

Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2023. – № 8 (226). – С. 70-77.

2. Дамаскин, Б. Б. Введение в электрохимическую кинетику / Б. Б. Дамаскин, О. А. Петрий. – Москва: Высшая школа, 1975. – 416 с. – Текст: непосредственный.

3. Корыта, И. Электрохимия / И. Корыта, И. Дворжак, В. Богачкова; перевод с чешского А. Б. Эршлера. – Москва: Мир, 1977. – 472 с. – Текст: непосредственный.

4. Эршлер, Б. В. Исследование кинетики электродных процессов с помощью переменных токов / Б. В. Эршлер. – Текст: непосредственный // Журнал физической химии. – 1948. – Т. 22, вып. 6. – С. 683-695.

5. Багаев, А. А. Результаты экспериментального исследования поляризационных характеристик стенки стебля кормовых трав / А. А. Багаев. – DOI 10.53083/1996-4277-2023-227-9-85-90. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2023. – № 11 (229). – С. 83-88.

6. Диткин, В. А. Справочник по операционному исчислению / В. А. Диткин, П. И. Кузнецов. – Москва; Ленинград: Гостехиздат, 1951. – 256 с. – Текст: непосредственный.

7. Дидкин, В. А. Интегральные преобразования и операционное исчисление / В. А. Дидкин, А. П. Прудников. – Москва: Наука, 1974. – 542 с. – Текст: непосредственный.

8. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, А. А. Семендяев. – Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 544 с. – Текст: непосредственный.

9. Градштейн, И. С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений / И. С. Градштейн, И. М. Рыжик. – Москва: Наука, 1971. – 1108 с.

References

1. Bagaev A.A. Matematicheskaja model vlogo- i tokoperenosa cherez stenkku steblija v protsesse elektrosmoticheskogo obezvozhivaniia rastitelnykh materialov // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2023. – No. 8 (226). – S. 70–77. DOI: 10.53083/1996-4277-2023-226-8-70-77.

2. Damaskin B.B., Petrii O.A. Vvedenie v elektrokhimicheskuiu kinetiku. – Moskva: Vysshaja shkola, 1975. – 416 s.

3. Koryta I., Dvorzhak I., Bogachkova V. Elektrokhimii / per. s cheshsk. A.B. Ershlera. – Moskva: Mir, 1977. – 472 s.

4. Ershler B.V. Issledovanie kinetiki elektrodnykh protsessov s pomoshchiu peremennykh tokov // Zhurnal fizicheskoi khimii. – 1948. – T. 22. – Vyp. 6. – S.683-695.

5. Bagaev A.A. Garmonicheskii analiz ostsilogramm elektricheskogo toka cherez stenkku steblija kormovykh trav // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2023. – No. 11 (229). – S. 83-88. DOI: 10.53083/1996-4277-2023-229-11-83-88.

6. Ditkin V.A., Kuznetsov P.I. Spravochnik po operatsionnomu ischisleniiu. – Moskva – Leningrad: Gostekhizdat, 1951.

7. Didkin V.A., Prudnikov A.P. Integralnye preobrazovaniia i operatsionnoe ischislenie. – Moskva: Nauka, 1974. – 542 s.

8. Bronshtein I.N., Semendiaev A.A. Spravochnik po matematike dlia inzhenerov i uchashchikhsia vtuzov. – Moskva: Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit., 1986. – 544 s.

9. Gradshtein I.S., Ryzhik I.M. Tablitsy integralov, summ, riadov i proizvedenii. – Moskva: Nauka, 1971. – 1108 s.



УДК 631.3:621.929.7

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-230-12-76-83

И.Я. Федоренко, С.Н. Рыбин, А.В. Штерновский

I.Ya. Fedorenko, S.N. Rybin, A.V. Shternovskii

СИСТЕМА УДЕРЖАНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ В РЕЗОНАНСНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

VIBRATION PROCESS MACHINE RETENTION SYSTEM IN RESONANT MODE OF OPERATION

Ключевые слова: *вибрационная технологическая машина, резонанс, маятник Капицы, инерционный привод, асинхронный электродвигатель.*

Большинство вибрационных технологических машин (ВТМ) работают в режиме вынужденных колебаний с далеко зарезонансной настройкой. Это связано с тем, что в частотных диапазонах, далеких от резонансной зоны, режим колебаний машины слабо чувствителен к измене-

нию технологической нагрузки и практически не зависит от нелинейности её колебательной системы. Но за это приходится платить нерациональным использованием энергии, так как в системе циркулирует большая реактивная мощность, необходимая для преодоления инерционных сил в зарезонансных и упругих сил в дорезонансных настройках. Один из наиболее эффективных способов повышения производительности, снижения энергозатрат основан на явлении резонанса. Однако из-за недостатков

резонансных схем современных машин – низкой стабильности, сложности настройки – они не получили широкого распространения на производстве. Цель исследования – упрощение системы удержания вибрационной технологической машины в резонансном режиме на основе использования маятника Капицы. Рассмотрено сопряжение динамических характеристик вибрационной технологической машины и маятника, показаны пути настройки маятника как основы датчика для слежения за наличием резонансного режима. Датчик предлагается выполнить в виде шарнирного стержня-маятника Капицы, находящегося внутри обоймы. Датчик устанавливается на рабочем органе машины и вибрирует вместе с ним. Стержень и обойма электрически изолированы друг от друга и связаны проводниками с системой управления машины. При выходе из резонанса датчик теряет вертикальность, наклоняется к обойме и замыкает электрическую цепь. При этом включается преобразователь частоты питающего тока с тем, чтобы восстановить резонансный режим. При возвращении резонансного режима маятник поднимается, теряет контакт с обоймой, преобразователь частоты останавливается.

