

УДК 621.86

К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ДЛЯ ДОРОЖНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ КАТКОВ

М.К Шушубаева¹, В.В Михеев², С.В Савельев¹

¹ФГБОУ ВО «СиБАДИ», г. Омск, Россия;

²ФГБОУ ВО «ОмГТУ», г. Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассматривается актуальность тематики использования вибрационных катков в области дорожного строительства. Выявлены недостатки существующих вибровозбудителей дебалансного типа. С целью устранения недостатков предлагается новая конструкция вибровозбудителя кривошипно-шатунного типа. Конструкция является новым шагом в развитии генераторов колебаний направленного действия, использование которых в дорожной технике позволит повысить ее производительность и эффективность. Рассматриваются основные положения, позволяющие рассчитать энергоэффективность и параметры колебаний нового вибровозбудителя. Приведены результаты расчётов и зависимость показателя затрачиваемой мощности за весь период колебательного движения. В статье предлагается новый принцип конструирования периодических генераторов направленного силового воздействия. Представлена схема конструкции и её кинематическая схема. Результатом представленных в статье исследований является повышение энергоэффективности использования вибрационных катков в дорожном строительстве.

Материалы и методы. Представлена новая конструкция вибровозбудителя, выявлен характер зависимости направления вынуждающей силы от времени относительно обрабатываемой поверхности.

Результаты. Повышение энергоэффективности обработки строительных материалов вибрационными дорожными катками.

Обсуждения и заключение. Предложенное техническое решение является новым шагом в развитии генераторов колебаний направленного действия и их использовании в дорожной технике, что позволит повысить её производительность и эффективность обработки дорожно-строительных материалов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: энергоэффективность, вибровозбудитель, вибрация, вынуждающая сила, конструкция, дорожно-строительные материалы.

ВВЕДЕНИЕ

Эффективность работы любого дорожного катка напрямую зависит от правильно подобранных его конструктивных и режимных параметров, выбор которых обусловлен свойствами уплотняемых материалов. При этом многообразие различных типов дорожно-строительных материалов и их свойств привело к появлению широкой номенклатуры уплотняющей техники. У различных материалов процесс деформации протекает по-разному и требует приложения различных видов циклических нагрузок. Эффективность процесса уплотнения зависит прежде всего от соответствия тех или иных параметров машины определённым свойствам материала, меняющимся в процессе деформирования.

Наиболее эффективными уплотняющими машинами в настоящее время являются вибрационные катки. Многие мировые производители, такие как BOMAG, HAMM, CATERPILLAR и др. делают упор именно на них, так как вибрационные процессы уплотнения материалов протекают значительно интенсивнее статической укатки. Для обеспечения вибрационных режимов работы наиболее часто используются генераторы колебаний (вибровозбудители) дебалансного типа, которые создают круговые колебания. Следует отметить, что данный тип вибровозбудителей не является энергоэффективным, в силу того что энергия колебаний в нём направлена «во все стороны», тогда как она должна быть направлена только в сторону обрабатываемого материала. Частично

эта проблема решена вибровозбудителями направленного действия, которые состоят из двух дебалансных вибровозбудителей, имеющих одинаковые дебалансы, вращающиеся с одинаковой частотой «навстречу» друг другу. В этом случае эффективность использования колебаний увеличивается, но остаётся существенная проблема, когда вибрация в одной части полупериода направлена в сторону материала, а в другую его часть она в обратном от материала направлении, т.е. энергия тратится вхолостую. Предлагается решить эту проблему созданием вибровозбудителя кривошипно-шатунного типа.

В статье представлена конструкция перспективного генератора вынуждающей силы с направленной силой инерции (см. рисунок 1, 2) [7], реализованная в виде модифицированного дебалансного вибровозбудителя кривошипно-шатунного типа. Данная конструкция содержит корпус 1, кривошип 2, две оси – подвижную 3 и неподвижную 4, шатун-коромысло 5 с возможностью закрепления на его конце дебаланса 6, связанного с кривошипом при помощи втулки 7, установленной с возможностью вращения.

Рабочий режим устройства осуществляется следующим образом. Вращение кривошипа 2 на подвижной оси 3 посредством шатуна-коромысла 5 передается установленному на нем дебалансу 6, осуществляющему маятниковые вращательные колебания вокруг оси 4. При этом шатун-коромысло 5 скользит относительно подвижной втулки 7, вращающейся вокруг оси, перпендикулярной поверхности кривошипа 2.

