

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-5-92-108

<sup>1</sup>Герасимов М.Д., <sup>1,\*</sup>Любимый Н.С., <sup>1</sup>Латышев С.С.,<sup>2</sup>Маслов А.С., <sup>1</sup>Кислицын А.Е., <sup>1</sup>Четвериков Б.С.<sup>1</sup>Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова<sup>2</sup>ООО «ПромДеталь»

\*E-mail: nslubim@bk.ru

## АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ НАПРАВЛЕНИЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ОДНОВАЛЬНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ КАТКОВ

**Аннотация.** Объектом исследования являются малогабаритные одновальцовые вибрационные дорожные катки, необходимые для уплотнения грунтов и асфальтобетонных покрытий в ограниченных условиях, включая городскую застройку, подъездные пути и пешеходные зоны. Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения эффективности дорожной техники в условиях роста требований к качеству и скорости строительства, а также с учётом возникновения современных технологий и материалов. Методы исследования включают анализ открытых источников, патентной документации, а также разработку расчётного модуля в среде MS Excel для проектирования оптимальных параметров вибрационных систем. Основные научные результаты заключаются в разработке принципиально нового закона движения рабочего процесса, основанного на асимметричных колебаниях, который позволяет улучшить показатели уплотнения при снижении массы катка. Кроме того, в работе представлены рекомендации по применению новых вибрационных устройств с высоким коэффициентом асимметрии, что открывает перспективы для их широкого развития. Полученные результаты позволяют создать более эффективные и экономичные конструкции дорожных катков для использования в различных условиях эксплуатации. В статье рассмотрены законы изменения силового воздействия на рабочее оборудование малогабаритного одновальцового катка – валец и предложен принципиально новый вариант идеального закона колебаний, генерируемого вибрационным устройством.

**Ключевые слова:** каток, дорожный, вибрации, малогабаритный, одновальный, движущая сила, параметры вибрации, закон движения рабочего оборудования

**Введение.** В процессе развития конструктивных решений по совершенствованию дорожных катков отечественными и зарубежными производителями можно наблюдать некоторые характерные этапы их развития, начиная с прицепных статических и до самоходных вибрационных с управляемыми параметрами вибрации. Информация о накопленном опыте проектирования и создания вибрационных дорожных катков и их классификационных схемах в достаточной степени отражены в технической и справочной литературе [1–3]. В реализации задач совершенствования конструкций дорожных катков можно выделить два направления. Первое направление характеризуется тем, что создаётся конструкция дорожного катка с определёнными техническими характеристиками и в дальнейшем определяются те технологические параметры, которые можно реализовывать созданной машиной в различных конкретных условиях [4–5], условно – «от конструкции к технологии». Во втором случае, на основе исследования физико-механических и реологических свойств уплотняемых сред определяются рациональные технологические параметры для тех или иных конкретных условий и под них создаются конструктивные решения с заданными

конструктивными характеристиками [6 – 9], условно – «от технологии к конструкции». При этом, не исключается применение комбинированного подхода к решению таких задач. Применение малогабаритных двухвальцовых катков с массой до  $M \cong 1500$  кг вызвало значительное сокращение интереса к одновальцовым малогабаритным вибрационным каткам с массой в пределах 100... 300 кг. Однако, современные конструктивные решения могут позволить подойти к вопросу совершенствования таких катков с более эффективными показателями при их использовании.

Типовая конструкция малогабаритного одновального вибрационного катка может включать вибрационный механизм и привод передвижения и [1] (рис. 1).

Вибрационный валец, выполненный в виде цилиндрической трубы, во внутренней части которого встроены два рабочих узла: вибрационный узел, (включает позиции 1, 2, 4 – 7, 11 и 12); и узел привода вращения и перекачивания цилиндрического вальца (8 и 10). Таким образом, в конструкции вибрационного вала используются два механизма, один из которых обеспечивает движение вальца по уплотняемой поверхности

со скоростью  $v$ , м/с, а второй, создание круговой вынуждающей силы  $F_1$ , кН.