Keywords: *vibrating technological machine, resonance, Kapitza pendulum, inertial drive, asynchronous electric motor.*

Most vibrating process machines operate in the mode of forced oscillations with a far-resonant tuning. This is due to the fact that in frequency ranges far from the resonance zone,

the oscillation mode of the machine is weakly sensitive to changes in the technological load and practically does not depend on the nonlinearity of its oscillatory system. But this comes at the cost of irrational use of energy, since there is a lot of reactive power circulating in the system required to overcome inertial forces in resonant and elastic forces in sub-resonance settings. One of the most effective ways to increase productivity and reduce energy consumption is based on the phenomenon of resonance. However, due to the shortcomings of the resonance circuits of modern machines - low stability and complexity of tuning - they are not widely used in production. The research goal is to simplify the method of holding a vibrating technological machine in a resonant mode based on the use of the Kapitza pendulum. This paper discusses the coupling of the dynamic characteristics of the vibrating technological machine and the pendulum, shows the ways of setting the pendulum as the basis of the sensor for monitoring the presence of the resonance mode. The sensor is proposed to be made in the form of a hinged Kapitza pendulum rod located inside the cage. The sensor is mounted on the working body of the machine and vibrates with it. The rod and cage are electrically insulated from each other and connected by conductors to the machine's control system. When out of resonance, the sensor loses its verticality, tilts towards the cage and completes the electrical circuit. At the same time, the frequency converter of the supply current is switched on in order to restore the resonant mode. When the resonant mode returns, the pendulum rises, loses contact with the cage, and the frequency converter stops.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Рыбин Сергей Николаевич, студент, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: Sergei.Rybin2015@yandex.ru.

Штерновский Андрей Витальевич, студент, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: andreishternovsky@mail.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Rybin Sergey Nikolaevich, student, Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: Sergei.Rybin2015@yandex.ru.

Shternovskiy Andrey Vitalevich, student, Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: andreishternovsky@mail.ru.

Введение

Вибрационные технологические машины (ВТМ) широко распространены на предприятиях АПК.

ВТМ обычно работают в режиме вынужденных колебаний с зарезонансной настройкой [1]. Такой режим энергоемок, но малочувствителен к изменению технологической нагрузки. Более экономичен резонансный режим [2]. «Однако из-за недостатков резонансных схем современных ВТМ – низкой стабильности, сложности настройки – они не получили широкого распространения на производстве» [1].

Следует отметить, что задача автоматического удержания заданной резонансной настройки вибрационных технологических машин была поставлена еще в 60-70 годы прошлого века [3]. Тогда же появились и первые системы автоматического регулирования, работающие в непрерывном и импульсном режимах. При этом в качестве параметров регулирования при изменяющихся внешних условиях использовались амплитуды виброперемещений, виброско-

ростей или виброускорений [4]. Во всех этих схемах контроль настройки проводился по фазо-частотной зависимости, поскольку угол сдвига фазы виброперемещения относительно фазы вынуждающей силы при резонансе близок к $\pi/2$. Таким образом, в конечном счете, первоначальные задачи заменялись задачей о поддержании заданной фазы вынуждающей силы относительно виброперемещения рабочего органа. Однако в то время эти работы не получили развития в силу ограниченности вычислительных мощностей, низкого быстродействия измерительной и исполнительной аппаратуры [5].

Существенные теоретические и практические результаты по развитию данного способа регулирования достигнуты в Институте машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН [2, 5-9].

Предложены два возможных алгоритма управления: на основе ПИД-регулятора и при использовании динамического портрета, который представляет собой в численной форме функциональную связь меж-

ду контролируемым и управляемым параметром при всех возможных состояниях системы.

В Институте машиноведения разработан также способ возбуждения и стабилизации режимов работы резонансных машин, в основу которого положено явление авторезонанса [10]. Недостаток такой системы – использование синхронного электродвигателя, который практически не применяется в технологических машинах. Кроме того, «естественной платой за очевидные достоинства авторезонансного возбуждения является усложнение вибрационной машины за счет введения системы автоматического управления и необходимости построения блока электрического питания привода машины» [11].

В связи со всем сказанным выше возникает задача повышения стабильности резонансных машин без средств автоматического управления. В частности, большие надежды возлагаются на новые типы возбудителей [11] параметрических колебаний, в которых реализуются многократные комбинационные резонансные режимы. Между тем рассмотренные способы не привели пока к массовому внедрению их на производстве.

