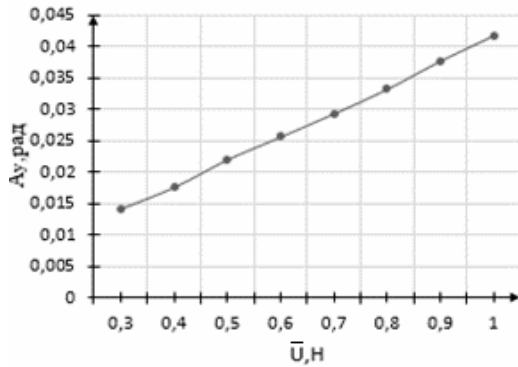


Рис. 10. Зависимость амплитуды выходной координаты от уровня полки реле, при ширине петли гистерезиса $a = 0.03$

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОКОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ С РЕЛЕЙНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПРИ НАЛИЧИИ ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ

Структурная схема замкнутой системы имеет такой же вид, как показано на Рис. 3. В отличие от предыдущего случая в качестве исполнительного механизма будет использоваться реле с зоной нечувствительности, а для расчёта параметров автоколебаний - графоаналитический способ Гольдфарба, уравнение которого имеет вид:

$$W_n(j\omega) = -\frac{1}{W_{нз}(A, j\omega)}$$

Если частотная характеристика приведённой линейной части и отрицательная обратная характеристика гармонически линеаризованного нелинейного элемента не пересекаются, то периодических процессов в нелинейной системе не возникает. При наличии пересечений частота автоколебаний определяется по частотной характеристике линейной части системы, а амплитуда - по характеристике нелинейного элемента в точке пересечения.

Для реле с зоной нечувствительности коэффициент гармонической линеаризации имеет следующий вид [10]:

$$W_{нз}(\tilde{A}, i\omega) = \frac{4\bar{U}}{\pi\tilde{A}} \sqrt{1 - \frac{a^2}{\tilde{A}^2}}, \quad (22)$$

где \tilde{A} - амплитуда автоколебаний координаты x_4^* , которую требуется рассчитать. Передаточная функция приведённой линейной части определяется в соответствии с выражением (17). Условия существования автоколебаний согласно методу Гольдфарба имеют вид:

$$\frac{-(2dT_\phi + T_\phi^2 a_2)w^2 + a_2}{(-(2dT_\phi + T_\phi^2 a_2)w^2 + a_2)^2 + (-T_\phi w^3 + (2dT_\phi a_2 \omega + \omega))^2} = \frac{-\pi\tilde{A}}{4\bar{U}\sqrt{1 - \frac{a^2}{\tilde{A}^2}}}, \quad (23)$$

$$\frac{T_\phi^2 w^3 - (2dT_\phi a_2 + 1)\omega}{(-(2dT_\phi + T_\phi^2 a_2)w^2 + a_2)^2 + (-T_\phi w^3 + (2dT_\phi a_2 \omega + \omega))^2} = 0.$$

Решая уравнения системы (23), можно получить оценки частоты и амплитуды автоколебаний координаты x_4^* .

Частота выходной координаты определяется в соответствии с формулой:

$$\omega = \frac{1}{T_\phi} \sqrt{2dT_\phi a_2 + 1} \quad (24)$$

Амплитуда определяется по выражению:

$$\tilde{A} = \frac{1}{\pi} \sqrt{2} \sqrt{\frac{Z \sqrt{Z^2 - \pi^2 a^2 d^2 (B^2 + 2dB + 1)^2 + Z^2}}{d^2 (B^2 + 2dB + 1)^2}}$$

Где $Z = T_\phi \bar{U}$, $B = a_2 T_\phi$ – коэффициенты, введённые для упрощения записи формулы. Выражение для оценки амплитуды выходной координаты y имеет вид:

$$A_y = \frac{b_2 c_2 \sqrt{2}}{\pi \omega} \sqrt{\frac{Z \sqrt{Z^2 - \pi^2 a^2 d^2 (B^2 + 2dB + 1)^2 + Z^2}}{d^2 (B^2 + 2dB + 1)^2}}$$

Проанализируем влияние ширины зоны нечувствительности на параметры автоколебаний (Рис. 11).

