

УДК 621.924.56.001.5

Ю. А. СИЗЫЙ, Э. Г. ЧАЙКА, А. Н. УШАКОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ МАЛЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯХ В СТАНКАХ

У статті аналізується аналітичний опис фрикційних релаксаційних автоколебань і відзначається його гідність - запропонована формула розрахунку критичної швидкості повзуна в системах з малим демпфуванням. Недолік аналізованого опису - відсутність фази вистою при русі повзуна. Запропоновано модель фрикційних автоколебань, що реалізує рух повзуна зі стрибками і зупинками, за графіками якого легко встановити критичну швидкість без обмеження на величину демпфірування.

Ключові слова: малі переміщення, фрикційні автоколебання, критична швидкість, пакет VisSim.

В статье анализируется аналитическое описание фрикционных релаксационных автоколебаний и отмечается его достоинство – предложена формула расчета критической скорости ползуна в системах с малым демпфированием. Недостаток анализируемого описания – отсутствие фазы выстоя при движении ползуна. Предложена модель фрикционных автоколебаний, реализующая движение ползуна со скачками и остановками, по графикам которого легко установить критическую скорость без ограничения на величину демпфирования.

Ключевые слова: малые перемещения, фрикционные автоколебания, критическая скорость, пакет VisSim.

The article analyzes the analytical description of frictional self-oscillations of relaxation adapted shove by PushV.E. with regard to the system of small movements in machine tools. It notes the importance of their dignity - received critical crosshead speed formula is applied to systems with low damping. However, the graphical analysis showed that the resulting solution is not a movement with periodic stops, and concluded that a purely analytical operations without programming integration to stop it, and the resumption of the movement to stop and jump phases can not be obtained. An original model of frictional self-oscillations in VisSim package that allows to realize the movement of the slide with jumps and stops. The graphs of these movements by varying the speed of movement can be easily and clearly set the critical speed without any restrictions on the amount of friction damping in the system.

Keywords: small movements, friction self- excited oscillation, critical velocity, VisSim package.

Введение. При малых перемещениях в металло-режущих станках с малой скоростью возможно возбуждение фрикционных автоколебаний, что отрицательно сказывается на точности этих перемещений и качестве обработки.

Наиболее полно аналитическое решение задачи фрикционных автоколебаний представлено в работах Пуша В.Э. [1,2]. Однако анализ полученных решений обнаруживает ряд их недостатков. Устранение их возможно моделированием в пакете VisSim с применением для интегрирования блока «Reset integrator», позволяющего периодически останавливать процесс интегрирования и возобновлять его.

Раздел 1. Анализ аналитических решений в работах [1–3]. В этих работах рассматривается привод, показанный на рис. 1а, в котором задающий механизм 2, осуществляя перемещение со скоростью V , через упруго-деформирующую связь с жесткостью C и коэффициентом демпфирования h , перемещает ползун 1 массой m скользящий по неподвижной поверхности пары трения. При этом принимается нелинейная характеристика трения, показанная на рис. 1б, где F_n – сила трения покоя, F_d – сила трения движения.

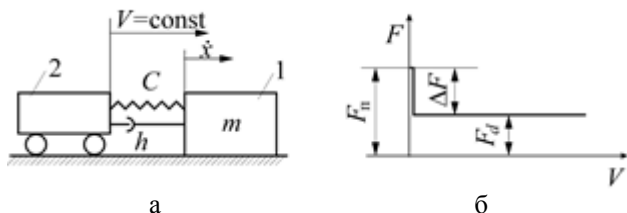


Рис. 1 – Схема взаимодействия ползуна 1 с задающим перемещение ползуну механизмом 2 и упрощенная характеристика процесса трения

При такой характеристике трения и при наличии силы демпфирования пропорциональной относитель-

ной скорости ползуна и задающего механизма, уравнение движения ползуна:

$$\Delta F - C(x - Vt) = m\ddot{x} + h(\dot{x} - V), \quad (1)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0 \cdot \dot{x} = \omega_0^2 Vt + \frac{\Delta F}{m} + 2\xi\omega_0 V, \quad (2)$$

где $\xi = \frac{h}{2\sqrt{C \cdot m}}$ – относительный коэффициент

демпфирования, $\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$ – частота собственных колебаний ползуна на пружине, t – время.