При равномерном вращении кривошипа с угловой скоростью ω угол отклонения коромысла-шатуна с закрепленным на нем дебалансом от вертикальной оси ψ определится как

$$\begin{aligned}\psi &= \arctan\left(\frac{R \cos(\omega t)}{R \sin(\omega t) + h}\right) = \arctan\left(\frac{\varepsilon \cos(\omega t)}{\varepsilon \sin(\omega t) + 1}\right), \\ &\sin(\psi) = 1\end{aligned}\quad (1)$$

где R – радиус вращения втулки кривошипа;
 h – расстояние между центрами осей 3 и 4;

$$\varepsilon = R / h, \quad (2)$$

тогда центростремительное ускорение, определяющее силу инерции, может быть вычислено как

$$a_n = r\omega^2 \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2}, \quad (3)$$

где r – радиус вращения центра масс системы «коромысло-дебаланс» m относительно оси 4.

Для дальнейших вычислений силы инерции примем следующие допущения относительно конструктивных элементов устройства:

1) Массу кривошипа 2 и втулки 7 считаем малой настолько, что силой инерции, порождаемой вращением этой системы вокруг оси 3, можно пренебречь.

2) Трение при относительном движении элементов конструкции пренебрежимо мало.

Соответствующая сила инерции, генерируемая устройством и приложенная к оси качения кривошипа 4 посредством реакции шатуна 5, будучи направленной вдоль его оси, есть

$$\begin{aligned}F(\omega t, \varepsilon) &= mr\dot{\psi}^2 = \\ &= mr\omega^2 \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2}, \quad (4)\end{aligned}$$

а ее проекция на вертикальную ось, положительное направление которой соответствует направлению от центра оси 3 к центру оси 4, определится как

$$\begin{aligned}F_y(\omega t, \varepsilon) &= mr\dot{\psi}^2 \cos \psi = \\ &= mr\omega^2 \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2}; \\ \cos\left(\arctan\left(\frac{\varepsilon \cos \omega t}{\varepsilon \sin \omega t + 1}\right)\right) &= \\ &= mr\omega^2 \Phi_y(\omega t, \varepsilon), \quad (5)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Phi_y(\omega t, \varepsilon) &= \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2} \cdot \\ \cos\left(\arctan\left(\frac{\varepsilon \cos \omega t}{\varepsilon \sin \omega t + 1}\right)\right) &\end{aligned}\quad (6)$$