Цель исследования – упрощение системы удержания вибрационной технологической машины в резонансном режиме на основе использования маятника Капицы. Этот маятник характерен вибрирующим подвесом и устойчивым верхним положением. Назван в честь академика П.Л. Капицы, который первым экспериментально продемонстрировал устойчивость верхнего положения такого маятника и предложил эффективный метод его исследования [12, 13].

Объект и методы исследования

Рассмотрим далее элементарную теорию, объясняющую реализацию данного способа удержания вибромашины в резонансном режиме и позволяющую подобрать параметры маятника Капицы, выполняющего роль датчика наличия резонансного режима.

Исследуем расчетную схему технологической вибрационной машины, представленную на рисунке 1.

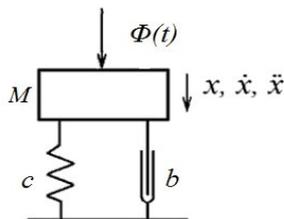


Рис. 1. Расчетная схема колебательной системы вибромашины с одной степенью свободы

Опишем колебания массы M около положения статического равновесия известным уравнением вынужденных колебаний

$$M\ddot{x} + b\dot{x} + cx = \Phi_0 \sin \omega t, \quad (1)$$

где b – коэффициент сопротивления колебаниям;
 c – коэффициент жесткости упругой системы машины;

Φ_0 – амплитудное значение вынуждающей силы;
 ω – частота вынужденных колебаний.

Разделив обе части последнего выражения на M , получим линейное неоднородное дифференциальное уравнение 2-го порядка в характерном для теории колебаний виде

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{\Phi_0}{M} \sin \omega t, \quad (2)$$

где $2n = b/M$; $\omega_0 = \sqrt{c/M}$ – собственная частота колебаний системы.

Именно таким уравнением описывается динамика большинства вибрационных технологических машин. Учтем также широкое использование в вибромашинах дебалансного (инерционного) привода, для которого примем, что дебалансы вращаются с постоянной угловой скоростью ω , их общая масса составляет m_0 , эксцентриситет каждой его массы (расстояние от оси вращения дебаланса до его центра тяжести) r . Вращение дебалансов порождает центробежную силу

$$\Phi_0 = m_0 r \omega^2, \quad (3)$$

проекция которой на вертикальную ось представляет собой вынуждающую силу

$$\Phi = \Phi_0 \sin \omega t = m_0 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

После переходного процесса, связанного с пуском вибромашины, стационарные (установившиеся) колебания имеют вид

$$x = A \sin(\omega t - \phi), \quad (5)$$

где A – амплитуда колебаний;

ϕ – угол, определяющий отставание перемещения массы относительно вынуждающей силы (фаза колебаний).

Параметры A и ϕ определяются формулами:

$$A = \frac{K \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}; \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{2n\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \quad (7)$$

где $K = (m_0/M)r$.

Самое примечательное явление в линейных колебательных системах – наличие резонанса. Он проявляется при условии

$$\omega \approx \omega_0. \quad (8)$$

Поэтому появление резонансного пика зависит как от первой, так и второй величины (рис. 2).

В процессе работы вибромашины может изменяться как частота вынуждающей силы (за счет изменения загрузки асинхронного электродвигателя, падения напряжения в электрической сети), так и собственная частота колебаний рабочего органа вибромашины (изменение массы технологической

загрузки или ее упругих свойств). Возможно и одно-временное изменение величин ω и ω_0 . Это приводит к сходу вибромашины с настроенного резонансного режима. Автоматически вернуть машину в исходное состояние – задача, в которой ведущее место нами отводится маятнику Капицы.

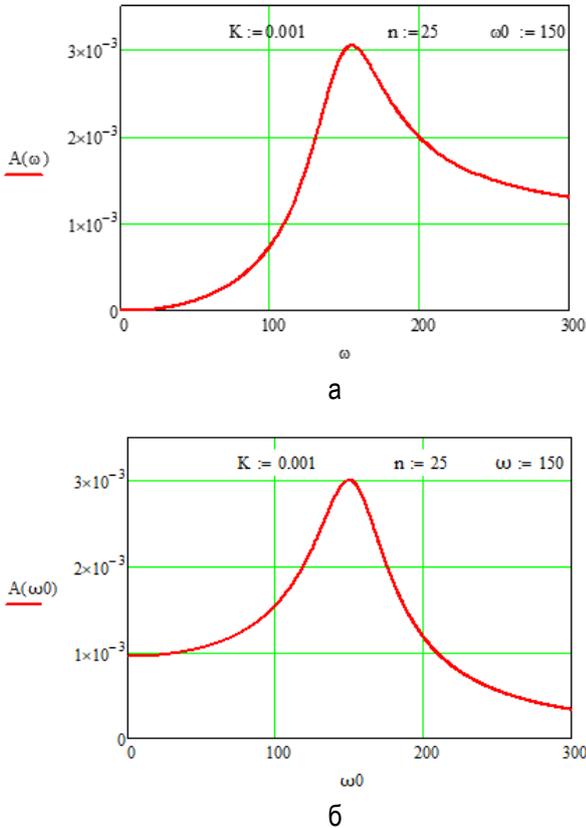


Рис. 2. Зависимости амплитуды колебаний: а – от частоты вынуждающей силы; б – от собственной частоты

