

тании: учеб. пособие. – Барнаул, 1979. – 45 с.

6. Федоренко И.Я., Садов В.В. Структурная сложность технологической системы комбикормового цеха // Вестник АПК России – 2017. – Т. 24 – № 2. – С. 437-442.

7. Подиновский В.В. Введение в теорию важности критериев в многокритериальных задачах принятия решений. – М.: Физматлит, 2007. – 64 с.

8. Сабиев У.К., Яцунов А.Н., Сабиев И.У. Комбикормовый агрегат // Сборник научных трудов SWorld // Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития 2011. Том 2. Технические науки: Международный. науч.-практ. конф. – Одесса: Черноморье, 2011. – С. 63-65.

9. Завражнов А.И. Совершенствование машин и технологических линий приготовления и раздачи кормов на молочных фермах и комплексах: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. – Л.; Пушкин, 1991. – 74 с.

References

1. Fedorenko I.Ya., Sadov V.V. Mnogokriterialnaya otsenka tekhnologicheskoy sistemy kombikormovogo tsekha // XIV Vserossiyskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya studentov, aspirantov i molodykh uchenykh «Nauka i molodezh». Barnaul. 2017. Rezhim dostupa: http://edu.secna.ru/media/f/ntts_sod_tez_2017.pdf (data obrashcheniya 30.08.2017).

2. Sergeev N.S., Paletskov E.N., Zolotykh S.V. Sovershenstvovanie sistemy tekhnicheskogo zadaniya i sredstv tekhnicheskogo kontrolya v kormoproizvodstve // Dostizheniya nauki v realizatsiyu natsionalnogo

proekta «Razvitie APK»: Mater. nauchno-prakt. konf. T. 3. – Kurtamysh, 2006. – S. 25-29.

3. RD-APK 1.10.17.01-15 Metodicheskie rekomendatsii po tekhnologicheskomu proektirovaniyu predpriyatiy po proizvodstvu kombikormov: utv. M-vom selskogo khozyaystva Ros. Federatsii 30.07.15; vvod v d. s 30.07.2015: vzamen NTP-APK 1.10.16.002-03.: data vved. 01.01.04: – М. 2015. – 104 с.

4. Fedorenko I.Ya., Sadov V.V. Model effektivnosti tekhnologicheskoy sistemy kombikormovogo tsekha kak ierarkhicheskoy struktury // Vestnik Omskogo GAU. – 2017. – № 3 (27). – S/ 105-111.

5. Zemskov V.I. Vremennaya metodika otsenki koeffitsienta gotovnosti komplekta mashin i oborudovaniya kormoprigotovitelnykh tsekhov pri proektirovanii i ispytanii: uch. posobie. – Barnaul, 1979. – 45 с.

6. Fedorenko I.Ya., Sadov V.V. Strukturnaya slozhnost tekhnologicheskoy sistemy kombikormovogo tsekha // Vestnik APK Rossii – 2017. – Т. 24. – № 2. – С. 437-442.

7. Podinovskiy V.V. Vvedenie v teoriyu vazhnosti kriteriev v mnogokriterialnykh zadachakh prinyatiya resheniy. – М.: Fizmatlit, 2007. – 64 с.

8. Sabiev U.K., Yatsunov A.N, Sabiev I.U. Kombikormovyy agregat // Sbornik nauchnykh trudov SWorld. Po materialam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Nauchnye issledovaniya i ikh prakticheskoe primeneniye. Sovremennoe sostoyanie i puti razvitiya 2011». Tom 2. Tekhnicheskie nauki. – Odessa: Chernomore, 2011. – S. 63-65.

9. Zavrazhnov A.I. Sovershenstvovanie mashin i tekhnologicheskikh liniy prigotovleniya i razdachi kormov na molochnykh fermakh i kompleksakh: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk: 05.20.01. – L.- Pushkin, 1991. – 74 с.



