

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ

✉ Шукин С.Г., Головатюк В.А.

Новосибирский государственный аграрный университет

Новосибирск, Россия

✉ e-mail: Shykin.sergei@mail.ru

В настоящий момент вибровозбудители, отличающиеся разным исполнением, широко применяют для осуществления всевозможных технологических операций. Использование вибрации позволяет снизить трудоемкость и уменьшить себестоимость производственных затрат. В данном исследовании представлены результаты изучения механизма возбуждения вибрационных колебаний, из которого очевидно, что на величину мощности вибровозбудителя влияют размеры корпуса, бегуна и принятый эксцентриситет. Приведены результаты по величине корпуса, эксцентриситета и величины неуравновешенной массы – бегуна, – перемещающегося по внутренней поверхности цилиндрического корпуса и возбуждающего при перемещении вибрационные колебания. Определена максимальная мощность вибровозбудителя, зависящая от того, будет ли бегун прижиматься центробежной силой к цилиндрической внешней поверхности вибровозбудителя на протяжении всей длины поверхности. Если бегун центробежной силой не сможет быть прижат к цилиндрической поверхности вибровозбудителя, то на рабочих скоростях вала отбора мощности (750 и 1000 об./мин) будут участки поверхности, по которым бегун будет прижат к поверхности и оказывать вибрационные колебания. На остальной поверхности бегун станет скользить мимо цилиндрической поверхности, вызывая стук, и не будет возбуждать вибрационные колебания. Определены участки поверхности, где бегун не будет возбуждать вибрационных колебаний. Стук относится к вибрационным колебаниям бегуна. Он возникает у бегуна, не набравшего максимальной скорости и поэтому не прижатого к корпусу цилиндрической формы. Передача энергии вибрации на корпус вибровозбудителя происходит от энергии бегуна. Бегун, касаясь корпуса, испытывает воздействие инерционных сил на корпус и возбуждает внешние силы, передающие энергию вибрации на вибровозбудитель.

Ключевые слова: глубокорыхлитель, вибровозбудитель, вибрация, амплитуда, рабочие скорости, вал отбора мощности

ON THE QUESTION OF DETERMINING THE VIBRATION EXCITER POWER

✉ Shchukin S.G., Golovatyuk V.A.

Novosibirsk State Agrarian University

Novosibirsk, Russia

✉ e-mail: Shykin.sergei@mail.ru

At the moment, vibration exciters of different designs are widely used for all kinds of technological operations. The use of vibration makes it possible to reduce labor intensity and the cost price of manufacturing costs. This paper presents the results of a study of the mechanism of excitation of vibrational motion, from which it is obvious that the size of the body, the runner and the adopted eccentricity affect the value of the power of the vibration exciter. The results on the size of the body, the eccentricity and the value of the unbalanced mass - a runner - moving on the inner surface of the cylindrical body and exciting vibration oscillations during movement are presented. The maximum power of the vibration exciter, depending on whether the runner will be pressed by centrifugal force to the cylindrical outer surface of the vibration exciter over the entire length of the surface, is determined. If the runner cannot be pressed to the cylindrical surface of the vibrator by centrifugal force, then at the working speeds of the PTO (750 and 1000 rpm) there will be areas of the surface where the runner will be pressed against the surface and exert vibratory oscillations. On the remaining surface, the runner will slip past the cylindrical surface, causing a knock, and will not excite vibratory oscillations. The surface areas where the runner will not excite vibratory oscillations were determined. The knock refers to the vibratory oscillations of the runner. The knocking occurs

in a runner who has not gained maximum speed and therefore is not pressed against a cylindrical shaped body. Transmission of vibration energy to the vibrator body comes from the energy of the runner. The runner, touching the hull, experiences the impact of inertial forces on the hull. The runner excites external forces that transfer vibration energy to the vibration exciter.

Keywords: deep loader, vibration exciter, vibration, amplitude, operating speeds, power take-off shaft

Для цитирования: Шчук С.Г., Головатюк В.А. К вопросу определения мощности вибровозбудителя // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. 2022. Т. 52. № 1. С. 81–89. <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-1-9>

For citation: Shchukin S.G., Golovatyuk V.A. On the question of determining the vibration exciter power. *Sibirskii vestnik sel'skokhozyaistvennoi nauki* = *Siberian Herald of Agricultural Science*, 2022, vol. 52, no. 1, pp. 81–89. <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-1-9>

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время вибровозбудители разного исполнения широко используют для возбуждения механических колебаний, которые применяют для выполнения разнообразных технологических операций. При этом создают специальные вибрационные машины, в которых энергию от вибровозбудителя передают непосредственно на рабочий орган, использующий вибрацию (в частности, в сельском хозяйстве) для разрушения различных уплотненных ходовыми системами машин почв, безотвальной глубокой обработки почвы, пахоты. Применение вибрации позволяет значительно повышать производительность труда, снижать трудоемкость и себестоимость производства выполняемых работ. Вибровозбудители, возбуждающие механические колебания рабочих органов машин, весьма широко распространены во многих областях народного хозяйства и в быту.