С этих позиций рассмотрим функционирование этого маятника. Характерная его особенность – вибрация точки подвеса и сложное динамическое поведение. Однако при выполнении условия [12-17]

$$A\omega > \sqrt{\frac{2gl}{ml_c}} \quad (9)$$

возможен главный классический эффект – устойчивое верхнее положение маятника (рис. 3).

В неравенстве (9) обозначено:

g – ускорение свободного падения;

l – момент инерции маятника относительно оси подвеса;

m – масса маятника;

l_c – расстояние от центра масс маятника до оси его подвеса.

Считаем, что маятник установлен на рабочем органе вибромашины, поэтому основание маятника колеблется с параметрами рабочего органа: амплитудой A и частотой ω . Поскольку при сходе машины с резонансного режима эти параметры изменяются, а маятник своей устойчивостью реагирует именно на

параметры A и ω , то его и целесообразно использовать в качестве датчика наличия или отсутствия резонансного режима машины.

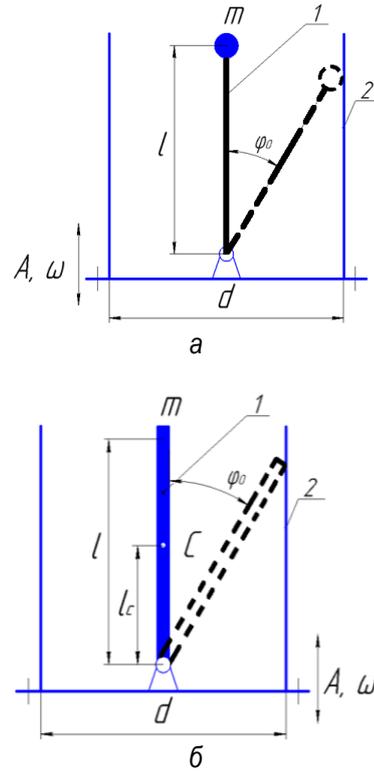


Рис. 3. Маятник Капицы в виде математического (а) и физического (б) маятников: 1 – тело маятника; 2 – обойма

Момент инерции I маятника относительно оси подвеса составляет для математического маятника $I=ml^2$, для физического маятника в виде однородного стержня – $I=ml^2/3$ (l – длина маятника).

Подставляя эти значения в неравенство (9), будем иметь формулы:

- для математического маятника

$$A\omega > \sqrt{2gl}; \quad (10)$$

- для физического маятника

$$A\omega > \sqrt{\frac{4gl}{3}}. \quad (11)$$

Неравенство (9) легче осуществить при выполнении маятника Капицы в виде физического маятника, поэтому в дальнейшем предполагаем его использование применяя неравенство (11).

Чтобы отсеять другие эффекты, кроме эффекта стабилизации верхнего положения маятника, нужны дополнительные условия [12-17]:

$$A \ll l, \omega \gg p_0, \quad (12)$$

где p_0 – частота малых собственных колебаний маятника в отсутствие вибраций подвеса.

Для маятника в виде однородного стержня

$$p_0 = \sqrt{\frac{3g}{2l}}. \quad (13)$$

Результаты исследований и их обсуждение

Подставим далее в выражение (9) значение A из формулы (6). В результате получим выражение, сопрягающее параметры вибрационной машины и маятника, установленного на рабочем органе этой машины

$$\frac{K \omega^3}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}} > \sqrt{\frac{2gl}{ml}} \quad (14)$$

Для маятника в виде однородного стержня выражение (14) можно уточнить

$$\frac{K \omega^3}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}} > \sqrt{\frac{4gl}{3}} \quad (15)$$

Далее обозначим

$$Z_1 = \frac{K \omega^3}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}; \quad Z_2 = \sqrt{\frac{4gl}{3}} \quad (16)$$

Изучим графически случай выхода из резонанса вибрационной машины и поведение при этом маятника для случая изменения вынуждающей частоты при прежних значениях других параметров (рис. 2). При различной настройке маятника, обусловленной изменением его длины l , возможны три случая пересечения динамических характеристик машины и маятника (рис. 4).

Как видно из рисунка 4, устойчивость маятника возможна при малой его длине (случаи а и б). При $l=0,02$ м устойчивости уже не наблюдается.