УДК 631.363.28

И.Я. Федоренко, С.Е. Захаров
I.Ya. Fedorenko, S.Ye. Zakharov

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ СВОЙСТВА МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ, ВКЛЮЧАЮЩЕЙ ПЛАТФОРМУ, ОПИРАЮЩУЮСЯ НА ДВА ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛЬЦА

VIBRATIONAL PROPERTIES OF A MECHANICAL SYSTEM INCLUDING A PLATFORM SUPPORTED BY TWO ROTATING ROLLERS

Ключевые слова: платформа, вращающиеся вальцы, автоколебания, предельный цикл, полуразмах колебаний, неустойчивость движения, технологическая машина.

Keywords: platform, rotating rollers, auto-oscillations, limit cycle, half-time of oscillations, motion instability, technological machine.

Установлено, что в механической системе, включающей платформу, опирающуюся на два вращающихся вальца, возможен режим псевдо-автоколебаний. Термин «псевдо» введен потому, что эти колебания, с одной стороны, имеют все атрибуты автоколебаний (отсутствие колебательного источника, выход колебаний на предельный цикл), а, с другой стороны, затухают на длительных отрезках времени, чего не происходит при «истинных» автоколебаниях. Возбуждение псевдо-автоколебаний носит жесткий характер, т.е. необходимо начальное отклонение от состояния равновесия платформы, превышающее критическое, т.е. большее, чем $A = \Omega r / \omega_0$. В противном случае реализуется режим свободных колебаний, размах которых определяется начальными условиями. Показано, что при различных угловых скоростях вальцов также возможно получение режимов авто- и свободных колебаний. При этом, по сравнению с режимом $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$, появляются некоторые дополнительные условия, в частности $\Omega_1 > \Omega_2$. Предложена модернизация исследуемого устройства, заключающаяся в оснащении его пружиной с отталкивающими свойствами. Результат этого изменения конструкции заключается в увеличении на 15-20% полуразмаха псевдоавтоколебаний. Даны общие рекомендации по использованию устройства как основы технологической машины, например, просеивающей.

It is established that in the mechanical system which includes the platform, which is rested on two revolving rollers, the regime of pseudo-auto-oscillation is possible. Term "pseudo-" is introduced because these fluctuations, from one side, have all attributes of auto-oscillations (absence of oscillating source, the output of fluctuations to the limiting cycle), and from other side, they attenuate in the prolonged intervals of time, what it does not occur with "true" auto-oscillations. The excitation of pseudo-auto-oscillation bears rigid nature, i.e., is necessary initial deviation from the state of the equilibrium of platform, exceeding critical, T.e. it is larger than $A = \Omega r / \omega_0$. Otherwise realizes natural oscillations conditions, whose spread is determined by initial conditions. It is shown that obtaining the regimes of auto- and free fluctuations is also possible with different angular velocities of rollers. In this case, in comparison with the regime $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$, appear some additional conditions, in particular $\Omega_1 > \Omega_2$. Is proposed the modernization of the device being investigated which are consisted in the equipment with its spring with the repellent properties. The result of this change in the construction consists in an increase on 15-20% the half span of pseudo-autos-oscillation. General recommendations regarding the use of a device as the bases of technological machine, for example, sifting.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., проф., зав. каф. «Механизация производства и переработки сельскохозяйственной продукции», Алтайский государственный аграрный университет. Тел/факс: (3852) 62-83-26. E-mail: IJFedorenko@mail.ru.

Захаров Станислав Евгеньевич, н.с., Сибирский НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства СФНЦА РАН, Новосибирская обл. Тел.: (383) 348-67-21. E-mail: sibime@ngs.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Head, Chair of Agricultural Production Mechanization and Processing, Altai State Agricultural University. Ph.: (3852) 62-83-126. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Zakharov Stanislav Yevgenyevich, Staff Scientist, Siberian Research Institute of Mechanization and Electrification of Farming Industry, Siberian Federal Scientific Center of Agrobiotechnologies, Rus. Acad. of Sci., Novosibirsk Region. Ph.: (383) 348-67-21. E-mail: sibime@ngs.ru.

Введение

Речь пойдет об устройстве (рис. 1), в котором сухое (кулоново) трение вступает в качестве восстанавливающей силы. Система представляет собой совокупность двух вращающихся в противоположные стороны цилиндрических вальца или шкива, на которые сверху свободно установлены однородная платформа, пластина или стержень (рис. 1а). В дальнейшем будем оперировать понятиями «вальцы» и «платформа».