Высокие возможности для использования вибровозбудителей появятся, когда удастся создать конструкции с максимальной мощностью, перенастройкой частот и амплитуд механических колебаний. Важным значением для вибрационных машин является изменение мощности вибровозбудителя, которое позволяет изменять амплитуду механиче-

ских колебаний и соответственно амплитуду колебаний рабочих органов, действующих на пласт почвы, разрушая монолитное строение антропогенно уплотненной почвы после проходов тяжелых машин, которые оказывают воздействие на подпочвенные горизонты ходовыми системами¹ [1–6].

Возбуждение механических колебаний представляет собой процесс преобразования энергии источника в вибрационные колебания. По мнению И.Н. Петрягина [7], повысить мощность вибровозбудителя возможно смещением ротора от центра корпуса. Теоретически и экспериментально И.Н. Петрягиным обосновано, что увеличение смещения ротора относительно центра корпуса позволяет увеличить максимальную мощность вибровозбудителя. Данное утверждение доказано на практике путем определения мощности вибровозбудителя на обкаточно-тормозном стенде. Экспериментальные значения мощности вибровозбудителя точно укладывались на расчетную характеристику, поэтому длительное время считалось, что выведенные И.Н. Петрягиным теоретические и расчетные значения [7], экспериментальные зависимости безупречны и применимы для разработки вибровозбудителей других конструкций². Нами был изготовлен вибровозбудитель с расчетными значениями

¹Трофимов И.В. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибрационного культиватора для предпосевной обработки почвы: дис... канд. техн. наук. Оренбург, 2018. 116.

²Пат. № 2578745, В06В1/16 (Российская Федерация). Вибровозбудитель / С.Г. Шчук, В.В. Альт, М.А. Нагайка, В.А. Вальков. Заявл. 15.12.2014; опубл. 27.03.2016. Бюл. № 9.

И.Н. Петрягина, в котором обнаружилось ударные нагрузки внутри корпуса, о которых в работе³ не было сообщено.

Происходил процесс возникновения ударных нагрузок от детали цилиндрической формы, называемой бегуном, при движении его по внутренней цилиндрической поверхности корпуса под воздействием ротора, центр вращения которого смещен от центра корпуса на величину эксцентриситета.

Привод вибровозбудителя осуществлялся от гидравлического мотора ГМШ-50, штатно установленного в Т-150К, приводимого в действие от гидравлического мотора штатного привода гидравлическим насосом ГМШ-50.

Выдвинуто предположение, что бегун не достигает верха обкатываемой внутренней поверхности корпуса вибровозбудителя. Сделано предположение, что если увеличить скорость вращения ротора, то удары по внутренней стороне цилиндрического корпуса не будут слышны, поскольку бегун будет обкатываться по всей внутренней поверхности корпуса. Однако увеличение скорости вращения от 750 до 1000 об./мин не изменили происходящий процесс, сила внутреннего удара только увеличилась.

Цель работы – усовершенствовать механический вибровозбудитель для получения его максимальной мощности посредством движения ротора, центр вращения которого смещен от центра корпуса с неуравновешенной массой – бегуном – по внутренней поверхности корпуса.

Объект исследования – процесс перемещения ротора, установленного со смещением от центра корпуса, неуравновешенной массы – бегуна, возбуждающей колебательное движение корпуса вибровозбудителя.

Предмет исследования – определение мощности вибровозбудителя в зависимости от смещения оси вращения ротора на величину эксцентриситета e от центра корпуса.

Задачи исследования:

– определение параметров конструкции вибровозбудителя, при которых отсутствует

стук при различных скоростях вращения ротора ($v = 750$ и 1000 об./мин);

– определение численным методом величины смещения ротора от центра корпуса вибровозбудителя (эксцентриситет e), при которой бегун при вращении будет касаться всей поверхности корпуса вибровозбудителя;

– определение величины действующей центробежной силы на бегун, вращаемый ротором;

– определение максимальной величины эксцентриситета e_{\max} , при которой бегун будет касаться корпуса вибровозбудителя во всех точках (см. рис. 1).

Конструктивно-технологическая схема вибровозбудителя максимальной мощности по данным И.Н. Петрягина [7] изготовлена и проверена в эксперименте. Диаметр корпуса вибровозбудителя $D = 120$ мм, диаметр бегуна $d = 72$ мм, эксцентриситет смещения ротора от центра корпуса $e = 15$ мм. Заявляемая мощность при 1000 об./мин по И.Н. Петрягину [7] составляет $N = 0,299$ кВт. При наличии стука вибровозбудитель испытан на глубоководном испытателе ГВ-1,8, получены следующие качественные показатели крошения