При $\xi < 1$ получено [1,2] следующее решение для перемещения ползуна $-x$ и скорости его перемещения $-\dot{x}$:

$$x = Vt + \frac{\Delta F}{C} + \frac{V}{\omega_0} e^{-\xi\omega_0 t} [(2\xi - A)\cos\omega_0 t - (1 + A\xi)\sin\omega_0 t], \quad (3)$$

$$\dot{x} = V \left\{ 1 - e^{-\xi\omega_0 t} [\cos\omega_0 t + (\xi - A)\sin\omega_0 t] \right\}, \quad (4)$$

где $A = \frac{\Delta F}{A_k \sqrt{Cm}}$.

Для системы описанной уравнениями (1,2) существует критическая скорость V_k задающего механизма, ниже которой ползун движется скачками. Эта скорость определяется из условия равенства нулю скорости \dot{x} и ускорения \ddot{x} , чему соответствует $A = A_k$ и, соответственно

$$V_k = \frac{\Delta F}{A_k \sqrt{Cm}}, \quad (5)$$

или

$$V_k = \frac{\Delta f N}{A_k \sqrt{Cm}}, \quad (6)$$

где N – нормальная нагрузка на поверхность трения; $\Delta f = f_0 - f_d$; f_0 – коэффициент трения покоя; f_d – коэффициент трения движения.

При малых значениях относительного коэффициента демпфирования ξ зависимость, получаемую из условия $\dot{x} = 0$, $\ddot{x} = 0$, можно аппроксимировать выражением

$$A_k \cong \sqrt{4\pi\xi}, \quad (7)$$

В [2] показан характер изменения скорости ползуна \dot{x} во времени согласно рис. 2, где t_1 – время скачка; t_2 – время выстоя.

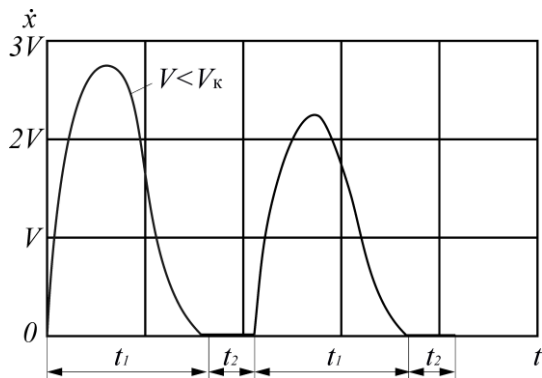


Рис.2 – Изменение скорости ползуна при скачкообразном его движении

Описанные результаты исследования автоколебаний особенно интересны тем, что вводится величина A , в которой заложены все важнейшие параметры системы трения – ΔF , V , C и m за исключением h , а также тем, что получена формула критической скорости (6), и с подстановкой (7) она дает выражение удобное для применения на практике, т.е. для формирования параметров системы, позволяющих исключить скачкообразное движение ползуна.

$$V_k = \frac{\Delta F N}{\sqrt{4\pi\xi C m}}, \quad (8)$$

В [3] Орликовым М.Л. решается задача фрикционных автоколебаний приближенно без учета демпфирования в связи задающего механизма и ползуна, т.е. уравнение движения ползуна принимается следующим:

$$F_n - C(x - Vt) - F_d = m\ddot{x}, \quad (9)$$

или

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 Vt + \frac{\Delta F}{m}.$$

Решение уравнения (9) при начальных условиях $x(t=0) = 0$ и $\dot{x}(t=0) = 0$ определяет закон перемещения ползуна

$$x = Vt - \frac{V}{\omega_0} \sin \omega_0 t + \frac{\Delta F}{C} (1 - \cos \omega_0 t). \quad (10)$$

Этот закон движения $x(t)$ и $\dot{x}(t)$ Орликов М.Л. иллюстрирует графиками, показанными на рис. 3.