Силы трения, развивающиеся в линиях касания платформы с вальцами, следуют закону Кулона (рис. 1 б), т.е. пропорциональны соответствующим давлениям. В [1, 2] показано, что в данном устройстве сила сухого трения удивительным образом трансформируется в восстанавливающую

силу, т.е. играет здесь несвойственную ей роль.

Благодаря этому платформа, будучи выведенной из состояния равновесия, совершает свободные незатухающие колебания согласно дифференциальному уравнению

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (1)$$

где $\omega_0 = \sqrt{fg/l}$ – частота свободных колебаний платформы;

f – коэффициент трения в паре контакта;

g – ускорение свободного падения.

Таким образом, устройство в принципе может быть использовано как основа технологической машины (например, просеивающей, если вместо платформы установить решето).

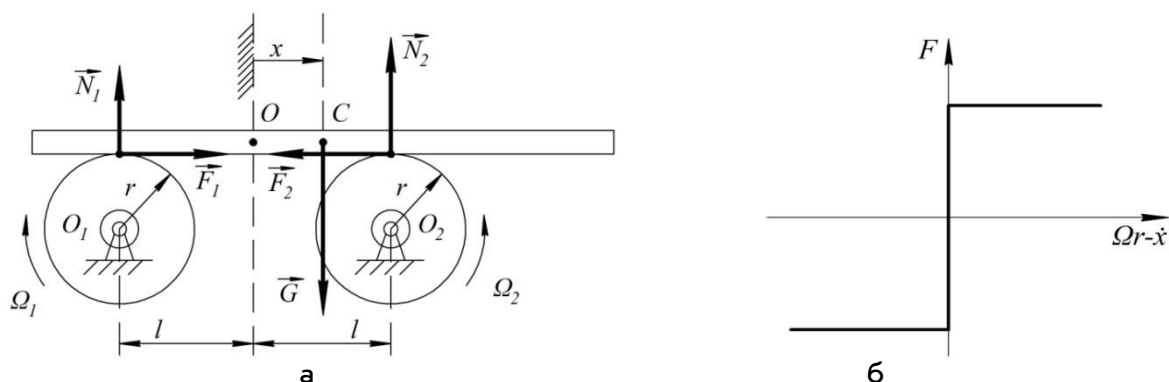


Рис. 1. Расчетная схема устройства (а) и характеристика сухого трения (б)

Однако проведенный в указанных выше изданиях анализ был осуществлен при использовании некоторых ограничений. К примеру, подразумевалось, что вальцы вращаются с большой угловой скоростью, поэтому всегда выполняется условие

$$\Omega r > \dot{x}, \quad (2)$$

где \dot{x} – скорость колебаний;
 r – радиус вальца.

Условие (2) означает, что силы трения всегда направлены к оси симметрии платформы. Угловые скорости вальцов принимали одинаковыми, т.е. $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$.

Анализ этой системы, предлагаемый далее, проведен при более общих предположениях, т.е. при снятии указанных выше ограничений.

Методы и результаты исследований

Будем изучать колебания платформы, периодически проходящие через точку разрыва характеристики сухого трения (рис. 1 б), т.е. будем полагать

$$F = -fN \text{sign}(\Omega r - \dot{x}), \quad (3)$$

где $\Omega r - \dot{x}$ – относительная скорость скольжения платформы и вальца. Угловые скорости вальцов пока будем считать одинаковыми $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$.

Пусть в произвольный момент времени t центр тяжести C платформы смещен на расстояние x от оси симметрии. Тогда реакции вальцов составят

$$N_1 = \frac{\ell - x}{2\ell} mg; \quad N_2 = \frac{\ell + x}{2\ell} mg,$$

где 2ℓ – расстояние между вальцами;

m – масса платформы.