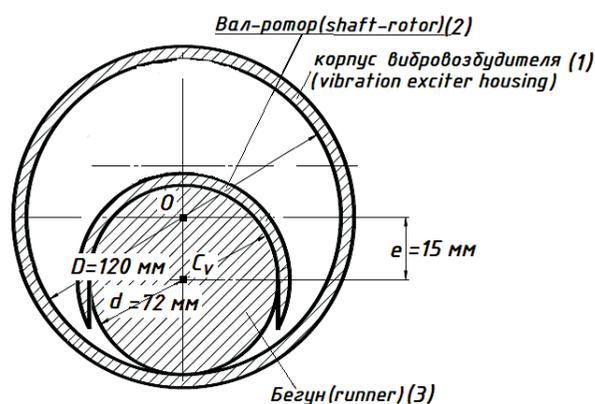


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема «бегункового» типа вибровозбудителя максимальной мощности (по И.Н. Петрягину [7])

Fig. 1. Structural and technological scheme of the "runner" type vibration exciter of maximum power (according to I.N. Petryagin [7])

³А.с. 1681979, МКИ В06 В 1/16 (СССР). Вибровозбудитель / И.Н. Петрягин; № 4386471/28. Заявл. 02.03.88; опубл. 07.10.91. Бюл. № 37.

структуры обрабатываемой почвы (см. таблицу).

Рассмотрим положение бегуна 3 относительно оси вращения C_v , смещенной на величину e эксцентриситета (см. рис. 2), и опишем характер его перемещения, приняв: S_b – центр масс бегуна 3; R – расстояние $|OK|$ от центра корпуса O , в котором происходит вращение бегуна 3, до точки K на линии $|OK|$, являющейся точкой касания бегуна 3 с поверхностью корпуса 1 (см. рис. 3). Расстояние от центра бегуна до оси вращения $C_v = 9$ мм.

Внешний диаметр цилиндрического бегуна $d = 0,072$ м (72 мм); r – расстояние $|C_v S_b|$ от центра (оно же центр массы) бегуна до центра вращения C_v ведущего звена.

Смещение центра вращения C_v от центра внутренней окружности корпуса O составляет 15 мм (эксцентриситет $e = 0,015$ м (15 мм)).

При расположении бегуна в нижней точке вибровозбудителя (начало отсчета угла отклонения $\varphi = 0$) расстояние $|C_v S_b| = 0,009$ м (9 мм);

$$\frac{D}{2} - \frac{d}{2} - e = 0,009.$$

Диаметр корпуса l равен 0,12 м (120 мм), $R = 0,06$ м (60 мм).

Ведущее звено 2 начинают вращать бегун 3 (см. рис. 4) в вертикальной плоскости внутри корпуса с центром O относительно центра вращения C_v с постоянной частотой вращения (см. рис. 3) $\omega_v = 750$ об./мин.

Агротехнические показатели обработки почвы при различных режимах работы ГВ-1,8 (по данным, полученным М.А. Нагайка [9])

Agrotechnical indicators of tillage at different modes of operation of GV-1.8 (based on the data obtained by M.A. Nagayka [9])

Режим работы ГВ-1,8			Агротехнический показатель, %		
Масса бегунка, кг	Скорость движения, км/ч	Амплитуда колебаний (расчетная), 10^{-3} м	Глубиистость	Гребнистость	Сохранение стерни
Контроль*	9	–	26	21	52
4,55	9	1,06	21	20,5	56
4,55	3	1,06	14	18	68,5
9,1	9	4,53	8	11,5	81
9,1	3	4,53	3	8	92

*Без применения вибрации.

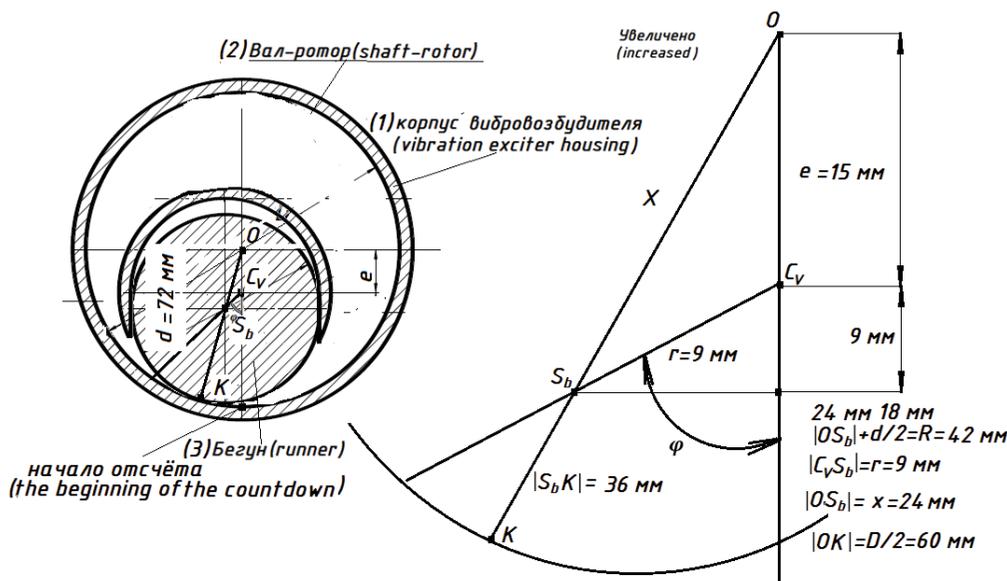


Рис. 2. Теоретическое положение радиусов из точек вращения O и C_v для конструкции И.Н. Петрягина [7]