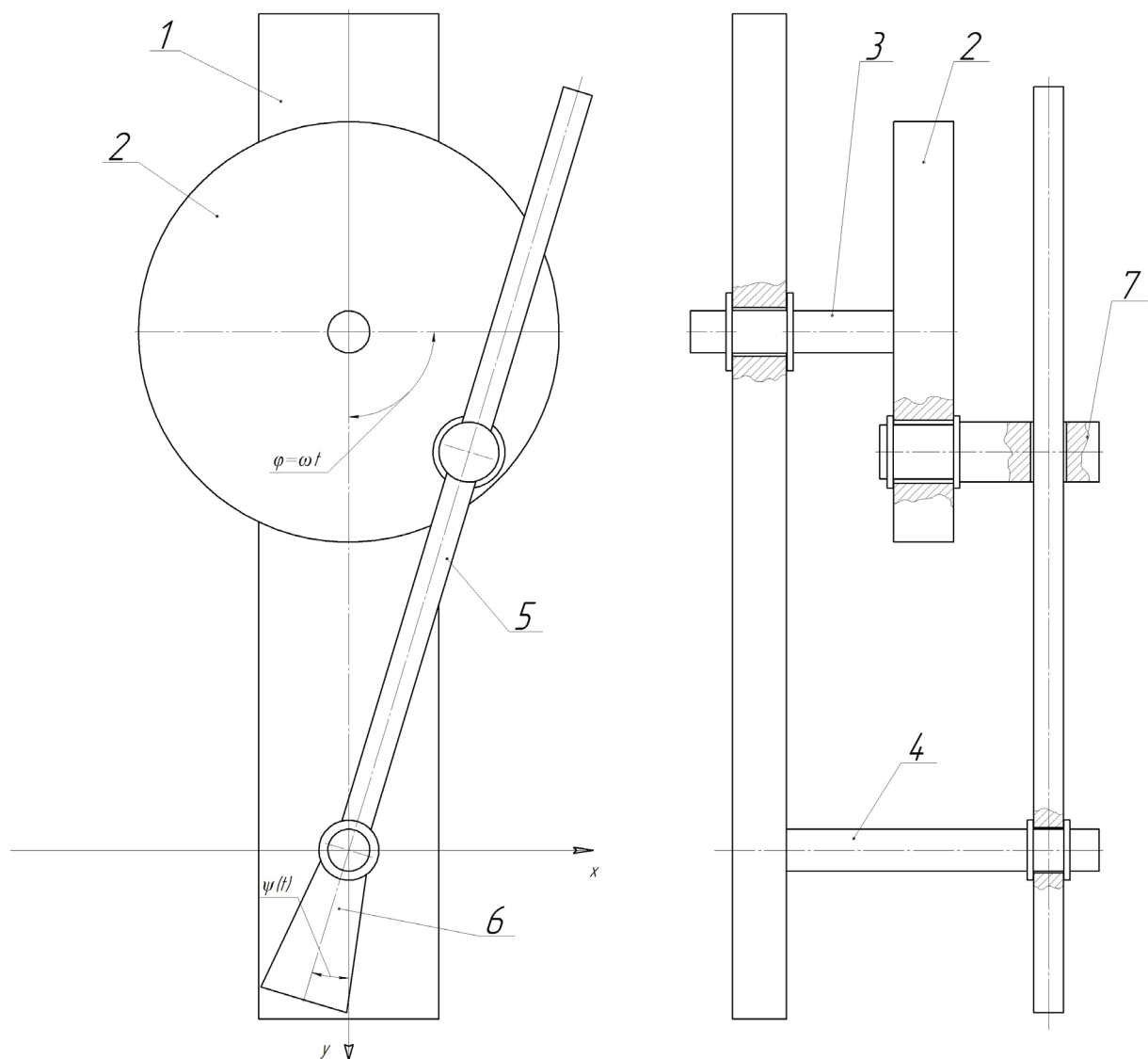


Рисунок 1 – Вибровозбудитель с направленной силой инерции
 Figure1 – Vibration exciter with directional inertia force