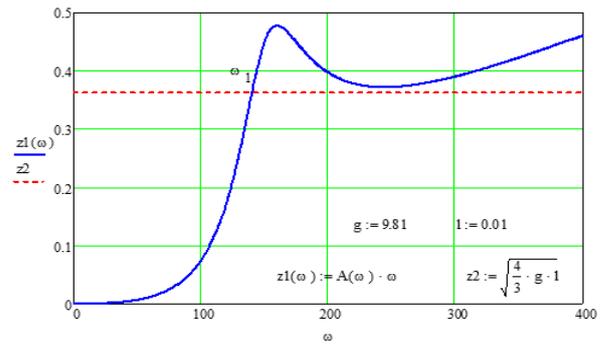
Представим, что маятник замыкает некоторую электрическую цепь, когда теряет устойчивость в верхнем положении. Это легко осуществить, если электрически изначально изолированные обойма и тело маятника (рис. 3) соединить с разными проводниками. При потере устойчивости, т. е. при сходе машины с резонансного режима, маятник сваливается вбок, контактирует с обоймой (эти положения маятника изображены на рисунке 3 пунктирной линией). При этом замыкается электрический контакт, запускающий систему автоматического возвращения машины в резонансный режим. С этих позиций наиболее целесообразна настройка маятника, отвечающая второму случаю (рис. 4б). В этом случае имеет ся некоторый диапазон частот

$$\omega_1 < \omega < \omega_2 \quad (17)$$

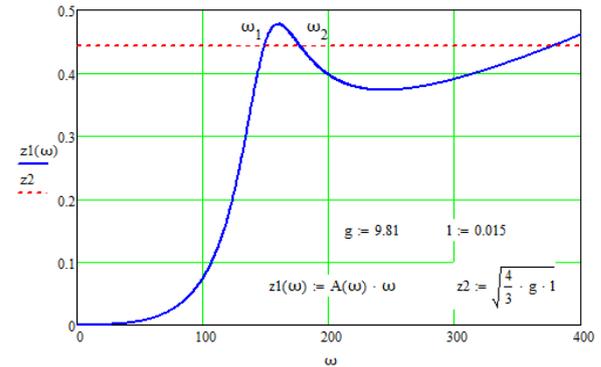
в котором маятник занимает верхнее положение. Система возвращения машины в резонансный режим срабатывает лишь при выходе вынуждающей частоты ω за пределы этого диапазона.

Диапазон (17) определяет зону нечувствительности системы маятника к смене режима колебаний. Она нужна для того, чтобы система не реагировала на малые случайные колебания частоты ω .

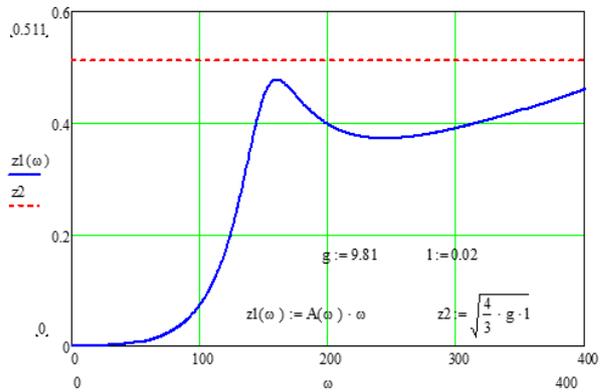
В заключение определим диаметр d обоймы, поскольку он определяет предельный угол φ_0 , с которого маятник может подняться в верхнее положение (рис. 3).



а



б



в

Рис. 4. Возможные случаи сопряжения характеристик машины и маятника:
а – устойчивость маятника в верхнем положении в резонансном и зарезонансном режимах;
б – устойчивость маятника в некоторой области вблизи резонанса и далеко зарезонансном режиме;
в – отсутствие устойчивости маятника

«Для заданных значений частоты ω и амплитуды A осцилляций подвеса, при которых выполнено условие (11), можно найти максимально допустимое значение среднего отклонения маятника от перевернутого положения φ_0 , в пределах которого маятник будет возвращаться в перевернутое положение. Для этого достаточно приравнять средний момент силы тяжести, стремящийся опрокинуть маятник, и средний момент силы инерции, стремящийся вернуть маятник в перевернутое положение» [16].

Для маятника-стержня получим результат $\varphi_0 = \arccos\left(-\frac{4gl}{3(A\omega)^2}\right)$.

Предельный диаметр обоймы находим из геометрических построений $d_{пр} = 2l \sin \varphi_0$.

Реальный размер диаметра d обоймы должен быть меньше $d_{пр}$.

Техническая реализация предлагаемой системы. На рисунке 5 представлена схема вибромашины, в которой может быть реализован предлагаемый способ ее удержания в резонансном режиме [18].

«Механическая система вибромашины состоит из рабочего органа вибромашины 3, связанного с основанием 4 посредством упругих элементов 5 и диссипативных элементов 6. Для возбуждения колебаний используется инерционный вибровозбудитель, выполненный в виде электродвигателя 1 с дебалансом 2, закрепленным на его оси 9. Электродвигатель 1 жестко закреплен на рабочем органе вибромашины 3 [18].