Fig. 2. The theoretical position of the radii from the points of rotation O and C_v for the construction of I.N. Petryagin [7]

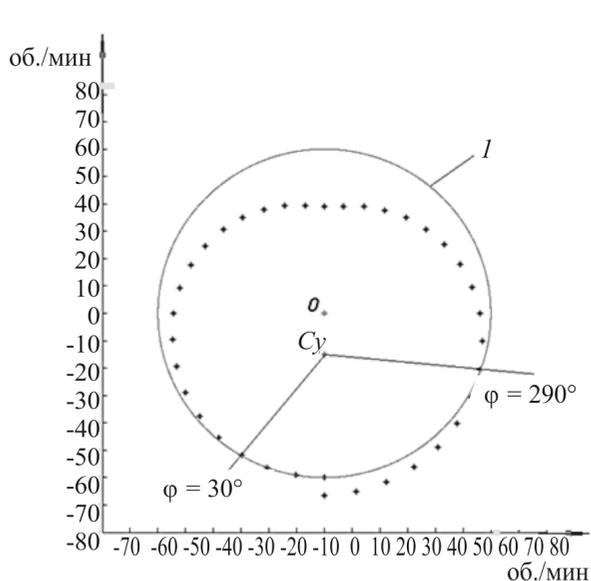


Рис. 3. Теоретическое положение точки K (точка касания бегуном 3 внутренней поверхности вибровозбудителя) в зависимости от поворота вокруг центра вращения Cv на величину угла φ

Fig. 3. The theoretical position of point K (the point where the runner 3 touches the inner surface of the vibration exciter) depending on the rotation around the center of rotation Cv by the value of angle φ

Теоретически бегун 3 с центром масс в точке Sb должен при вращении ведущим звеном 2 касаться поверхности I корпуса диаметра D в точке K (см. рис. 2). Поскольку есть явно слышимый удар, рассмотрим положение бегуна исходя из физики процесса.

Точка касания K бегуна 3 и внутренней поверхности вибровозбудителя с центром окружности O располагается на прямой OK, проходящей через центр Sb бегуна 3. Расстояние от центра O до K равно |SbO| + 1/2d, где d = 0,072 – большой диаметр бегуна. Примем |OSb| за X.

Тогда в любой точке касания бегуна с внутренней поверхностью вибровозбудителя величина X постоянна. В нижней точке X = e + r (φ = 0), где e – эксцентриситет, а r – расстояние от центра бегуна Sb 3 (см. рис. 4) до центра вращения Cv, которое равно (см. выше) 0,009 м (9 мм).

Выразим X через r. В общем случае

$$X^2 = (e + r \cdot \cos \varphi)^2 + r^2 \cdot \sin^2 \varphi. \quad (1)$$

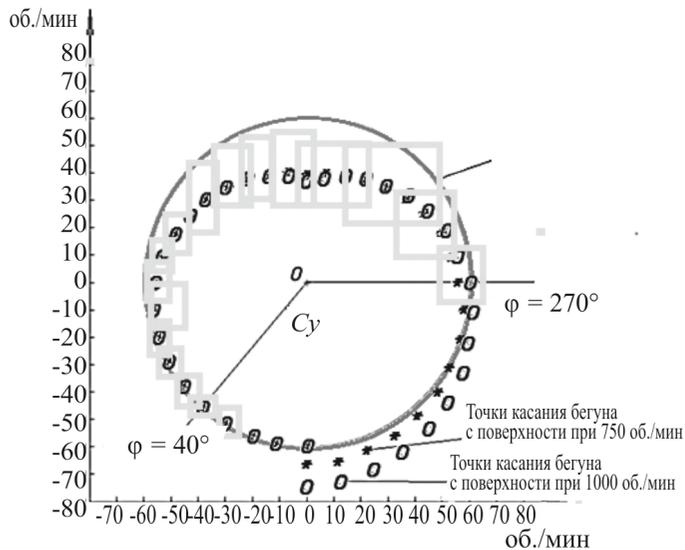


Рис. 4. Графическое решение уравнений для разной частоты вращения вала (750 и 1000 об./мин)

Fig. 4. Graphical solution of the equations for different shaft speeds (750 and 1000 rpm)

Отсюда

$$X = \sqrt{(e^2 + 2r \cos \varphi + r^2) \cos^2 \varphi + r^2 \sin^2 \varphi} = \sqrt{e^2 + 2r \cos(\varphi) + r^2}. \quad (2)$$