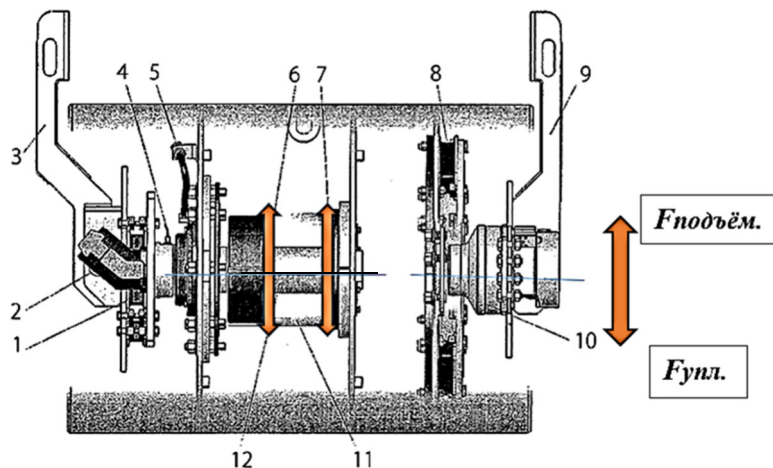


Рис. 1. Схема компоновки вибрационного вальца

1, 8 – амортизаторы; 2, 10 – гидромоторы; 3, 9 – опоры; 4 – датчик частоты оборотов; 5 – заливная пробка; 6, 7 – дебаланс; 11 – корпус вибратора; 12 – вибровал

**Материалы и методы.** В работе использованы методы анализа открытых источников информации в области исследования, проектирования и расчёта конструктивных и технологических параметров дорожных катков, размещённых в отечественных, зарубежных научных публикациях и в патентной документации. Учитывая, что в работе дорожного катка задействована комбинация сил: статическая сила веса катка и вынуждающая сила вибрационного устройства, то в работе используется методика проектирования, связанная с разработкой «идеального закона» [10, 11] движения рабочего органа вибрационной машины. При разработке идеального закона колебаний вибрационного малогабаритного одно-вального дорожного (далее - ВМОД) катка использованы принципы метода наложения быстрых процессов на медленные [12 - 14]. В работе использовался разработанный авторами расчётный модуль и математический аппарат для программного продукта MS Excel, который позволяет определять зависимые параметры колебательной системы и производить построение соответствующих графиков и функциональных зависимостей.

**Основная часть.** Для уплотнения материала дорожными катками используются некоторые общепринятые «законы» нагружения, т.е. форма колебаний, комбинации действующих сил, величина и поведение суммарной вынуждающей силы и параметрами всех её составляющих.

Простейшим законом [1, 2, 15] изменения и поведения вынуждающей силы для дорожного катка является

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) \quad (1)$$

где  $F$  – вынуждающая сила вибратора с круговыми колебаниями с массой дебаланса ( $m$ ), со смещённым центром тяжести ( $r$ ) и угловой скоростью вращения ( $\omega$ ), соответственно (кг, м, рад/с).

Данный закон (1) изменения вынуждающей (уплотняющей) силы позволяет получить круговую силу, соответствующую синусоидальному закону. При вращении дебалансов с частотой  $n$  (об/мин) или  $f$  (об/с) имеем продолжительность циклического воздействия  $T = \frac{1}{f}$  (с), в пределах которого вынуждающая сила  $F$  (Н) имеет в вертикальном направлении равные по величине значения сил:  $F_{\uparrow} = F_{\downarrow}$ , рис. 2.

Причем:  $F_{\downarrow}$  направлена на выполнение полезной работы – уплотнение,  $F_{\uparrow}$  – на выполнение холостого хода – на подъём (подскок) катка.

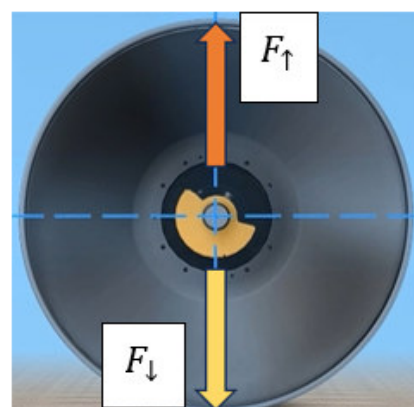


Рис. 2. Схема возбуждения вибрации вальца круговой вынуждающей силой

$F_{\downarrow}$  – действие вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы по уплотнению грунта,  $F_{\uparrow}$  – тоже, в направлении «холостого хода»

Второй вариант закона изменения величины вынуждающей силы может быть записан в форме:

$$F = \begin{cases} m_1 \cdot r_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\omega_1 t), & \text{при } \omega - \text{ по часовой стрелке} \\ m_2 \cdot r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\omega_2 t), & \text{при } \omega - \text{ против по часовой стрелки} \end{cases} \quad (2)$$

Конструктивная особенность такого вибрационного устройства заключается в том, что на общем валу закреплены два дебаланса. Один дебаланс закреплён на валу неподвижно, а второй, с возможностью поворота на некоторый угол при изменении направления вращения вала [16 - 18].