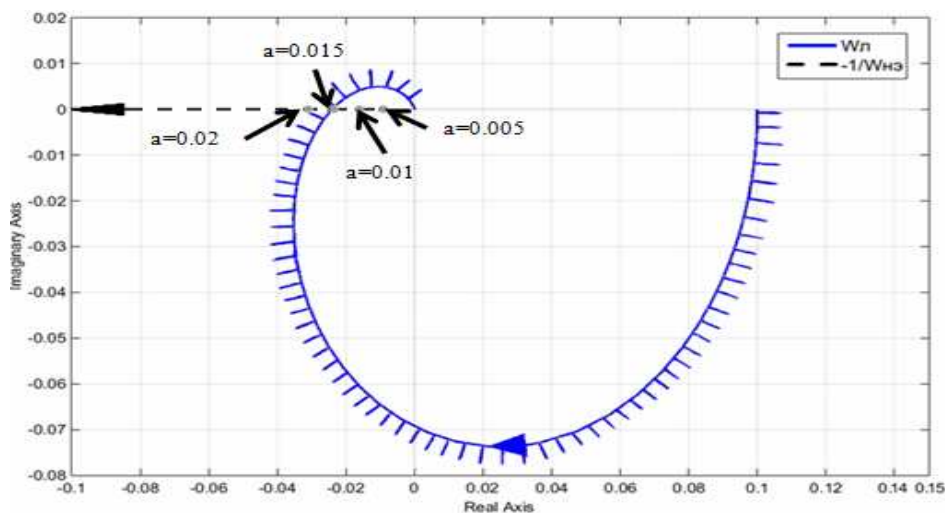


Рис. 11. Зависимость параметров автоколебаний, полученных методом Гольдфарба, от ширины зоны нечувствительности

Видно, что ширина зоны нечувствительности влияет лишь на начальную точку отрицательной обратной характеристики нелинейного элемента. На параметры автоколебаний она не влияет, так как характеристики всегда пересекаются в одной точке. Однако, начиная с некоторого значения a (в нашем случае это 0.02), характеристики перестают пересекаться. Это означает, что при $a \geq 0.02$, в системе нет автоколебаний.

Сравним параметры автоколебаний, полученные расчётным путём, со значениями, полученными при моделировании системы (Таблица 2.) Как видим, результаты расходятся в значениях, что можно объяснить тем, что при расчёте пришлось пренебречь двумя связями, входящими в автоколебательный контур, да и сам метод Гольдфарба, как и способ Коченбургера, является приближенным. В дальнейшем для исследования использовался метод моделирования.

Ниже приведены графики (Рис. 12-15) зависимости амплитуды и частоты автоколебаний от параметров фильтра оценки состояния, которыми можно воспользоваться, когда требуется получить наперёд заданные значения параметров автоколебаний выходной координаты.

Таблица 2

Параметры колебания полученные:	
Теоретическим методом Гольдфарба:	Методом моделирования:
$\omega_y = 27.17$ (рад/с)	$\omega_y = 20.4$ (рад/с)
$A_y = 0.0159$ (рад)	$A_y = 0.039$ (рад)
$f = 4.327$ (Гц)	$f = 3.248$ (Гц)

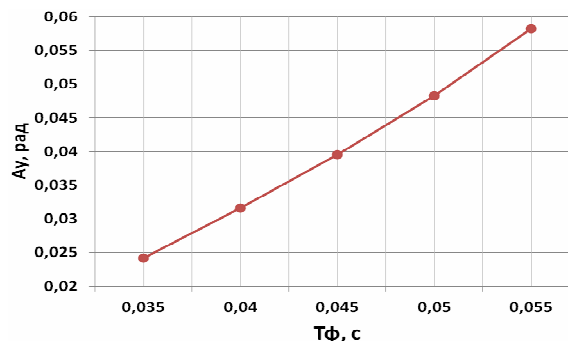


Рис. 12. Зависимость амплитуды автоколебаний выходной координаты от постоянной времени фильтра