Теперь найдем r в каждой точке положения бегуна при повороте вокруг оси вращения Cv исходя из формул ускорения и вращательного движения тела вокруг оси (см. рис. 2).

$$r_{i+1} = r_i + \Delta r_i = r_i + \frac{a_i \Delta t^2}{2}. \quad (3)$$

В нашем случае бегуну 3 вращательное звено 2 передает центростремительное ускорение, $a_i = \omega^2 \times r_i$. С учетом ускорения свободного падения $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ общая формула будет выглядеть

$$r_i \times_1 = r_i + \frac{(\omega^2 r_i + g \times \cos \varphi) \Delta t^2}{2}. \quad (4)$$

Поскольку r зависит от угла поворота φ, для расчетов примем шаг (Δφ), равным 10 град. В этом случае время Δt выразим через частоту вращения

$$\nu = 750 \text{ об./мин} = 12,5 \text{ об./с.}; \quad (5)$$

$$\Delta t = (10/360)/12,5 = 1/450 \text{ с}^{-1}; \quad (6)$$

$$\Delta t^2 = (1/450)^2 = 1/202500 \text{ с}^{-2}. \quad (7)$$

Определим также угловую скорость вращения ведущего звена 2, она же угловая скорость бегуна 3. Она постоянна и равна $\omega = 2\pi\nu$. $\nu = 750$ об./мин = 12,5 об./с. Отсюда $\omega = 2 \times 3,1416 \times 12,5 = 78,54$ (рад/с) и $\omega^2 = 6168,5316$ (рад/с)². Подставив данные значения в формулу

$$r_{i+1} = r_i + \frac{(\omega^2 r_i + q \times \cos\varphi_i)}{2}, \quad (8)$$

получим выражение

$$r_{i+1} = r_i + \frac{(6168,53r_i + 9,8 \times \cos\varphi_i)}{2 \times 202500}, \quad (9)$$

где $\varphi_i = \varphi_0 + \frac{2 \times \pi \times 10}{360} \times i$. (10)

После этого с помощью численных методов с использованием Майкрософт Excel вычислим X_i через предварительно полученные таким же образом r_i . Прибавив к значению X_i половину диаметра бегуна, получим радиус-вектор от O до теоретической точки касания K бегуна 3 с внутренней поверхности вибровозбудителя. Расчет представлен на рис. 3.

Таким образом, представленное на рис. 3 графическое изображение дает полную картину причины возбуждения звуковых колебаний (удара): это отрыв бегуна 3 от корпуса 1, его разгон без соприкосновения с корпусом 1 и контакт при $\varphi = 290$ град., вызывающий удар (стук), звук которого слышен при работе вибровозбудителя. Нами исследовались два практических режима работы при частоте вращения 750 и 1000 об./мин.

На рис. 4 звездочками и кружками представлены точки K и их положение относительно корпуса с шагом угла $\varphi = 0,1745$ рад. (10 град.)

Окружность 1 указывает на положение корпуса. Если звездочки и кружки расположены внутри корпуса 1, то траектория перемещения указывает на действие недостаточной величины центробежной силы. Напротив, если звездочки и кружки расположены за пределами корпуса 1, то действие центробежной силы на практике приводит к контакту бегуна с корпусом, что является причиной ударного воздействия бегуна

на корпус и возбуждения колебаний. Представленный график процесса (см. рис. 3), показанный звездочками, указывает на то, что бегун 3, движущийся с частотой вращения 750 об./мин, отрывается от корпуса при $\varphi > 30$ град. и возвращается к контакту с корпусом при $\varphi = 290$ град., поэтому воздействует на корпус на участке $290 < \varphi < 30$.

Представленный на рис. 4 процесс, показанный кружками, указывает на то, что бегун 3, вращающийся с частотой вращения 1000 об./мин, отрывается от корпуса при $\varphi > 40$ град. и возвращается к контакту с корпусом при $\varphi > 270$ град., поэтому взаимодействует с корпусом на участке $270 < \varphi < 40$. Остальная поверхность корпуса не контактирует с бегуном.

Определим общую энергию от вращающегося бегуна как сумму кинетической и потенциальной энергий от разных типов движения внутри корпуса вибровозбудителя. При круговом движении бегуна – это кинетическая энергия бегуна ΔK , а при поднятии и опускании бегуна – потенциальная энергия ΔP . Суммарная энергия – сумма кинетической и потенциальной энергий – определится как $\Delta E = \Delta K + \Delta P$. При условии практически неизменной скорости вращения бегуна ($\Delta K = 0$, если $\omega = \text{const}$) определим величину изменения потенциальной энергии как $\Delta P = vmg\Delta h = vg \left(2\left(\frac{D}{2} - \frac{d}{2}\right)\right)$.

Таким образом, максимальная работа, выдаваемая вибровозбудителем, будет равна $A = \Delta P = vg(D - d)m$, где v – частота вращения оборотов в секунду.