Графики на рис. 2 и рис. 3 перемещения ползуна и его скорости не являются следствием их математическому описанию соответствующими уравнениями (4) и (10). Они являются субъективной графической интерпретацией этих решений их авторами.

Покажем это на примере привода подачи тяжелого долбежного станка мод.747 взятого из [1].

Параметры привода приведены в системе единиц принятых в СССР в 60-ые годы прошлого века: жесткость привода $1,41 \cdot 10^5$ кгс/мм, нормальная нагрузка на направляющие $N = 55 \cdot 10^3$ кгс, $df = 0,1$, $\xi = 0,1$, ускорение свободного падения $g = 9810$ мм/с². Согласно этих данных рассчитаны прочие параметры m , ω_0 , A необходимые для расчета x и \dot{x} согласно уравнений (3) и (4) и приведены на рис.4, на котором также приведены и зависимости $x(V,t)$ согласно (3) и $\dot{x}(V,t)$, обозначенное как $x_1(V,t)$, согласно (4).

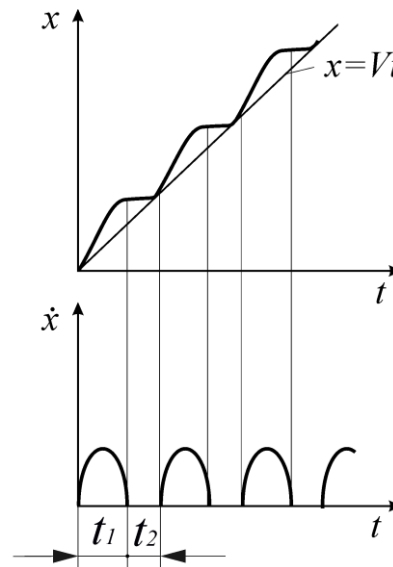


Рис.3 – Графики процесса фрикционных автоколебаний ползуна

В этих зависимостях хорошо видно, что в неравномерном движении стола станка фазы «выстоя», т.е. остановки в течение какого-то времени, не наблюдается, в отличие от приведенного в [1,2] и показанного на рис. 2.

Для данного примера рассчитано значение критической скорости V_k по (8) равное 5,5 мм/с (см. рис.4). Диапазон изменения скорости V на рис. 4 охватывает значения от 1 мм/с до 7 мм/с и на графиках видно, что неравномерное перемещение стола достаточно быстро, в течение, примерно 0,2 сек., затухает и переходит в равномерное. Причем этот характер имеет место для $V < V_k$, так и для $V > V_k$. Таким образом, по графикам рис. 4 невозможно уверенно определить при какой же скорости V задающего механизма перемещение стола можно считать равномерным.

Если не учитывать демпфирование в приводе, т.е. воспользоваться приближенным решением Орликова М.Л. [10], то также фазы «выстоя» не наблюдается, что видно из рис. 5.

Если решать уравнения (1) и (6), в пакете VisSim [4] методом понижения производной, то результаты такого моделирования оказываются точно такими же, что и аналитические их решения, приведенные на графиках рис.4 и рис.5.

Из выполненного анализа следует, что, описывая движения ползуна по неподвижной поверхности уравнениями (1) и (6), закладывая в них логику скачкообразного движения с фазами «скачка» и «выстоя», реализовать её не удается.