Соответственно, проекции сил трения на горизонтальную ось будут равны

$$F_1 = \frac{\ell - x}{2\ell} fmg \text{sign}(\Omega r - \dot{x});$$

$$F_2 = \frac{\ell + x}{2\ell} fmg \text{sign}(\Omega r - \dot{x}).$$

Таким образом, суммарная сила трения составит

$$F = F_1 + F_2 = -\frac{fmg}{\ell} \cdot \text{sign}(\Omega r - \dot{x}).$$

Следовательно, дифференциальное уравнение движения рабочего органа в проекции на горизонтальную ось будет иметь вид

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x \cdot \text{sign}(\Omega r - \dot{x}) = 0, \quad (4)$$

где ω_0 – частота собственных свободных колебаний ($\omega_0 = \sqrt{fg/\ell}$).

Таким образом, в данной системе суммарная сила сухого трения преобразовалась в позиционную восстанавливающую (или отталкивающую, в зависимости от разности $(\Omega r - \dot{x})$) силу.

Представим уравнение (4) в виде двух уравнений первого порядка

$$\frac{dx}{dt} = v;$$

$$\frac{dv}{dt} = -\omega_0^2 x \cdot \text{sign}(\Omega r - v). \quad (5)$$

Точки покоя (равновесия) x_0 и v_0 нашей системы определяются из условия: $dx/dt = 0$; $dv/dt = 0$. Отсюда имеем: $v_0 = 0$; $x_0 = 0$.

Таким образом, выявили одну точку равновесия, располагающуюся в центре координат.

Дифференциальное уравнение фазовых траекторий (фазовый портрет) системы получим, если второе уравнение системы (5) разделим на первое

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{\omega_0^2 x}{v} \text{sign}(\Omega r - v). \quad (6)$$

Это нелинейное уравнение линейно на отдельных участках

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{\omega_0^2 x}{v}, \quad \text{при } v < \Omega r; \quad (7)$$

$$\frac{dv}{dx} = \frac{\omega_0^2 x}{v}, \quad \text{при } v > \Omega r. \quad (8)$$

Интегрируя эти уравнения, получим

$$\frac{x^2}{2} + \frac{v^2}{2\omega_0^2} = C; \quad (9)$$

$$\frac{v^2}{2\omega_0^2} - \frac{x^2}{2} = C. \quad (10)$$

Как известно, уравнение (7) дает фазовый портрет в виде вложенных друг в друга эллипсов, представляющих движение изображающей точки (рис. 2а). Точка равновесия в этом случае называется центром [3]. Эллипсы как замкнутые кривые указывают на периодическое движение платформы.

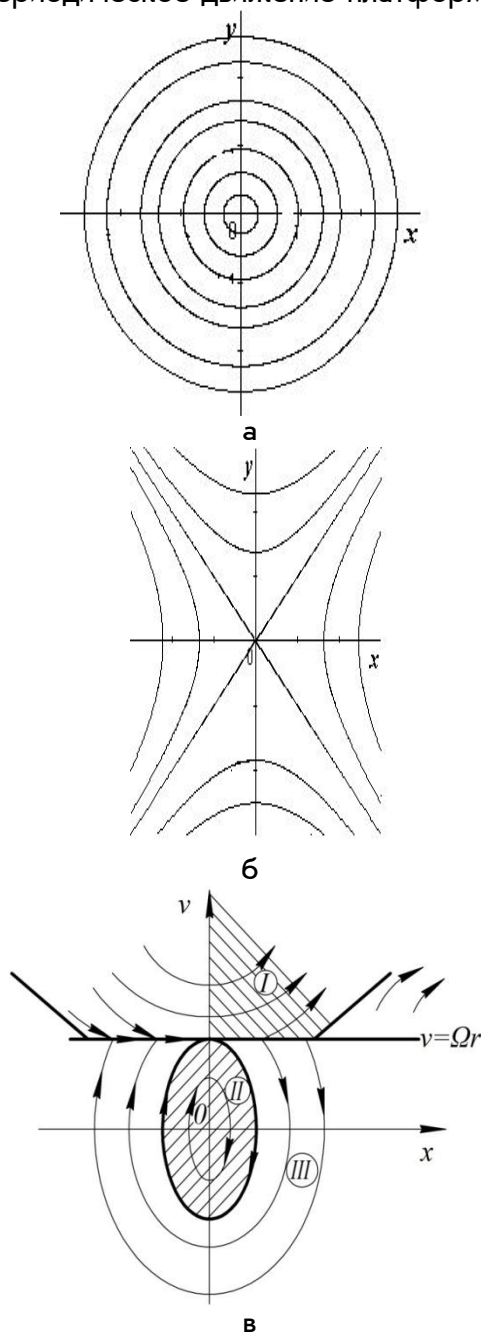


Рис. 2. Фазовые портреты центра (а), седла (б) и системы «вальцы-платформа» (в)