В работе И.Н. Петрягина [7] отмечено, что максимальный КПД вибровозбудителя достигается при соотношении диаметра бегуна d и внутреннего диаметра корпуса D как $\frac{D}{2} = 0,6$.

Распишем массу бегуна исходя из размеров и плотности

$$m = \pi \frac{d^2}{4} \rho l = \frac{1}{4} \rho \pi l d^2. \quad (11)$$

Примем S – площадь бегуна, L – длина бегуна, ρ – плотность используемого материала, т.е. стали, 7800 кг/м³, $g = 9,80665$ м·с⁻². Продифференцируем выражение и приравняем производную к нулю:

$$\Delta P = vgr\pi \frac{d^2}{4} L(D-d) = \frac{1}{4} vgr\pi L(d^2 D - d^3) = k(d^2 D - d^3); \tag{12}$$

$$k \times (2dD - 3d^2) = 0 \text{ или } k \times d \times (2D - 3d) = 0. \tag{13}$$

Рассмотрим $2D - 3d = 0$.

$$\text{Отсюда получим } d = \frac{2}{3}D. \tag{14}$$

Из этого следует, что максимальная работа может быть совершена при соотношении D и d , равном $d = \frac{2}{3}D$, что очень близко к соотношению, полученному И.Н. Петрягиным [7], но вычисленным другим способом.

На рис. 5 представлена конструкция вибровозбудителя с учетом результатов работы по получению его максимальной мощности и работы без стука. На предложенной варианте подана заявка на изобретение.

Представлена тыльная боковая плита 10 с выполненным в ней отверстием 8, смещенным на величину эксцентриситета e , вал ротора 3 вращает бегун 1 внутри корпуса вибровозбудителя. Несущий упор 19 обе-

спечивает свободное вращение цилиндрического диска 3, от вращения которого через вал ротора 3 вращение передается на бегун 1, перемещаемый внутри цилиндра корпуса вибровозбудителя [9, 10]. Даны виды: а – с внутренней стороны на плиту 10, на которой выполнен паз 6 с размещенной в пазе цилиндрической трубой корпуса 1 вибровозбудителя, по внутренней стороне которого движется бегун 3 по часовой стрелке, прижатый центробежной силой в окне трубы 15 к корпусу 1 вибровозбудителя; б – тыльное изображение плиты 10, на которой выполнена проставка привода 17, размещенная на шпильках, закрепленных в отверстиях 9 боковой плиты 10; имеется сквозное отверстие 14 для заливки смазки во внутрь вибровозбудителя на проставку привода 17, через отверстия 9 крепят шпильками гидравлический мотор.

Заявляемый вибровозбудитель в сборе. Между боковой тыльной плитой 10 и тыльной плитой 11 расположена цилиндрическая труба 15, образующая корпус вибровозбудителя, по внутренней части которой движется бегун 1.