$$\begin{aligned} c_n &:= 1.41 \cdot 10^5 \quad N_w := 55 \cdot 10^3 \quad g := 9810 \\ m_w &:= \frac{N}{g} = 5.607 \quad df := 0.1 \quad \zeta := 0.1 \quad i := 0..3 \\ \Delta v &:= 2 \quad v_i := 1 + \Delta v \cdot i \quad \Delta F := N \cdot df = 5.5 \times 10^3 \\ \omega_0 &:= \sqrt{\frac{c}{m}} = 158.585 \quad A := \frac{\Delta F}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} = 3.093 \\ t &:= 0, 0.00001 .. 0.25 \\ x(v, t) &:= v \cdot t + \frac{\Delta F}{c} + \frac{v}{\omega_0} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [(2 \cdot \zeta - A) \cdot \cos(\omega_0 \cdot t) - (1 + A \cdot \zeta) \cdot \sin(\omega_0 \cdot t)] \end{aligned}$$

$$x1(v, t) := v \cdot [1 - e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [\cos(\omega_0 \cdot t) + (1 - A \cdot \zeta) \cdot \sin(\omega_0 \cdot t)]]$$

$$V_k := \frac{df \cdot N}{\sqrt{4 \cdot \pi \cdot \zeta \cdot c \cdot m}} = 5.518$$

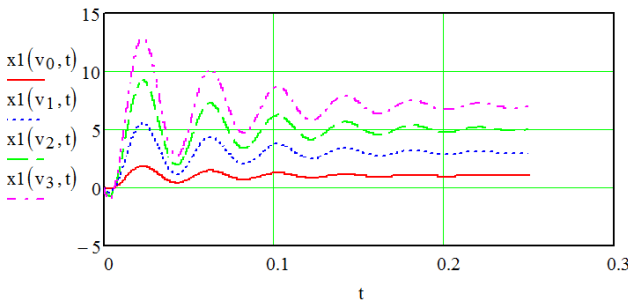
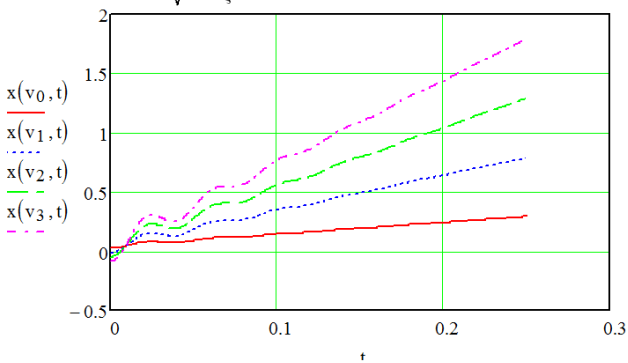


Рис.4 – Графики зависимостей перемещения $x(V, t)$ и скорости перемещения $x_1(V, t)$ стола долбежного станка мод. 747

$$x2(v, t) := v \cdot t - \frac{v}{\omega_0} \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) + \frac{\Delta F}{c} \cdot (1 - \cos(\omega_0 \cdot t))$$

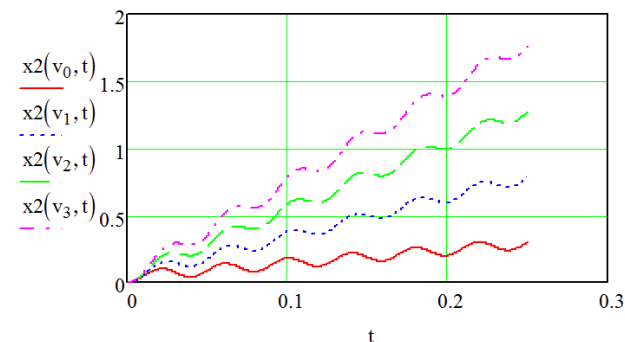


Рис. 5 – Перемещение стола станка мод. 747 без учета демпфирования

Очевидно, вообще невозможно её реализовать без приемов программирования, позволяющих управ-

лять алгоритмом интегрирования периодически останавливая его и вновь возобновляя.

Раздел 2. Анализ модели фрикционных автоколебаний в примере к пакету VisSim. Задача, аналогичная рассмотренной, приведена в качестве примера в пакете VisSim под названием «Stuck block» [4,5].