Уравнение (8) дает интегральные кривые в виде гипербол (рис. 2 б). Через особую точку ($x_0 = 0, v_0 = 0$) проходят асимптоты

(сепаратрисы), соответствующие $C = 0$. Изображающая точка всегда удаляется от особой точки за исключением движения по одной из сепаратрис (поверхность – седло). Движение по седлу является не колебательным, а периодическим, т.е. в данном случае точка равновесия является неустойчивой.

В нашей колебательной системе величина $\Omega r - v$ может принимать в течение периода колебаний как положительные, так и отрицательные значения. В первом случае особая точка ($x_0 = 0, v_0 = 0$) устойчива (центр), во втором – неустойчива (седло). «Игра» сил притяжения и отталкивания в течение одного периода приводит, как мы увидим далее, к выходу на определенный режим колебаний, схожий с автоколебаниями.

Очевидно, что сшивка фазовых траекторий центра и седла должна проходить по линии $v = \Omega r$ (рис. 2в). На какую фазовую траекторию выйдет изображающая точка – зависит от начальных условий. Неустойчивой по начальным условиям является заштрихованная зона I. Начальные условия внутри заштрихованного эллипса (зона II) выводят систему на свободные незатухающие колебания.

Но самым замечательным свойством данной динамической системы является выход из зоны III с другими начальными условиями на траекторию типа полуустойчивый предельный цикл (на рис. 2в – эллипс, изображенный жирной линией). Это положение подтверждает компьютерное моделирование в среде Mathcad (рис. 3).

Можно далее констатировать, что в данной колебательной системе реализуется жесткий режим возбуждения автоколебаний.

Полуразмах этих колебаний, происходящих с частотой ω_0 , составляет

$$A = \frac{\Omega r}{\omega_0}. \quad (11)$$

Данная механическая система удивляет тем, что ведет себя как автоколебательная (нет внешнего источника колебаний, выход системы на предельный цикл), хотя консервативные системы (на это указывает вид уравнения (4) не могут быть автоколебательными.

С другой стороны, следует иметь в виду, что уравнение содержит «замаскированную» диссипативную силу (силу трения) $\omega_0^2 x \text{sign}(\Omega r - \dot{x})$, что, видимо, и обуславливает необычные свойства системы в целом.

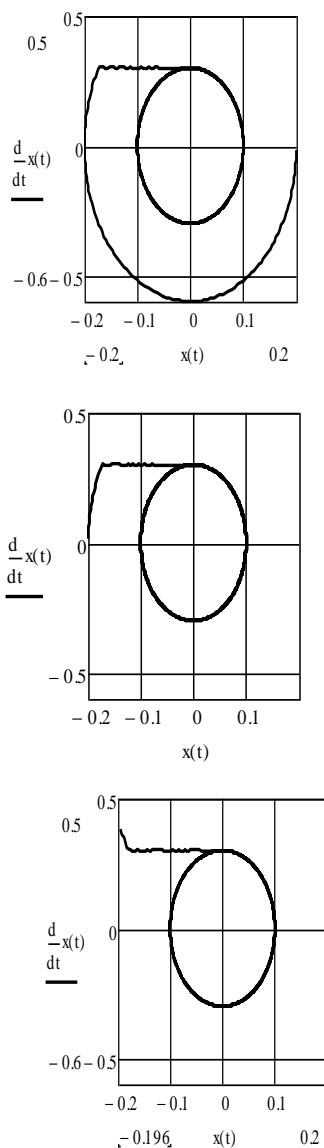


Рис. 3. Выход изображающей точки на одну и ту же траекторию, независимо от начальных условий

В общем виде уравнение (4) можно записать так, что оно принимает вполне «автоколебательный вид»:

$$\ddot{x} + F(x, \dot{x}) = 0, \tag{12}$$

где $F(x, \dot{x})$ – нелинейная сила.