Устройство также содержит систему управления с обратной связью, включающую устройство для управления (УУ) в виде частотного преобразователя 7 питающего тока (следовательно, изменения угловой частоты вращения ротора электродвигателя 1 и частоты колебаний рабочего органа 3), датчик колебаний 8 (обращенный маятник с обоймой), установленный на рабочем органе 3 вибромашины, блок управления (БУ) 10, входы которого соединены с датчиком колебаний 8, а выход соединен с устройством 7 для управления частотой вращения электродвигателя 1. При этом блок управления 10 выполнен с возможностью обработки сигналов с датчика колебаний 8 и формирования сигнала управления частотой вращения электродвигателя [18]».

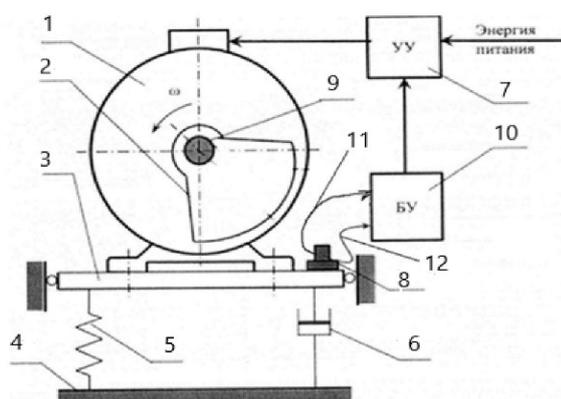


Рис. 5. Схематическое представление системы, реализующей способ автоматической настройки резонансных режимов колебаний технологической вибромашины

Электродвигатель подсоединен к внешнему источнику электрического тока через устройство управления 7.

Датчик колебаний 8 выполнен в виде обоймы и маятника Капицы, воспринимающего колебания рабочего органа 3 вибромашины. Маятник Капицы и обойма соединены проводниками 11 и 12 с блоком управления (БУ).

Система работает следующим образом. При настройке резонансных режимов колебаний вибрационной машины включают в работу асинхронный двигатель 1 с дебалансом 2 и блоком управления 10, длиной стержня маятника Капицы подбирают режим, при котором он находится в вертикальном положении, имея величину допустимых отклонений, не позволяющую ему касаться стенок обоймы. При изменении технологической нагрузки системы или нарушении каких-либо резонансных режимов ее работы, маятник Капицы теряет эффект вертикального положения и, наклоняясь на обойму, через контакт замыкает цепь, соединяющую ее с блоком управления (БУ) и устройством управления (УУ) 10, представляющим из себя частотный регулятор. Частотный регулятор увеличивает частоту питающего тока асинхронного двигателя, доводя ее до резонансной. Амплитуда колебаний основания маятника Капицы увеличивается, и он восстанавливает свое вертикальное положение, выходя из контакта с обоймой. Цепь размыкается, и вибромашина продолжает работу в резонансном режиме до следующего сбоя.

Выводы

1. Известен способ снижения энергозатрат вибрационных технологических машин, основанный на явлении резонанса. Однако из-за недостатков резонансных схем современных машин – низкой стабильности, сложности настройки – они не получили широкого распространения на производстве.
2. Предложена простая система удержания вибрационной технологической машины в резонансном режиме работы, основанная на использовании маятника Капицы в качестве датчика наличия резонанса в системе.
3. Рассмотрено сопряжение динамических характеристик вибрационной технологической машины и маятника, показаны пути настройки маятника как датчика для слежения за наличием резонансного режима.

Библиографический список

1. Антипов, В. И. Динамика резонансной транспортно-технологической машины / В. И. Антипов, И. В. Палашова. – Текст: непосредственный // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. – 2010. – № 3 (1). – С. 141-147.
2. Пановко, Г. Я. Некоторые аспекты моделирования динамики резонансных вибромашин / Г. Я. Пановко, А. Е. Шохин. – Текст: непосредственный // Вестник научно-технического развития. – 2014. – № 1 (77). – С. 25-36.