В этом примере рассматривается движение массы, лежащей на горизонтальной поверхности. На массу в направлении параллельном поверхности (координата x) действует сила, изменяющаяся по закону синусоиды относительно нулевого уровня. Эта сила заставляет перемещаться массу в направлениях $+x$ и $-x$.

Перемещению массы сопротивляется сила трения скольжения характеристика, которой такая же, как и в рассмотренной задаче, показанная на рис. 1б. Амплитуда гармонической силы превышает силу трения покоя $F_{\text{п}}$.

В примере четко не поясняются какие еще силы действуют на массу. Однако из модели ясно, что на массу действуют еще силы пропорциональные её смещению, т.е. x , и скорости такого смещения \dot{x} . Поскольку перемещение массы происходит в плюс и минус координаты x с остановками, т.е. фазой, когда $x = 0$, можно заключить, что масса через упруго – деформирующую связь соединена с неподвижной стенкой. Именно в этом случае при её движении в направлении x будут действовать на неё ещё силы упругости, пропорциональные смещению x , и демпфирования, пропорциональные \dot{x} .

Таким образом, приведенная модель «Stuck block» отличается от рассматриваемой задачи тем, что масса принудительно не перемещается каким-то задающим механизмом (см. рис. 1а).

Однако в модели «Stuck block» используются приемы моделирования приемлемые и для рассматриваемой задачи.

Возможность остановки алгоритма интегрирования в «Stuck block» решается интегратором со сбросом «Reset Integrator» в сочетании с блоком «Cross Detect» (детектор перехода). Схема соединения этих блоков показана на рис. 6. Интегратор со сбросом интегрирует сигнал, подаваемый на верхний вход, т.е. $\ddot{x}(t)$. Средний вход служит для управляющего сигнала, а нижний для задания уровня сброса. Этот уровень сброса задается блоком детектора перехода, который имеет один вход и один выход. В окне блока задается уровень перехода «Cross Point», который по умолчанию равен нулю, что подходит для рассматриваемого примера программирования фрикционных релаксационных автоколебаний.

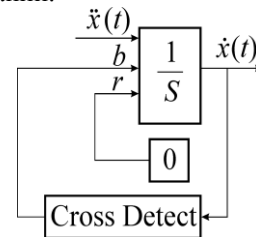


Рис. 6 – Схема соединения интегратора Reset Integrator с детектором перехода Cross Detect

Когда выходной сигнал интегратора $\dot{x}(t)$ переходит уровень сброса сверху, то на выходе «Cross Detect» будет -1 , а когда $\dot{x}(t)$ переходит уровень сброса снизу, то на выходе будет $+1$. При подаче -1 или $+1$ на средний вход интегратора, на выходе интегратора со сбросом с задержкой на один шаг интегрирования подается сигнал с нижнего входа интегратора, т.е. ноль как показано на рис. 6. Интегратор прекращает интегрирование и на выходе его устанавливается $\dot{x} = 0$. Движение массы прекращается.

В «Stuck block» также решается при помощи блоков «not equal to» (не равно), «merge» и «min» программирование формирования сил на массе в фазы движения её (скачка) и выстоя.

Раздел 3. Разработка модели фрикционных релаксационных автоколебаний в приводе подачи металлорежущего станка. Указанные выше элементы программирования задачи в «Stuck block» могут быть использованы для рассматриваемой в статье модели фрикционных автоколебаний приведенной на рис. 7 согласно схемы рис. 1 и дифференциального уравнения (1). Исходные данные те же, что и для рис. 4, рис. 5.

В начальный момент времени t , когда ползун неподвижен $\dot{x} = 0$, а задающий механизм начинает двигаться $V \neq 0$, то ползун находится в состоянии статического равновесия под действием силы трения покоя $F_{ip} = f_0 N$, и величины силы заставляющей сдвинуться ползун. Эта сила F_1 равна силе сжатия пружины CVt где Vt – величина сжатия пружины, а C – жесткость пружины, и с учетом силы сопротивления сжатию пружины, т.е. демпфирования – hV

$$F_1 = CVt + hV. \quad (11)$$

Уравнение (11) следствие из уравнения (1) при $x = 0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = 0$.