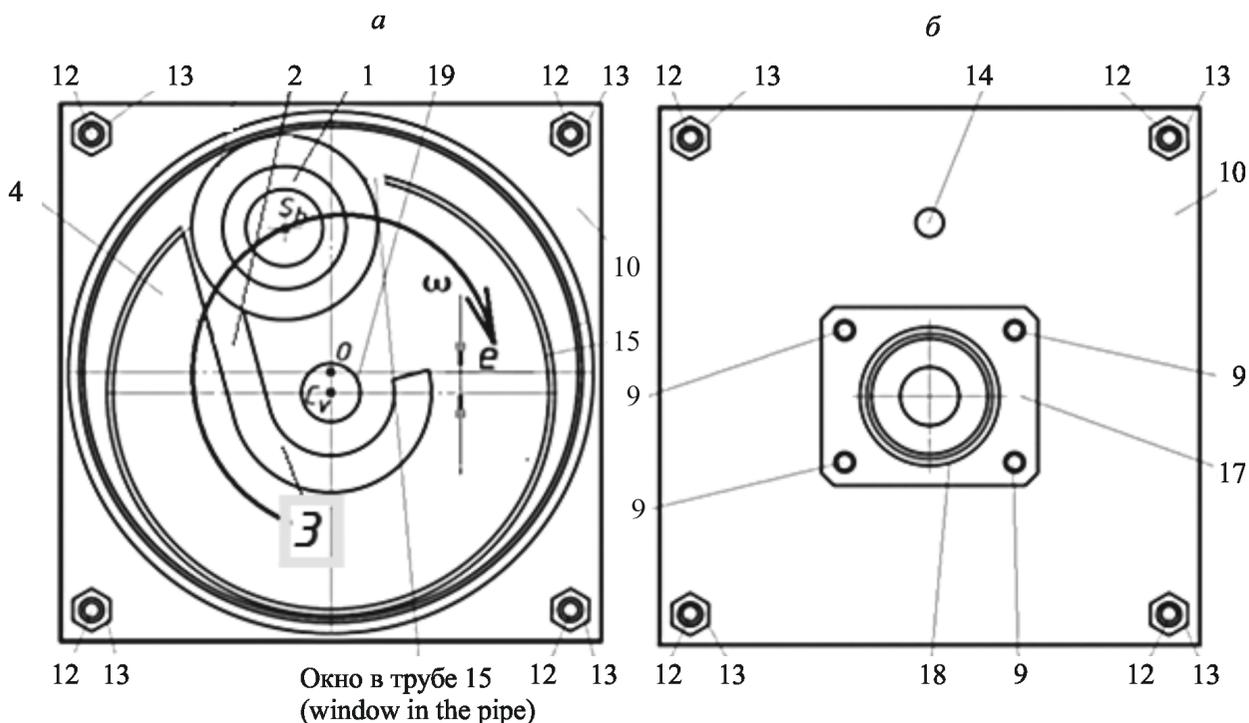


Рис. 5. Устройство боковых плит и ротора, перемещающего бегун внутри корпуса предлагаемого вибровозбудителя с мощностью [8]

Fig. 5. Fig. 5. The device of the side plates and the rotor moving the runner inside the housing of the proposed vibration exciter with power [8]

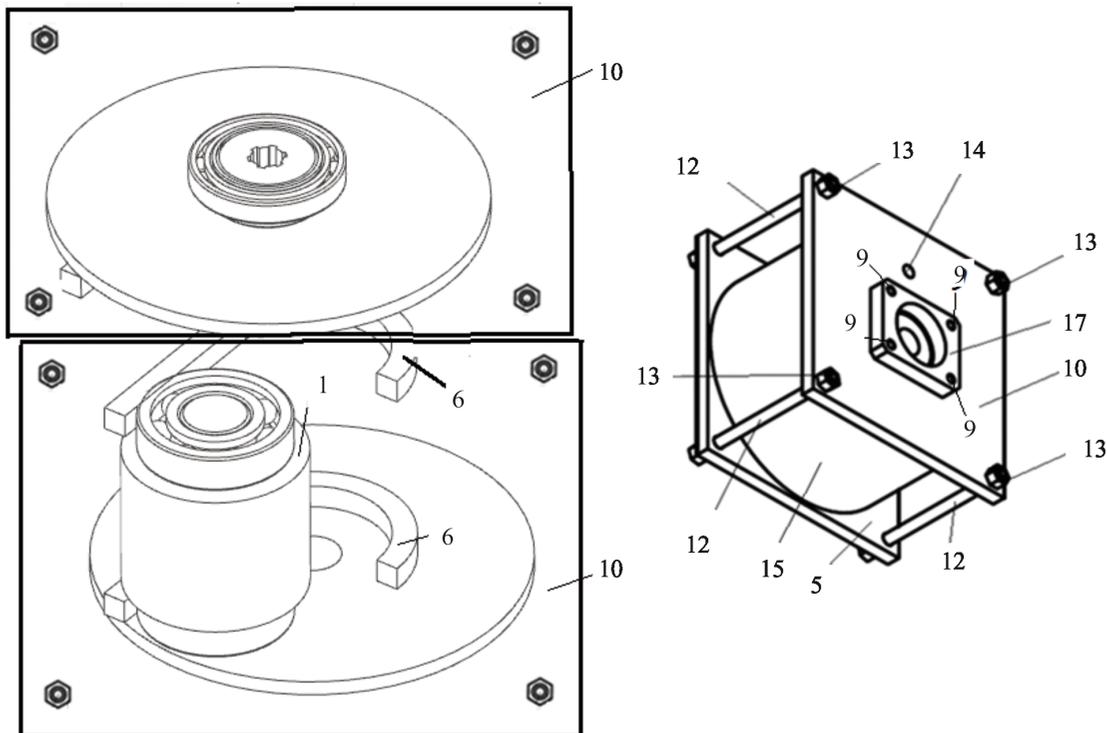


Рис. 6. Внешний вид вибровозбудителя максимальной мощности

Fig. 6. Maximum power vibration exciter appearance

Предлагаемый расчетный метод, использованный в работе, позволил определить величину эксцентриситета, при которой бегун касается всех точек внутренней поверхности вибровозбудителя. Изменяя параметры (частоту вращения и диаметр бегуна), установлено, что для того, чтобы бегун касался всей поверхности корпуса вибровозбудителя, для эксцентриситета e должно выполняться следующее условие:

$$16,11 \left(\text{при } v - 500 \frac{\text{об.}}{\text{мин}} \right) \leq \frac{D-d}{e} \leq 17,06 \left(\text{при } v - 1500 \frac{\text{об.}}{\text{мин}} \right). \quad (15)$$

Патентуемые значения, при которых достигается максимальная мощность заявляемого вибровозбудителя, соответствуют условиям соотношения диаметров как $d = \frac{2}{3}D$, где D – диаметр цилиндрического корпуса, d – диаметр бегуна равен 72 мм, величина эксцентриситета равна 17,06 мм.

ВЫВОДЫ

1. Изучен механизм возбуждения вибрационного колебания, который показал, что

на величину мощности вибровозбудителя существенно влияют размеры его корпуса, бегуна и принятый эксцентриситет.