3. Быховский, И. И. Автоматизация резонансных вибромашин / И. И. Быховский, С. И. Попов. – Москва: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. – 47 с. – Текст: непосредственный.
4. Бауман, В. А. Вибрационные машины / В. А. Бауман, И. И. Быховский. – Москва: Высшая школа, 1977. – 255 с. – Текст: непосредственный.
5. Крестниковский, К. В. Сравнительный анализ алгоритмов настройки и поддержания резонансного режима работы вибрационных машин / К. В. Крестниковский, И. П. Лян, А. Е. Шохин. – Текст: непосредственный // *Mechanical Engineering and Engineering Education*. – 2022. – № 3-4. – С. 35-46.
6. Лян, И. П. Сравнительный анализ энергоэффективности использования вибрационных технологических машин в резонансных и зарезонансных режимах работы / И. П. Лян, Г. Я. Пановко, А. Е. Шохин. – Текст: непосредственный // *Обогащение руд*. – 2019. – № 6. – С. 42-49. – DOI 10.17580/or.2019.06.08.
7. Пановко, Г. Я. Динамика резонансных вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями / Г. Я. Пановко, А. Е. Шохин. – Ижевск: Институт компьютерных исследований. – 2020. – 168 с. – Текст: непосредственный.
8. Panovko G., Shokhin A., Eremykin S., Gorbunov A. (2015). Comparative analysis of two control algorithms of resonant oscillations of the vibration machine driven by an asynchronous AC motor. *Journal of Vibroengineering*. Vol. 17. Is. 4, p. 1903-1911.
9. Патент № 2572657 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/16. Способ автоматической настройки резонансных режимов колебаний вибрационной машины с приводом от асинхронного двигателя: № 2014140398/28, заявл. 07.10.2014(24): опубл. 20.01.2016 / Пановко Г. Я., Шохин А. Е., Бармина О. В., Горбунов А. А. – Текст: непосредственный.
10. Асташев, В. К. Системы возбуждения авторезонансных вибротехнических устройств / В. К. Асташев. – Текст: непосредственный // *Вестник научно-технического развития*. – 2007. – № 1. – С. 11-17. – EDN YATPFV.
11. Антипов, В. И. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин / В. И. Антипов, В. К. Асташев. – Текст: непосредственный // *Вестник научно-технического развития*. – 2008. – № 1 (5). – С. 12-21.
12. Капица, П. Л. Динамическая устойчивость маятника при колеблющейся точке подвеса / П. Л. Капица. – Текст: непосредственный // *ЖЭТФ*. – 1951. – Т. 21. – С. 588-597.
13. Капица, П. Л. Маятник с вибрирующим подвесом / П. Л. Капица. – Текст: непосредственный // *УФН*. – 1951. – № 7 (44). – С. 7-20.
14. Боголюбов, Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – Москва: Наука, 1974. – 503 с. – Текст: непосредственный.
15. Блехман, И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – Москва: Физматлит, 1994. – 400 с. – Текст: непосредственный.
16. Бутиков, Е. И. Стабилизация перевернутого маятника (60 лет маятнику Капицы) / Е. И. Бутиков. – Текст: непосредственный // *Компьютерные инструменты в образовании*. – 2010. – № 5. – С. 40-51. – EDN: NBRRKL.
17. Теоретическая и прикладная механика. Том II. Динамика / под редакцией П. Е. Товстика. – Санкт-Петербург: Изд-во С.-Петерб. ун-та, 2022. – 548 с. – Текст: непосредственный.
18. Патент № 2753983 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/16. Способ автоматической настройки резонансных режимов колебаний вибрационной машины с приводом от асинхронного двигателя: № 2020144325: заявл. 29.12.2020: опубл. 25.08.2021 / Федоренко И. Я., Штерновский А. В.; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный аграрный университет». – EDN JZVTXU. – Текст: непосредственный.

References

1. Antipov, V. I. Dinamika rezonansnoi transportno-tekhnologicheskoi mashiny / V. I. Antipov, I. V. Palashova // *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo*. – 2010. – No. 3 (1). – S. 141-147.
2. Panovko, G. Ia. Nekotorye aspekty modelirovaniia dinamiki rezonansnykh vibromashin / G. Ia. Panovko, A. E. Shokhin // *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiia*. – 2014. – No. 1 (77). – S. 25-36.
3. Bykhovskii, I. I. Avtomatizatsiia rezonansnykh vibromashin / I. I. Bykhovskii, S. I. Popov. – Moskva: TsNIITestroimash, 1972. – 47 s.
4. Bauman V. A. Vibratsionnye mashiny / V. A. Bauman, I. I. Bykhovskii. – Moskva: Vysshaia shkola, 1977. – 255 s.
5. Krestnikovskii K. V. Sravnitelnyi analiz algoritmov nastroiки i podderzhaniia rezonansnogo rezhima raboty vibratsionnykh mashin / K. V. Krestnikovskii, I. P. Lian, A. E. Shokhin // *Mechanical Engineering and Engineering Education*. – 2022. – No. 3-4. – S. 35-46.
6. Lian, I. P. Sravnitelnyi analiz energoeffektivnosti ispolzovaniia vibratsionnykh tekhnologicheskikh mashin v rezonansnykh i zarezonansnykh rezhimakh raboty / I. P. Lian, G. Ia. Panovko, A. E. Shokhin // *Obogashchenie rud*. – 2019. – No. 6. – S. 42-49. – DOI 10.17580/or.2019.06.08.
7. Panovko G.Ia. Dinamika rezonansnykh vibromashin s samosinkhroniziruiushchimis debalansnymi vibrovozbuditeliami / G. Ia. Panovko, A. E. Shokhin. – Izhevsk: Institut kompiuternykh issledovani, 2020. – 168 s.
8. Panovko G., Shokhin A., Eremykin S., Gorbunov A. (2015). Comparative analysis of two control algorithms of resonant oscillations of the vibration ma-

chine driven by an asynchronous AC motor. *Journal of Vibroengineering*. Vol. 17. Is. 4, p. 1903-1911.