В эту фазу выстоя на выходе блока «не равно» формируется ноль т.к. неравенство нулю \dot{x} не соблюдается. Этот ноль подается на верхний вход блока «merge», который пропускает сигнал с нижнего входа.

На этот вход приходит минимальная сила из двух F_{ip} и F_1 , что выполняется блоком «min». Сила F_1 со временем растет и когда она превысит силу F_{ip} , то ползун тронется. На входе сумматора, где суммируется выходной сигнал из блока «merge» со знаком минус и F_1 со знаком плюс возникает положительный сигнал.

Делением на массу ползуна m получается ненулевое значение $\frac{d^2x}{dt^2}$, т.е. ползун трогается. Причем

$\frac{d^2x}{dt^2}$ велико равно $\frac{\Delta F}{m} \cong 1000 \text{ мм/с}^2$. Ползун трогается скачком. При этом возникает скорость $\frac{dx}{dt}$ на выходе

интегратора со сбросом, а на выходе блока «не равно» формируется единица и на выход блока «merge» пропускается сигнал со среднего его входа, т.е. величина трения движения F_{ts} . Ползун в фазе движения (скачка) находится в динамическом равновесии согласно (1) при ($\ddot{x} \neq 0, \dot{x} \neq 0, x \neq 0$).

Таким образом, на ползун будет действовать сила, заставляющая его двигаться $F_{ip} - C(x - Vt)$ за вычетом силы F_{ts} и силы демпфирования $h(\dot{x} - V)$ препятствующих движению ползуна

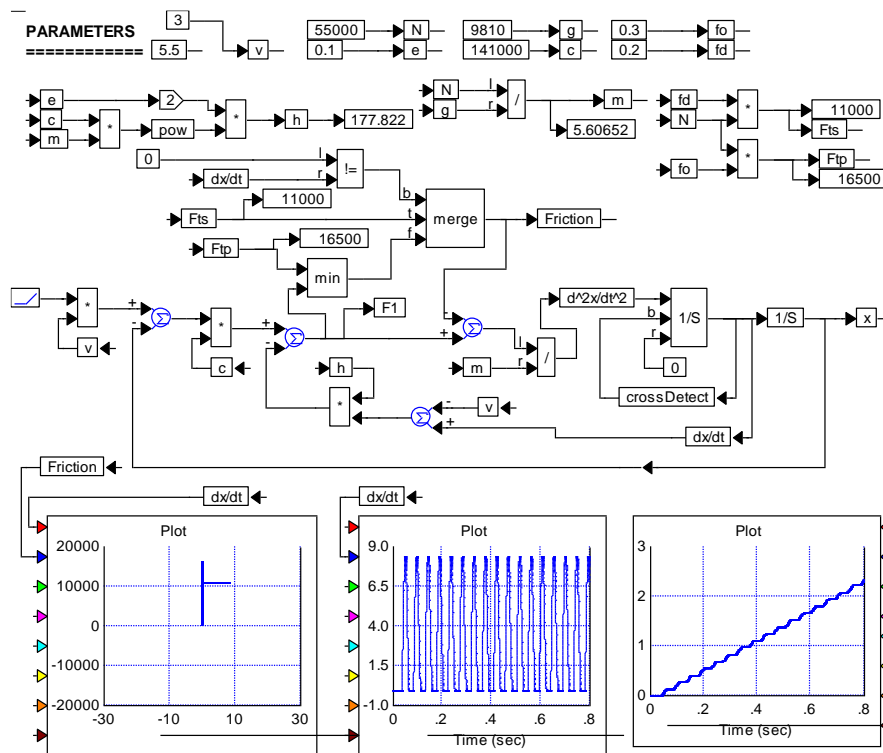


Рис. 7 – Блок – схема моделирования фрикционных релаксационных автоколебаний

$$F_{ip} - C(x - Vt) - F_{ts} - h(\dot{x} - V). \quad (12)$$

Эта сила уравновешивается согласно второму закону Ньютона силой инерции $m\ddot{x}$.