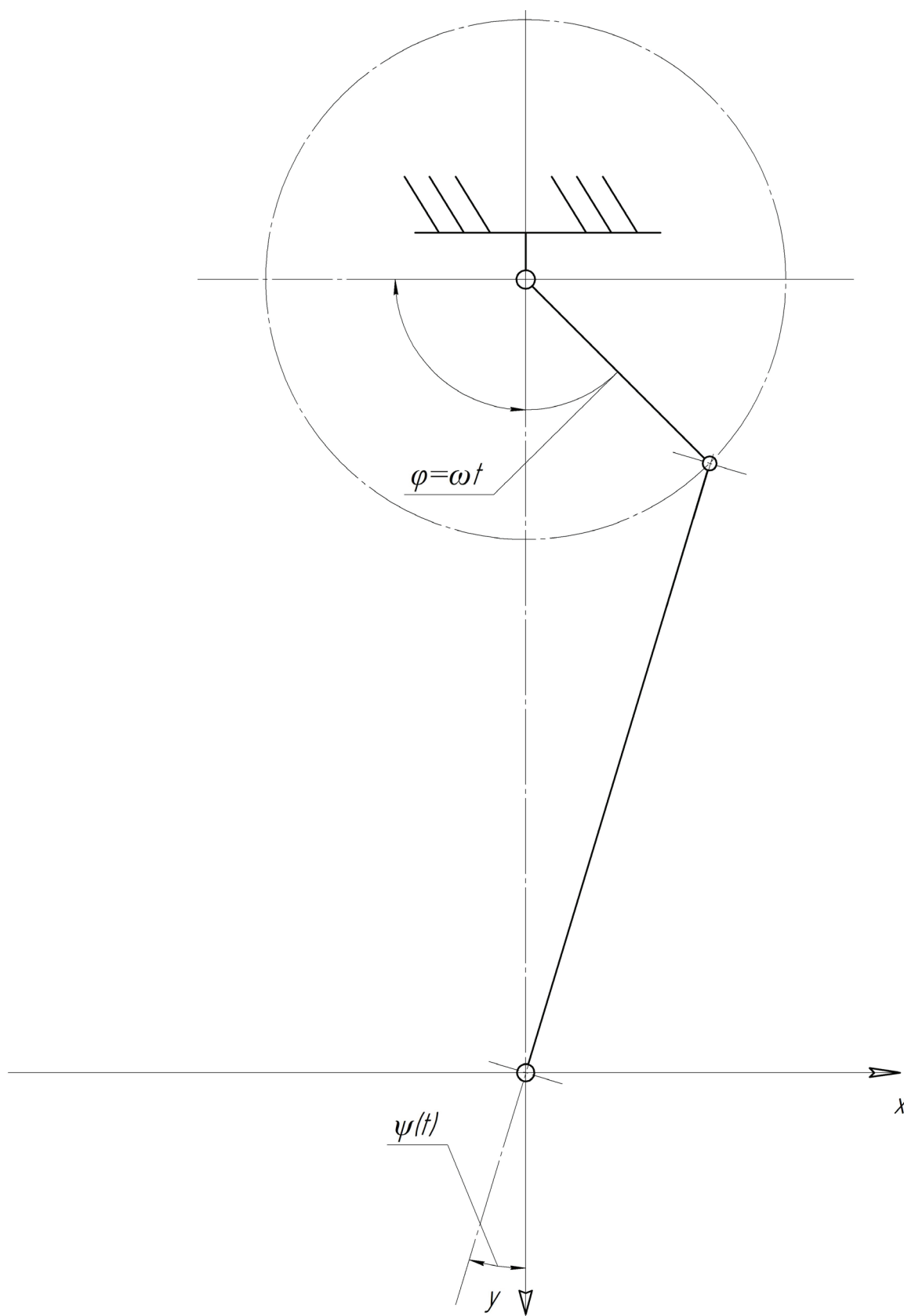


Рисунок 2 – Кинематическая схема вибровозбудителя с направленной силой инерции
Figure 2 – Kinematic scheme of the exciter with directional inertia force

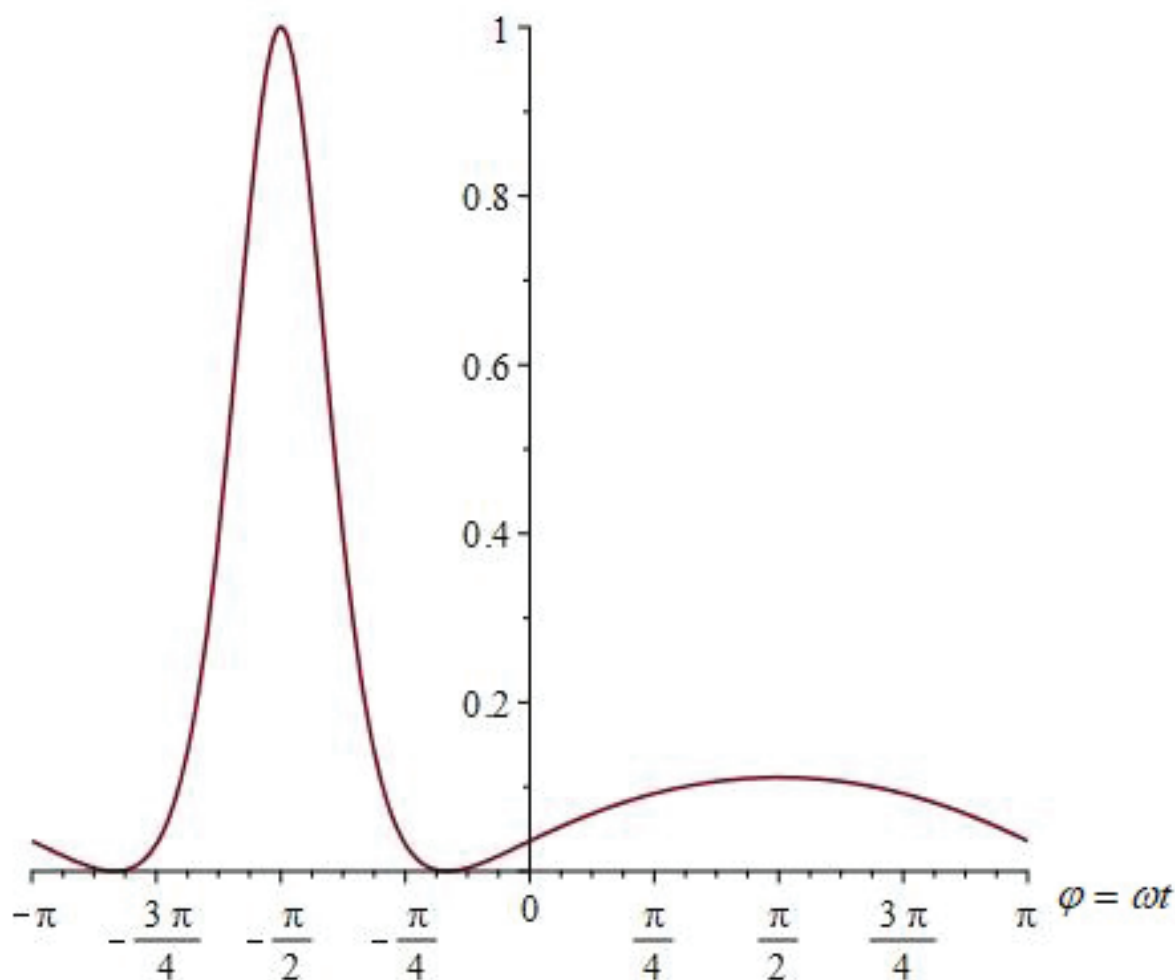


Рисунок 3 – Зависимость функции $\Phi_y(\omega t, \varepsilon)$, определяющей величину силы инерции $F_y(\omega t, \varepsilon)$ от угла поворота кривошипа ($\varepsilon = 1/2$)