2. Обоснована на примере расчетов, выполненных численным методом, конструктивно-технологическая схема вибровозбудителя инерционного типа и приведены результаты, при которых достигается его максимальная мощность

$$W = vg(D - d)m,$$

где v – частота вращения оборотов в секунду.

3. Получено патентопригодное решение о необходимой величине эксцентриситета e_{\max} , при которой бегун будет касаться корпуса вибровозбудителя во всех точках (см. рис. 1).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горин Г.С. Механические характеристики почвогрунтов при объемном деформировании // Наука и техника. 2012. № 3. С. 56–63.
2. Федоренко И.Я. Теория взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 3. С. 15–19.

3. Панов И.М., Ветохин В.И. Физические основы механики почв: монография. Киев: Феникс, 2008. 266 с.
4. Неймарк Ю.И. Математические модели в естествознании и технике: монография. Нижний Новгород: Издательство ННГУ, 2004. 401 с.
5. Василенко В.В. Обоснование направления вибрации почвообрабатывающего рабочего органа // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2017. № 4 (55). С. 134–139.
6. Федоренко И.Я. Теория взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 3. С. 15–19.
7. Петрягин И.Н. Определение мощности вибровозбудителя // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. 1984. № 1. С. 80–84.
8. Альт В.В., Щукин С.Г., Нагайка М.А., Вальков В.А. Концепция развития почвообрабатывающих машин и способ снижения затрат на глубокую обработку почвы // Достижения науки и техники АПК. 2015. Т. 29. № 9. С. 68–71.
9. Нагайка М.А. Исследование лабораторной модели вибрационной почвообрабатывающей машины // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. 2015. № 2. С. 96–104.
10. Нагайка М.А., Щукин С.Г., Головатюк В.А. Исследование рабочего процесса вибрационного глубокорыхлителя // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2015. № 6. С. 110–114.

REFERENCES

1. Gorin G.S. Mechanical soil characteristics at volume deformation. *Nauka i tekhnika = Science and Technique*, 2012, no. 3, pp. 56–63. (In Russian).
2. Fedorenko I.Ya. Theory of interaction between vibratory tillage tools and soil. *Vestnik Altaiskogo*

- gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Bulletin of Altai State Agricultural University*, 2016, no. 3, pp. 15–19. (In Russian).
3. Panov I.M., Vetokhin V.I. *Physical foundations of soil mechanics: monograph*. Kiev, Feniks Publ., 2008, 266 p. (In Russian).
4. Neimark Yu.I. *Mathematical models in natural science and engineering*. Nizhnii Novgorod, NNGU Publ., 2004. 401 p. (In Russian).
5. Vasilenko V.V. Substantiation of the direction of vibration of soil-tilling working body. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*, 2017, no. 4 (55), pp. 134–139. (In Russian).
6. Fedorenko I.Ya. Theory of interaction between vibratory tillage tools and soil. *Traktory i sel'khoz mashiny = Tractors and agricultural machinery*, 2016, no. 3, pp. 15–19. (In Russian).
7. Petryagin I.N. Determining the power of the vibration exciter. *Sibirskii Vestnik sel'skokhozyaistvennoi nauki = Siberian Herald of Agricultural Science*, 1984, no. 1, pp. 80–84. (In Russian).
8. Alt' V.V., Shchukin S.G., Nagaika M.A., Val'kov V.A. Concept of development of tillage machines and method of cost reduction for deep tillage. *Dostizheniya nauki i tekhniki APK = Achievements of Science and Technology of AIC*, 2015, vol. 29, no. 9, pp. 68–71. (In Russian).
9. Nagaika M.A. Investigating a laboratory model of vibration tillage machine. *Sibirskii vestnik sel'skokhozyaistvennoi nauki = Siberian Herald of Agricultural Science*, 2015, no. 2, pp. 96–104 (In Russian).
10. Nagaika M.A., Shchukin S.G., Golovatyuk V.A. The study of vibrating subsoil tiller operating process. *Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Bulletin of Altai State Agricultural University*, 2015, no. 6, pp. 110–114. (In Russian).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

✉ Щукин С.Г., кандидат технических наук, доцент; адрес для переписки: Россия, 630039, Новосибирск, ул. Добролюбова, 160; e-mail: shykin.sergei@mail.ru

Головатюк В.А., старший преподаватель; e-mail: rector@nsau.edu.ru

AUTHOR INFORMATION

✉ Sergey G. Shchukin, Candidate of Science in Engineering, Associate Professor; address: 160, Dobrolyubova St., Novosibirsk, 630039, Russia; e-mail: shykin.sergei@mail.ru

Viktor A. Golovatyuk, Senior Lecturer; e-mail: rector@nsau.edu.ru

Дата поступления статьи / Received by the editors 20.10.2021
 Дата принятия к публикации / Accepted for publication 19.01.2022
 Дата публикации / Published 25.03.2022