Следовательно, движения ползуна в фазу скачка будет соответствовать уравнению (1).

Скачкообразное перемещение ползуна, т.е. быстрый рост $x(t)$ и $\dot{x}(t)$ приводит к уменьшению силы

согласно (12) и при равенстве её нулю сигнал $\frac{d^2x}{dt^2}$

меняет свой знак на противоположный. На управляющий вход «Reset Integrator» блоком «Cross Detect» подается единица и происходит сброс выходного сигнала интегратора до нуля. Движение ползуна прекращается.

При равенстве нулю $\frac{dx}{dt}$ на выходе блока «не равно» формируется ноль и блок «merge» начинает пропускать на выход входной сигнал с нижнего своего входа. Таким образом, цикл движений ползуна «скачок, остановка» повторяется.

На рис. 7 выведены графики $x(t)$ иллюстрирующие скачкообразное движение ползуна при $V = 3$ мм/с с четко видимыми фазами скачка и выстоя.

На левом Plot рис. 7 выведена зависимость силы трения Friction от скорости $\frac{dx}{dt}$, из которого видно, что принятая нелинейная характеристика процесса трения (рис. 1.б) в модели соблюдается.

На рис. 8. показаны графики перемещения стола $x(t)$ при различной скорости V мм/с привода подачи. Каждый график соответствует обозначенной на нем скорости V . На этом рисунке видно, что для скорости $V \leq 4$ мм/с имеет место релаксационные колебания, т.е. колебания с четко выраженными фазами «скачка» и «выстоя».

Выше было показано, что критическая скорость V_k для рассматриваемого примера равна 5,5 мм/с. Из графиков рис. 8 видно, что для $V > 4$ мм/с движение стола равномерное. Таким образом, результаты моделирования позволяют определить критическую скорость V_k близкую к расчетной по (8).

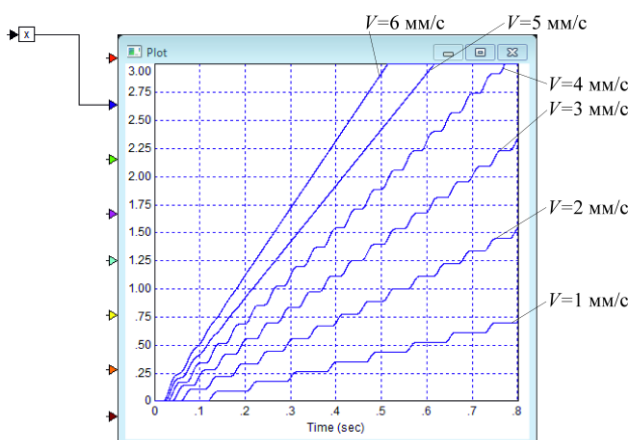


Рис. 8 – Перемещение станка модели мод.747 при различных значениях скорости подачи V

Если по аналитической модели рис. 4 для всего диапазона скорости $V = (1-7)$ мм/с движение после $t \approx 0,2$ с становится равномерным и определение критической скорости по графикам невозможно, то при графическом анализе модели согласно рис.8 определение V_k достаточно очевидно.

Необходимо также отметить, что формула (8) как указано в [1,2] справедлива для системы трения при малых значениях относительного коэффициента демпфирования ξ . При этом возникает вопрос: «Какие значения ξ считать малыми? Когда можно пользоваться формулой (8) для определения критической скорости V_k ?»

Выводы.

1. Выполненный анализ исследований [1-3] фрикционных автоколебаний показывает, что описание их уравнениями (1) и (9) является движением ползуна без фазы выстоя, т.е. фактически представляет собой не релаксационные колебания, а квазигармонические.