Figure 3 – Dependence of function $\Phi_y(\omega t, \varepsilon)$ determining the y-component of inertia force $F_y(\omega t, \varepsilon)$ on angular coordinate of crank rotation ($\varepsilon = 1/2$) $\varphi = \omega t$

Сила, генерируемая устройством, возникает как сила инерции дебаланса 6, прикладываемая к оси 4, неподвижно закрепленной на основании 1 в результате маятниковых колебаний коромысла с установленным на нем дебалансом. График $\Phi_y(\omega t, \varepsilon)$, определяющий величину силы инерции $F_y(\omega t, \varepsilon)$, от времени на одном периоде вращения кривошипа изображен на рис. 4. Анализ зависимости на рис. 4 и формулы (5) показывают, что сила имеет выраженный направленный характер и величина силы не принимает отрицательных значений, так что энергия, сообщаемая устройству для возбуждения колебаний шатуна-коромысла, не расходуется на генерирование колебаний в направлении, противоположном требуемому.

Отсутствие у силы инерции на оси 4 составляющей, направленной вверх, является отличительной особенностью заявляемой конструкции, позволяющей повысить энергоэффективность процесса генерирования направленных колебаний и уменьшить высокие механические напряжения в элементах конструкции, характерные для традиционных вибровозбудителей кривошипно-шатунного типа.

Эффективность работы устройства можно определить, оценив величину мощности, затрачиваемой на генерирование силы инерции в направлении, ортогональном направлению преимущественной ориентации силы инерции. Аналогично формулам (5) и (6) можно получить выражения

$$\begin{aligned}
 F_x(\omega t, \varepsilon) &= mr\dot{\psi}^2 \sin \psi = \\
 &= mr\omega^2 \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2} \cdot \\
 &\sin \left(\arctan \left(\frac{\varepsilon \cos \omega t}{\varepsilon \sin \omega t + 1} \right) \right) = \\
 &= mr\omega^2 \Phi_x(\omega t, \varepsilon), \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Phi_x(\omega t, \varepsilon) &= \frac{\varepsilon^2 (\sin \omega t + \varepsilon)^2}{(1 + 2\varepsilon \sin \omega t + \varepsilon^2)^2}, \\
 &\sin \left(\arctan \left(\frac{\varepsilon \cos \omega t}{\varepsilon \sin \omega t + 1} \right) \right) \quad (8)
 \end{aligned}$$

Рисунок 4 демонстрирует график зависимости $\Phi_x(\omega t, \varepsilon)$ от фазы вращения кривошипа на одном периоде. Видно, что осцилляции горизонтальной компоненты силы также имеют удвоенную частоту по сравнению с частотой вращения кривошипа, что открывает перспективы использования предлагаемого устройства в конструкциях осцилляторных вальцов.