9. Patent No. 2572657 C1 Rossiiskaia Federatsiia, MPK B06B 1/16. Sposob avtomaticheskoi nastroiки rezonansnykh rezhimov kolebanii vibratsionnoi mashiny s privodom ot asinkhronnogo dvigatelіa: No. 2014140398/28, zaiavl. 07.10.2014(24); opubl. 20.01.2016 /G. Ia. Panovko, A. E. Shokhin, O. V. Barmіna, A. A. Gorbunov.

10. Astashev, V. K. Sistemy возбuzhdeniia avtorezonansnykh vibrotekhnicheskikh ustroistv / V. K. Astashev // Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiia. – 2007. – No. 1. – S. 11-17.

11. Antipov, V. I. O printsipakh sozdaniia energosberegaiushchikh vibratsionnykh mashin / V. I. Antipov, V. K. Astashev // Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiia. – 2008. – No. 1 (5). – S. 12-21.

12. Kapitsa, P. L. Dinamicheskaiа ustoichivost maіatnika pri kolebliushcheisіa tochke podvesa / P. L. Kapitsa // ZhETF. – 1951. – T. 21. – S. 588-597.

13. Kapitsa, P. L. Maіatnik s vibriruiushchim podvesom / P. L. Kapitsa // UFN. – 1951. – No. 7 (44). – S. 7-20.

14. Bogoliubov, N. N. Asimptoticheskie metody v teorii nelineinykh kolebanii / N. N. Bogoliubov, lu. A. Mitropolskii. – Moskva: Nauka, 1974. – 503 s.

15. Blekhman, I. I. Vibratsionnaia mekhanika / I. I. Blekhman. – Moskva: Fizmatlit, 1994. – 400 s.

16. Butikov, E. I. Stabilizatsiia perevernutogo maіatnika (60 let maіatniku Kapitsy) / E. I. Butikov // Kompiuternye instrumenty v obrazovanii. – 2010. – No. 5. – S. 40-51. EDN: NBRRKL.

17. Teoreticheskaiа i prikladnaia mekhanika. Tom II. Dinamika / pod red. P. E. Tovstika. – Sankt-Peterburg: Izd-vo S.-Peterb. un-ta, 2022. – 548 s.

18. Patent No. 2753983 C1 Rossiiskaia Federatsiia, MPK B06B 1/16. Sposob avtomaticheskoi nastroiки rezonansnykh rezhimov kolebanii vibratsionnoi mashiny s privodom ot asinkhronnogo dvigatelіa: No. 2020144325; zaiavl. 29.12.2020; opubl. 25.08.2021 / I. Ia. Fedorenko, A. V. Shternovskii; zaiavitel Federalnoe gosudarstvennoe biudzhethoe obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshego obrazovaniia "Altayskii gosudarstvennyi agrarnyi universitet". – EDN JZVTXU.



УДК 631.41

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-230-12-83-88

**С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, З.Ф. Кривуца,
Е.С. Поликутина, Д.В. Ермаков
S.V. Shchitov, E.E. Kuznetsov,
Z.F. Krivutsa, E.S. Polikutina, D.V. Ermakov**

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЛЁСНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА ПРЕПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ

IMPROVING THE EFFICIENCY OF USING WHEELED MACHINE-TRACTOR UNITS IN PRE-SOWING TILLAGE

Ключевые слова: почва, машинно-тракторный агрегат, предпосевная обработка, эффективность использования, дисковая борона, зерновая культура, глубина обработки, влажность почвы, расход топлива, энергозатраты.

Повышение эффективности использования машинно-тракторных агрегатов (МТА) с колёсными энергетическими средствами на предпосевные обработки почвы в условиях Амурской области является актуальным, требующим современных инженерных подходов и внедрения новых технических решений. Объектом исследования выбран процесс подготовки почвы под посев дисковыми боронами с использованием колёсного МТА, в котором в качестве энергетического средства взят трактор класса 1, 4 и дисковая борона БДТ-3. В качестве сравнения взята дисковая борона с устройством для корректировки сцепного веса и регулирования вертикальной нагрузки на рабочий орган бороны. В результате проведенных исследований уста-

новлено, что использование предлагаемого устройства позволяет: за счёт изменения вертикальной нагрузки на рабочий орган увеличивать глубину обработки на 45-60% в зависимости от физико-механических свойств почвы; улучшить выравненность поверхности поля, за счёт увеличения вертикальной нагрузки, передаваемой на рабочий орган и уменьшением его вертикальных колебаний; снизить комковатость и глыбистость почвы (установлено, что при работе устройства, с целью догрузки секций бороны, произошло перераспределения массы между звеньями МТА: на передние секции бороны повысилась с 1080 до 2215 кг; на задние секции бороны понизилась с 643 до 536 кг); повысить производительность в час основного рабочего времени на 14,9% и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 8,1% по сравнению с серийным МТА; снизить энергозатраты на 43,83 МДж/га по сравнению с серийным вариантом. Использование догружающе-распределяющего устройства в конструкции МТА позволяет изменять нагрузку на рабочий орган дисковой