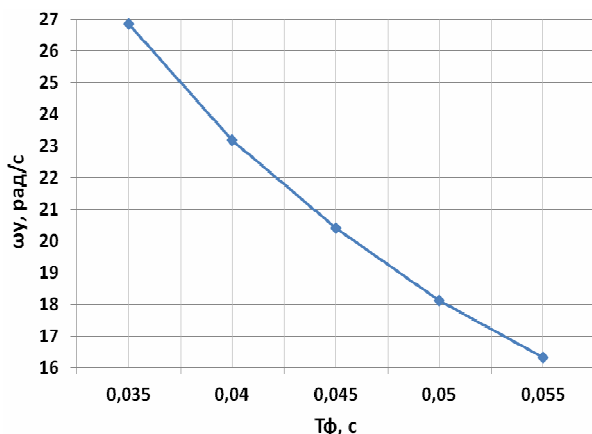


Рис. 13. Зависимость частоты автоколебаний выходной координаты от постоянной времени дифференцирующего фильтра

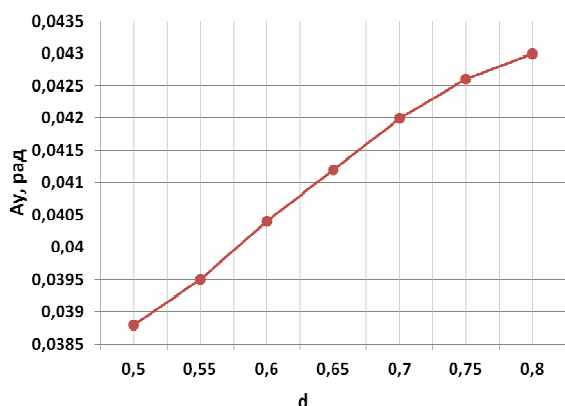


Рис. 14. Зависимость амплитуды автоколебаний выходной координаты от коэффициента демпфирования

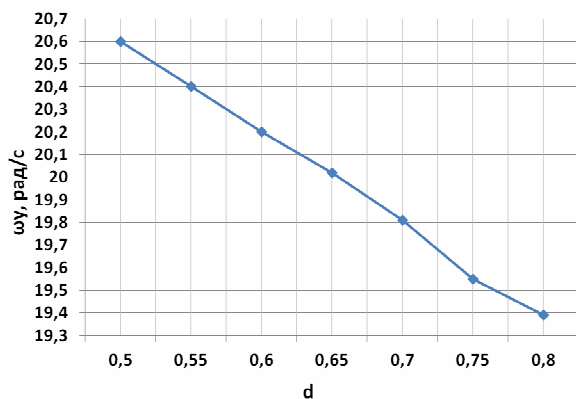


Рис. 15. Зависимость частоты автоколебаний выходной координаты от коэффициента демпфирования

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе были проведены исследования автоколебательных процессов, которые возникают в системе «перевернутый маятник» при организации скользящего режима. При анализе процессов учитывались не идеальности исполнительного механизма: гистерезис и зона нечувствительности. Расчёт производился на основе известных методов гармонической линеаризации, гармонического баланса, метода Гольдфарба и способа Коченбургера.

Были получены графики зависимостей параметров автоколебаний от параметров фильтра оценки состояния, которыми можно воспользоваться для получения заданных значений параметров на выходе системы без каких-либо дополнительных расчётов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бройнль Т. Встраиваемые робототехнические системы: проектирование и применение мобильных роботов со встроенными системами управления. Изд-во «ИКИ», 2012г.
- [2] Elgerd O. Control systems theory.- Mc. Graw-Hill, N-Y, 1967.
- [3] Kiss J., Bokor J., Edelmayer A., Soumeldis A. An open system approach to change detection and failure monitoring of complex plant: the NPP experience. In SMORN-VII. Proc. of the International symposium on nuclear reactor surveillance and diagnostics.- Avidnon, 1995, Vol. 2.
- [4] Kiss J., Soumeldis A., Bokor J. Applying artificial neural networks in nuclear power plant diagnostics. In SMORN-VII. Proc. of the International symposium on nuclear reactor surveillance and diagnostics. - Avidnon, 1995, Vol. 1.
- [5] Мясников М., Михалевич А. Атомная энергетика. Состояние, проблемы и перспективы, Изд-во «Беларуская Навука», 2009г.
- [6] Саблина Г.В. Разработка и исследование методики стабилизации объекта управления «каретка-маятник»: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2000 г.
- [7] Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов.- 13-е изд., исправленное. - М.: Наука, 1986.
- [8] Уткин В.И. Скользящие режимы в задачах оптимизации и управления. - М: Наука, 1981.
- [9] Гаврилов Е.Б. Исследование электромеханических систем стабилизации процесса шлифования с дифференцирующими фильтрами в обратной связи: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.- Новосибирск, 1979.
- [10] Бесекинский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. -М: Наука, 1966.
- [11] Востриков А.С., Французова Г.А. Теория автоматического регулирования: учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 364с.