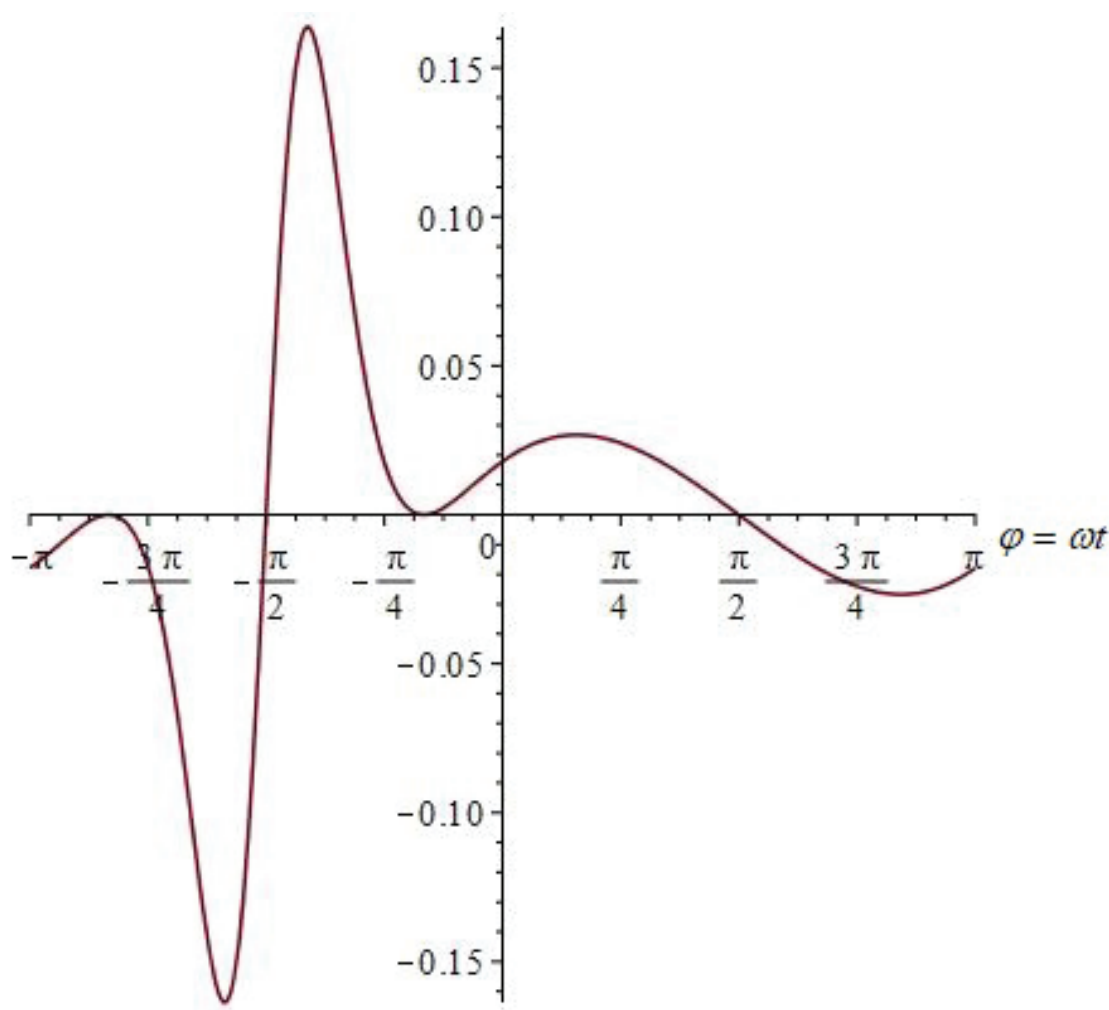


Рисунок 4 – Зависимость функции $\Phi_x(\omega t, \varepsilon)$ от угла поворота на одном периоде вращения кривошипа $\omega t \in [-\pi, \pi]$, $\varepsilon = 1/2$

Figure 4 – Dependence of function $\Phi_x(\omega t, \varepsilon)$ determining the x-component of inertia force $F_x(\omega t, \varepsilon)$ on angular coordinate of crank rotation, $\varepsilon = 1/2$

Средняя за период мощность может быть определена как среднеквадратичное значение кинетической энергии колебаний, генерируемых в направлении соответствующих осей за один период колебаний

$$\begin{aligned} \langle E_k^2 \rangle &= \frac{1}{4T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} (mr^2 (\dot{\psi}(\varphi, \varepsilon))^2) d\varphi = \\ &= \frac{m^2 r^4}{4T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} ((\Phi_y(\omega t, \varepsilon))^2 + (\Phi_x(\omega t, \varepsilon))^2) d\varphi = \\ &= \langle E_k^2 \rangle_y + \langle E_k^2 \rangle_x. \end{aligned}$$

Для параметра $\varepsilon = 1/2$, например, отно-

шение $\alpha = \sqrt{\frac{\langle E_k^2 \rangle_y}{\langle E_k^2 \rangle_x}}$, показывающее распределение кинетической энергии для колебаний, генерируемых вдоль различных осей, принимает значение $\alpha = 5,161$, что характеризует высокую степень направленности передачи энергии колебаний генератора.

Традиционные генераторы, в которых направленная вдоль оси сила возбуждается вращением несбалансированной массы, демонстрируют равномерное распределение кинетической энергии по колебаниям вдоль различных пар ортогональных осей. Для них