2. По анализу графиков движения ползуна $x(t)$, согласно решения уравнений (1) и (9) невозможно определить критическую скорость V_k .

3. Разработана модель в пакете «VisSim», позволяющая воспроизводить релаксационные фрикционные автоколебания с четко обозначенными фазами «скачка» и «выстоя».

4. Варьируя скоростью V задающего механизма и наблюдая за характером движения ползуна $x(t)$ по его графику, легко определить критическое значение V_k этой скорости, при которой скачкообразное движение ползуна переходит в равномерное. При этом такой поиск значения V_k не ограничивается величиной коэффициента демпфирования ξ .

Список литературы

1. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. – М. : Государственное научно – техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 123 с.
2. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
3. Орликов М. Л. Динамика станков. – К. : Выща школа, 1989. – 272 с.
4. Дьяконов В. П. VisSim + Mathcad + MatLAB. Визуальное математическое моделирование. – М. : Солон – Пресс школа, 2004. – 383 с.
5. User's Guide. Visual Solution Incorporated. 1995, 225 p.

References (transliterated)

1. Push V. E. *Malye peremeschenia v stankah*. [Small movements in machine tools]. Moscow, State scientific - technical publishing engineering literature., 1961, 123 p.
2. Push V. E. *Konstruirovaniye metaloreguschih stankov* [Construction of machine tools]. Moscow, Engineering Publ., 1977. 390 p.
3. Orlikov M. L. *Dinamika stankov*. [Machine Dynamics]. – Kiev, Vishcha School Publ., 1989. – 272 p.
4. Dijkonov V. P. *VisSim + Mathcad + MatLAB. Vizualnoe matematicheskoe modelirovaniye*. [VisSim + Mathcad + MatLAB. Visual mathematical modeling]. Moscow, Solon- Media School Publ., 2004. – 387 p.
5. User's Guide. Visual Solution Incorporated. 1995, 225 p.

Поступила (received) 19.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Моделювання фрикційних автоколиваний при малих переміщеннях у верстатах / Ю. А. Сизий, Е. Г. Чайка, О. М. Ушаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 33 (1205). – С. 13–18. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0023.

Моделирование фрикционных автоколебаний при малых перемещениях в станках / Ю. А. Сизий, Э. Г. Чайка, А. Н. Ушаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 33 (1205). – С. 13–18. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0023.

Simulate of the friction self-excited oscillation with little travel inmashines / J. A. Sisy, E. G. Chayka, A. N. Ushakov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Techniques in a machine industry. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 5(1205). – P. 13–18. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-004X.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сизий Юрій Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; професор кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; тел.: (066) 788-24-41; e-mail: sizy.iury@yandex.ua.

Сизий Юрій Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; профессор кафедры технологии машиностроения и металлорежущих станков; тел.: (066) 788-24-41; e-mail: sizy.iury@yandex.ua.

Sizy Jury Anatoliyovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of engineering technology and machine tools; tel.: (066) 788-24-41; e-mail: sizy.iury@yandex.ua.

Чайка Едуард Григорович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (095) 134-61-22; e-mail: e-chyka@yandex.ru.

Чайка Эдуард Григорьевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; профессор кафедры «Технология машиностроения и металлорежущие станки»; тел.: (095) 134-61-22; e-mail: e-chyka@yandex.ru.

Chayka Eduard Grigoryevich – Docent of Technical Sciences, (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (095) 134-61-22; e-mail: e-chyka@yandex.ru.

Ушаков Олександр Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; доцент кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; тел.: (057) 720-66-25; e-mail: parom38@yandex.ru.

Ушаков Александр Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; доцент кафедры технологии машиностроения и металлорежущих станков; тел.: (057) 720-66-25; e-mail: parom38@yandex.ru.

Ushakov Aleksandr Nikolajovych – Docent of Technical Sciences, (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Docent at the Department of engineering technology and machine tools; tel.: (057) 720-66-25; e-mail: parom38@yandex.ru.