Study of Self-Oscillations in the Inverted Pendulum System, Taking into Account the Imperfections of the Executive Mechanism

K.N. MELESHKIN. D.N. GALKIN.
G.V. SABLINA

Novosibirsk State Technical University,
Novosibirsk, Russia

Abstract: The paper presents research of self-oscillating processes that arise in the «inverted pendulum» system at the organization of a sliding mode for its stabilization. In the analysis of self-

oscillating processes, the imperfections of the actuator were taken into account: hysteresis and dead zone. The calculation was carried out on the basis of the known methods of harmonic linearization, harmonic balance, the Goldfarb method and the method of Cochenburger.

Key words: inverted pendulum, hysteresis, dead zone, sliding mode, self-oscillations.

REFERENCES

- [1] Broi`nl` T. Vstraivaemy`e robototekhniches-kie sistemy`: proektirovanie i primeneniye mobil`ny`kh robotov so vstroenny`mi sistemami upravleniia. Izd-vo «IKI», 2012g.
- [2] Elgerd O. Control systems theory.- Mc. Graw-Hill, N-Y, 1967.
- [3] Kiss J., Bokor J., Edelmayer A., Soumeldis A. An open system approach to change detection and failure monitoring of complex plant: the NPP experience. In SMORN-VII. Proc. of the International symposium on nuclear reactor surveillance and diagnostics.- Avidnon, 1995, Vol. 2.
- [4] Kiss J., Soumeldis A., Bokor J. Applying artificial neural networks in nuclear power plant diagnostics. In SMORN-VII. Proc. of the International symposium on nuclear reactor surveillance and diagnostics. - Avidnon, 1995, Vol. 1.
- [5] Miasnikov M., Mihalevich A. Atomnaia e`nergetika. Sostoianie, problemy` i perspektivy`, Izd-vo «Belaruskaia Navuka», 2009g.
- [6] Sablina G.V. Razrabotka i issledovanie metodiki stabilizatsii ob`ekta upravleniia «karetka-maiatneyk»: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. – Novosibirsk, 2000 g.
- [7] Bronshtein I.N., Semendiaev K.A. Spravochnik po matematike dlia inzhenerov i uchashchikhsia vtuzov.- 13-e izd., ispravlennoe. - M.: Nauka, 1986.
- [8] Utkin V.I. Skol`ziashchie rezhimy` v zadachakh optimizatsii i upravleniia. - M: Nauka, 1981.
- [9] Gavrilov E.B. Issledovanie e`lektromehaniicheskikh sistem stabilizatsii protcessa shlifovaniia s differentsiruiushchimi fil`trami v obratnoi` sviazi:

Avtoref. dis. . . .kand. tekhn. nauk.- Novosibirsk, 1979.

[10] Besekerskii` V.A., Popov E.P. Teoriia sistem avtomaticheskogo regulirovaniia. -M: Nauka, 1966.

[11] Vostrikov A.S., Frantuzova G.A. Teoriia avtomaticheskogo regulirovaniia: ucheb. posobie. – Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2003. – 364s.



Кирилл Николаевич Мелешкин, магистрант каф. Автоматики НГТУ.
E-mail: kmeleshkin@mail.ru



Дмитрий Николаевич Галкин, магистрант каф. Автоматики НГТУ.
E-mail: dragumer@mail.ru



Галина Владимировна Саблина, к.т.н, доцент каф. Автоматики НГТУ. Автор и соавтор более 40 научных и учебно-методических работ.
E-mail: sablina@corp.nstu.ru