Суммарная сила трения

$$F = F_1 + F_2 = \frac{fmg}{2\ell} [(\ell - x)\text{sign}(\Omega_1 r - \dot{x}) - (\ell + x)\text{sign}(\Omega_2 r - \dot{x})],$$

$$F = F_1 + F_2 = \frac{fmg}{2\ell} [(\ell - x)\text{sign}(\Omega_1 r - \dot{x}) - (\ell + x)\text{sign}(\Omega_2 r - \dot{x})]. \tag{18}$$

Соответствующее уравнение колебаний

$$\ddot{x} + \frac{1}{2}\omega_0^2 [(\ell + x)\text{sign}(\Omega_2 r - \dot{x}) - (\ell - x)\text{sign}(\Omega_1 r - \dot{x})] = 0,$$

$$\ddot{x} + \frac{1}{2}\omega_0^2 [(\ell + x)\text{sign}(\Omega_2 r - \dot{x}) - (\ell - x)\text{sign}(\Omega_1 r - \dot{x})] = 0, \tag{19}$$

где ω_0 по-прежнему определяется формулой $\omega_0 = \sqrt{fg/\ell}$.

В связи с такой записью возможно и аналитическое решение для получения величины A – полуразмаха автоколебаний.

Известно, что в автоколебательных системах среднее за период колебаний значение энергии в нелинейных членах равно 0, т.е.

$$\int_0^{2\pi} F(x, \dot{x}) \dot{x} dt = 0. \tag{13}$$

В нашем случае имеем

$$-\omega_0^2 \int_0^{2\pi} x \cdot \text{sign}(\Omega r - \dot{x}) \dot{x} dt = 0. \tag{14}$$

Принимая приближенно $x = A \cos \omega_0 t$; $\dot{x} = -A \omega_0 \sin \omega_0 t$, уравнение (14) преобразуем к виду

$$A^2 \omega_0^2 \int_0^{2\pi} \cos \tau \cdot \sin \tau \cdot \text{sign}(\Omega r + A \omega_0 \sin \tau) d\tau = 0, \tag{15}$$

где $\tau = \omega_0 t$.

Предположим, что $A = \Omega r / \omega_0$, тогда величина $\text{sign}(\Omega r + A \omega_0 \sin \tau) = \text{sign}[\Omega r(1 + \sin \tau)] = +1$ (в связи с тем, что $1 + \sin \tau > 0$ весь период, за исключением мгновенного касания нулевой линии один раз в периоде).

Следовательно, поскольку $A^2 \omega_0^2 \neq 0$, то из выражения (15) остается предположить, что

$$\int_0^{2\pi} \cos \tau \cdot \sin \tau \cdot d\tau = 0, \quad 0 = 0.$$

Таким образом, действительно интеграл (14) удовлетворяется при полуразмахе автоколебаний $A = \Omega r / \omega_0$, что было найдено ранее численно.

Рассмотрим далее случай разных угловых скоростей валцов, т.е.

$$\Omega_1 \neq \Omega_2.$$

В этом случае силы трения в линиях касания платформы и валцов составят

$$F_1 = \frac{\ell - x}{2\ell} fmg \text{sign}(\Omega_1 r - \dot{x}); \tag{16}$$

$$F_2 = \frac{\ell + x}{2\ell} fmg \text{sign}(\Omega_2 r - \dot{x}). \tag{17}$$

Получили сложное, существенно нелинейное уравнение, которое исследовали численно в программе Mathcad.

Анализ литературных источников показывает, что аналитическое решение будет весьма затруднено [4-6], именно поэтому и остановились на вычислительном эксперименте.

Интерес представляют четыре случая:

- 1) $\Omega_1 r > \dot{x}_{max}; \Omega_2 r > \dot{x}_{max}$
- 2) $\Omega_1 r < \dot{x}_{max}; \Omega_2 r < \dot{x}_{max}$
- 3) $\Omega_1 r > \dot{x}_{max}; \Omega_2 r < \dot{x}_{max}$
- 4) $\Omega_1 r < \dot{x}_{max}; \Omega_2 r > \dot{x}_{max}$

где $\dot{x}_{max} = x(0) \cdot \omega_0$ – максимальная скорость колебаний (в случае $\dot{x}(0) = 0$). Численные эксперименты показали следующее:

1. В условиях $\Omega_1 \neq \Omega_2$ также можно получить как свободные колебания (случай 1), так и колебания, фазовый портрет которых схож с предельным циклом (случай 2 и 4).