отношение $\alpha = \sqrt{\frac{\langle E_k^2 \rangle_y}{\langle E_k^2 \rangle_x}} = 1$. Это позволяет оценить долю энергии, затраченной на возбуждение колебаний в заданном направлении. В случае традиционных возбудителей эта величина равна $1/4$, в случае предложенной конструкции возбудителя доля энергии направленных колебаний зависит от параметра ε и для рассматриваемой ситуации составляет 0,982. Тем самым предложенная конструкция демонстрирует беспрецедентное повышение эффективности преобразования мощности привода вибровозбудителя в энергию направленных механических колебаний.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование предложенной конструкции вибровозбудителя и его правильный расчёт позволит повысить энергоэффективность работы вибрационных катков при уплотнении технологических слоёв автомобильных дорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Варганов С.А., Андреев Г.С., Марков П.И. и др. Машины для уплотнения грунтов и дорожно – строительных материалов. М. : Машиностроение, 1981. 240 с.
2. Пермяков В. Б., Иванов В. И., Мельник С. В. [и др.] Транспортно-технологические машины и комплексы (производственная и технологическая эксплуатация) : учебное пособие ; под общ. ред. В. Б. Пермякова. Омск : Изд-во СибАДИ, 2007. 440 с.
3. Хархута Н.Я. [и др.] Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет : учебник для ВУЗов / 2-е изд., доп. и перераб. Л. : Машиностроение, 1976. 472 с.
4. Дубровин А. Е. Определение эффективных частот колебаний рабочего органа виброуплотнителя // Исследования параметров и расчеты дорожно-строительных машин. Саратов, 1972, вып. 52. С. 40 – 43.
5. Пермяков В.Б., Захаренко А.В., Савельев С.В. Обоснование выбора параметров вибрационных катков // Изв. вузов. Строительство. 2003. № 2. С. 100 – 103.
6. Попов Г.Н., Хархута Н.Я. Выбор параметров прицепных вибрационных катков // Строительные и дорожные машины. 1972. № 1.
7. Савельев С.В., Михеев В.В. Исследования напряжённо-деформированного состояния упруго-вязкой среды при вибрационном нагружении // Вестник СибАДИ. 2012. № 3 (25). С. 83 – 87.
8. Бируля А.К. Уплотнение четырехфазного грунта. Харьков : Харьк. автомоб.-дорож.ин-т, 1953. Вып. 10. С.18 – 21.
9. Савельев С.В., Михеев В.В., Белодед А.С. Математическая модель процесса динамического деформирования уплотняемой упруго вязкой пластичной среды // Вестник СибАДИ. Омск : СибАДИ, 2016.
10. Савельев С.В., Михеев В.В. Исследования деформирования упруговязкой среды при ударном нагружении // Вестник СибАДИ. Омск : СибАДИ, № 4 (26). 2012. С. 100 – 103.
11. Савельев С.В., Милушенко С.А., Лашко А.Г. Модель взаимодействия рабочего органа вибрационного катка с уплотняемой средой // Механизация строительства. М. : 2013. № 1 (823). С. 24 – 28.
12. Kopf, Fritz. Modelling and simulation of heavy tamping dynamic response of the ground / Fritz Kopf, Ivan Paulmichl, Dietmar Adam // From Research to Design in European Practice, Bratislava, Slovak Republic, on June 2-4, 2010 [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://publik.tuwien.ac.at/files/PubDat_186214.pdf
13. Пермяков В.Б. Совершенствование теории, методов расчёта и конструкций машин для уплотнения асфальтобетонных смесей : дис. ... д-ра техн. Наук. Омск : СибАДИ, 1990. 485 с.
14. Michael C. Mc Vay, Evaluating thick lift limerock-base course SR-826: Report, Draft Final Report April 2005. – Miami Florida, 2005. 92 p.
15. Овчинников П.Ф. К теории вибрационных машин с учётом влияния обрабатываемой среды // Прикладная механика. 1965.
16. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле ; под ред. Э. И. Григорюка; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука.
17. Кулачковый вибрационный валец // Патент № 166447 на полезную модель РФ, МПК: E01C19/28. / Савельев С. В., Михеев В. В.; Дубков В. В., Серебренников В.С. заявитель и патентообладатель ФБГОУ ВПО «СибАДИ». заявка № 2016125080; заявл. 22.06.2016; опуб. 27.11.2016 г.
18. Осцилляторно-вибрационный валец дорожного катка // Патент № 160645 на полезную модель Российская Федерация, МПК: E01 C 19/28, 19/28. / Савельев С. В., Михеев В. В.; Дубков В. В., Серебренников В.С. заявитель и патентообладатель ФБГОУ ВПО «СибАДИ». заявка № 2015141193; заявл. 28.09.2015; опуб 02.03.2016 г.

19. Валец дорожного катка // Патент № 2552364 на изобретение РФ, МПК: E01 C 19/28, 19./28. / Савельев С. В., Демиденко А. И., Михеев В. В.; заявитель и патентообладатель Сибирская гос. Автомобильно-дорожная академия. заявка № 2013107580; заявл. 20.02.2013; опуб 16.05.2014 г.

20. Дорожный каток // Патент № 162483 на полезную модель РФ, МПК: E01C19/28. / Савельев С. В., Михеев В. В., Потеряев И.К., Белодед А.С. заявитель и патентообладатель ФБГОУ ВПО «ОмГТУ». заявка № 2015157015; заявл. 29.12.2015; опуб 24.05.2016 г.