2. Неустойчивые колебания наблюдаются в случае 3, а также в случае 2, если $\Omega_2 > \Omega_1$.

3. Параметры предельного цикла определяет первый валец (его значение $\Omega_1 r$), что, видимо, связано с выбором соответствующей системы координат.

Эти положения позволяют утверждать, что поскольку на практике невозможно выдержать точное равенство $\Omega_1 = \Omega_2$, то к этому не нужно и стремиться, поскольку весь набор периодических движений можно получить и в случае $\Omega_1 \neq \Omega_2$.

Колебательные свойства механической системы, изображенной на рисунке 1а, можно усилить, добавив к ней пружину с отталкивающей характеристикой (рис. 4а).

На рисунке 4б представлен фазовый портрет автоколебаний, причем параметры устройства одинаковы с теми, которые давали фазовые портреты на рисунке 3.

Как видно, модернизация устройства привела к тому, что размах автоколебаний увеличился на 15-20%.

Представленное рассмотрение автоколебаний имеет идеализированный вид, не учитывает сопротивление воздуха, рассеяние энергии обрабатываемым материалом и т.д. В реальной обстановке такие колебания рано или поздно затухнут. Поэтому если такое устройство использовать в технологической машине, то загрузка обрабатываемого материала должна быть такой, чтобы постоянно «освежать» ненулевые начальные условия работы данного устройства или каким-либо способом периодически

выводить систему из равновесия. В случае обработки сыпучего материала это легко сделать с помощью бесприводного питателя – коромысла, подающего материал сверху периодически то на левую половину платформы, то на правую. В результате баланс сил трения в парах трения будет нарушаться, и затухающие колебания будут вновь возобновляться. Питатель в этом случае также представляет своего рода автоколебательное устройство.

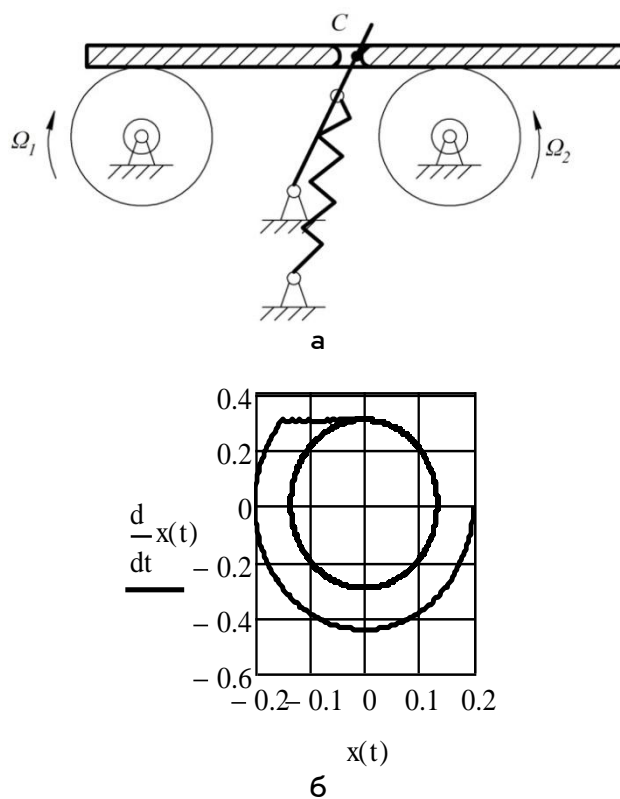


Рис. 4. Схема модернизации устройства (а) и фазовый портрет автоколебаний (б)

Возможны и другие изобретательские приемы решения этой задачи.

И в заключение о терминологии. Выявленный в устройстве «платформа-вращающиеся вальцы» автоколебательный режим затухает в реальном устройстве по истечении некоторого промежутка времени. Поэтому такие колебания правильнее назвать «псевдоавтоколебаниями», в отличие от «истинных» автоколебаний, которые не затухают на длительных промежутках времени.

Интересно отметить, что исследуемое устройство по выявленным режимам и фазовому портрету идентично поведению довольно известного устройства «лента-подпружиненный ползун» при характеристике сухого трения (рис. 16) [7].

Поэтому по аналогии казалось, что если принять характеристику трения в паре «ва-лец – платформа» по Штрибеку в виде

$$F = F_0 \operatorname{sign}(\Omega r - \dot{x}) - b_1(\Omega r - \dot{x}) + b_2(\Omega r - \dot{x}),$$

(где F_0, b_1, b_2 – экспериментально определенные параметры), то так же, как и в случае с ползуном, можно получить «истинные автоколебания».

Компьютерный анализ показывает, однако, что это не так. Режимы колебаний остаются такими же, как при характеристике трения, изображенной на рисунке 16.

Выводы

1. Установлено, что в механической системе, включающей платформу, опирающуюся на два вращающихся вальца, возможен режим псевдоавтоколебаний. Полуразмах этих колебаний определяется выражением (10).

Термин «псевдо» введен потому, что эти колебания, с одной стороны, имеют все атрибуты автоколебаний (отсутствие колебательного источника, выход колебаний на предельный цикл), с другой стороны, затухают на длительных режимах времени, чего не происходит при «истинных» автоколебаниях.

2. Возбуждение псевдоавтоколебаний носит жесткий характер, т.е. необходимо начальное отклонение от состояния равновесия платформы, превышающее критическое, т.е. большее, чем $A = \Omega r / \omega$. В противном случае реализуется режим свободных колебаний, размах которых определяется начальными условиями.

3. Показано, что при различных угловых скоростях вальцов также возможно получение режимов авто- и свободных колебаний. При этом, по сравнению с режимом $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$, появляются некоторые дополнительные условия, в частности $\Omega_1 > \Omega_2$.

4. Предложена модернизация известного устройства, заключающаяся в оснащении его пружиной с отталкивающими свойствами. Результат этого изменения конструкции заключается в увеличении на 15-20% полуразмаха псевдоавтоколебаний.

5. Даны общие рекомендации по использованию устройства как основы техно-

логической машины, например, просеивающей.

Библиографический список

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
2. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
3. Андронов А.А., Витг А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. – М.: Наука, 1981. – 568 с.
4. Филиппов А.Ф. Дифференциальные уравнения с разрывной правой частью. – М.: Наука, 1985. – 225 с.
5. Финогенко И.А. О дифференциальных уравнениях, возникающих в динамике систем с сухим трением // Соросовский образовательный журнал. – 1999. – № 8. – С. 122-127.
6. Финогенко И.А. Дифференциальные уравнения с разрывной правой частью. – Иркутск: ИДСТУ СО РАН, 2013. – 82 с.
7. Иванов А.П. Основы теории систем с трением. – Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2011. – 304 с.

References

1. Timoshenko S.P. Kolebaniya v inzhenernom dele. – M.: Nauka, 1967. – 444 s.
2. Panovko Ya.G., Gubanova I.I. Ustoychivost i kolebaniya uprugikh sistem. – Izd. 3-e, pererab. i dop. – M.: Nauka, 1979. – 384 s.
3. Andronov A.A., Vitg A.A., Khaykin S.E. Teoriya kolebaniy. – M.: Nauka, 1981. – 568 s.
4. Filippov A.F. Differentsialnye uravneniya s razryvnoy pravoy chastyu. – M.: Nauka, 1985. – 225 s.
5. Finogenko I.A. O differentsialnykh uravneniyakh, vznikayushchikh v dinamike sistem s sukhim treniem. – Sorosovskiy obrazovatelnyy zhurnal. – 1999. – № 8. – S. 122-127.
6. Finogenko I.A. Differentsialnye uravneniya s razryvnoy pravoy chastyu. – Irkutsk: IDSTU SO RAN, 2013. – 82 s.
7. Ivanov A.P. Osnovy teorii sistem s treniem. – Izhevsk: Regul'yarnaya i khaoticheskaya dinamika, 2011. – 304 s.