TO THE QUESTION OF VIBRO-EXCITER'S ENERGY EFFICIENCY INCREASING FOR VIBRATING COMPACTORS IN THE SPHERE OF ROAD CONSTRUCTION

M.K.Shushubaeva, V.V Miheev, S.V Savelev

ABSTRACT

Introduction. The article considers the relevance of the subject of using vibratory compactors in the road construction field. Moreover, the shortcomings of existing unbalance exciters are revealed. In order to eliminate the drawbacks, we propose a new design of a crank-rod type vibration exciter. Therefore, the design is a new step in the development of directional oscillators, the use of which in road engineering would increase its productivity and efficiency. The main provisions, which allow to calculate energy efficiency and vibration parameters of a new exciter, are considered. The results of calculations and the dependence of the power exponent for the entire period of oscillatory motion are presented. The article proposes a new principle of designing periodic generators of directed force action. The scheme of the construction and its kinematic scheme are presented. The result of the research is to increase the energy efficiency of using vibrating compactors in road construction.

Material and methods. A new design of a vibration exciter is presented, the dependence character of the direction of the driving force on time relative to the treated surface is revealed.

Results. Increase energy efficiency of the building materials' processing by vibrating road rollers are given.

Discussion and conclusion. As can be seen, the proposed technical solution is a new step in the development of oscillators of directional action and their usage in road engineering, which would improve its productivity and efficiency of processing road building materials.

KEYWORDS: Energy efficiency vibro-exciter, vibration, forcing power, construction, road construction materials.

REFERENCES

1. Varganov S.A., Andreev G., Markov And P. Mashiny dlja uplotnenija gruntov i dorozhno – stroitel'nyh materialov [Machines for compaction of soils and road construction materials]. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 240 p.

2. Permjakov V.B., Ivanov V.I., Miller S.V. Transportno-tehnologicheskie mashiny i komplekсы (proizvodstvennaja i tehnologicheskaja jekspluatacija) [Transport-technological machines and complexes (production and operation)]. Omsk, Publishing house SibADI, 2007. 440 p.

3. Haruta N.I. Dorozhnye mashiny. Teorija, konstrukcija i raschet [Road machines. Theory, design and calculation: a textbook for high schools]. L. Engineering, 1976. 472 p.

4. Dubrovin A. E. Opredelenie jeffektivnyh chastot kolebanij rabocheho organa vibrouplotnitelja [Defining the effective frequency of oscillation of the working body of vibroplates]. Issledovanija parametrov i raschety dorozhno-stroitel'nyh mashin. Saratov, 1972. Vol. 52. pp. 40 – 43.

5. Permyakov V.B., Zakharenko A.V., Savel'ev S.V. Obosnovanie vybora parametrov vibracionnyh katkov [Justification of the choice of parameters of vibrating rollers]. Izv. vuzov. Stroitel'stvo, 2003, no. 2. pp. 100 – 103.

6. Popov G.N., Haruta N.I. Vybór parametrov pricepnyh vibracionnyh katkov [The choice of parameters towed vibrating rollers]. Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 1972. no. 1.

7. Saveliev S.V., Mikheev V.V. Issledovanija naprazhjonno-deformirovannogo sostojanija uprugovjazkoj sredy pri vibracionnom nagruženii [Studies of the stress-strain state of elastic-viscous fluid under vibration loading]. Vestnik SibADI, 2012, no. 3 (25), pp. 83 – 87.

8. Birula A. K. Seal four-phase soil/A. Birula//Tr./Khark. automobile.-dorozh.in-t.-Kharkov,1953.-Vol.10.-S. 18-21

9. Savel'ev S.V., Mikheev V.V. Beloded, A.S. Matematicheskaja model' processa dinamicheskogo deformirovanija uplotnjaemoj uprugovjazkoj plastichnoj sredy [Mathematical model of the process of dynamic deformation of the sealing elastic viscous plastic medium]. Vestnik SibADI. Omsk, SibADI, 2016.

10. Savel'ev S.V., Mikheev V.V. Issledovanija deformirovanija uprugovjazkoj sredy pri udarnom nagruženii [Research of deformation prugovecki medium under impact loading]. Vestnik SibADI. Omsk, SibADI, no. 4 (26), 2012, pp. 100 – 103.

11. Savel'ev S.V., Malyshenko S. A., Lashko A. G. Model' vzaimodejstvija rabocheho organa vibracionnogo katka s uplotnjaemoj sredoj [The Model of interaction of working body of the compactor with the sealing environment]. Mehanizacija stroitel'stva. Moscow, 2013, no. 1 (823), pp. 24 – 28.

12. Kopf, Fritz. Modelling and simulation of heavy tamping dynamic response of the ground / Fritz Kopf, Ivan Paulmichl, Dietmar Adam // From Research to Design in European