В таком законе величина суммарной вынужденной силы неподвижного и подвижного дебаланса при вращении вала против часовой стрелки

имеет меньшую величину при снижении суммарного статического момента, рис. 3.

$$M_2 = m_2 \cdot r_2 < m_1 \cdot r_1 = M_1,$$

что позволяет получить:

$$F_G > F_O \quad (3)$$

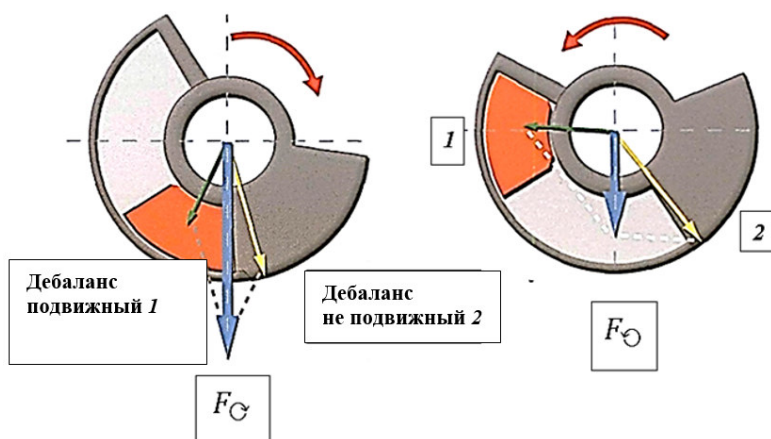


Рис. 3. Схема возбуждения вибрации круговой вынуждающей силой у вальца с изменяемым направлением вращения дебалансного вала

а, б – вращение дебалансного вала по и против часовой стрелки,  $F_G, F_O$  – суммарная вынуждающая сила, соответственно при вращении дебалансного вала по и против часовой стрелки,

1 и 2 – соответственно, неподвижный и подвижный дебаланс

Следующий закон изменения вынуждающей силы для дорожных катков может быть представлен в виде:

$$F = m_1 \cdot r_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \omega t + m_1 \cdot r_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \omega t \quad (4)$$

При сложении двух равнозначных колебаний при встречном вращении дебалансов генерируются направленные колебания вдоль перпендикуляра к середине линии, соединяющей центры вращения двух дебалансных валов, рис. 4.

Направленные колебания, у которых вынуждающая сила действует вдоль некоторой прямой линии, имеет существенное преимущество перед круговыми. Она, как правило, направляется непосредственно на выполнение полезной работы, без рассеивания по окружности и без раскачивания системы.

$$F = F_{\downarrow} = F_{\uparrow} = F_{1G} + F_{1O} \quad (5)$$

где  $F_{\downarrow}$  и  $F_{\uparrow}$  – суммарная вынуждающая сила, направленная на выполнение полезной и «холостой» работы, соответственно.

Наряду с вынуждающей силой вращающегося инерционного вибрационного тела – дебаланса, существенное влияние на процесс уплотнения грунта оказывает масса колеблющейся части катка и соотношение веса этой части и величины вынуждающей силы  $\left(\frac{G_k}{F}\right)$  или  $\left(\frac{F}{G_k}\right)$ .

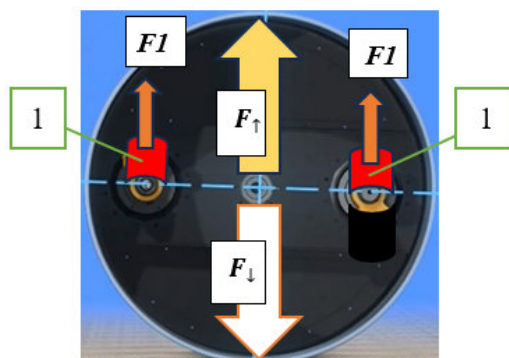


Рис. 4. Схема возбуждения вибрации двумя круговыми вынуждающими силами  $F_1$ , генерирующими суммарную вынуждающую силу направленных колебаний  $F$ ,

Одним из основных параметров дорожных катков вообще, и малогабаритных в частности, является масса катка ( $m_k$ ) или вальца, которая участвует в колебательном движении и определяет его вес ( $G_k = m_k \cdot g$ ). Масса дебаланса ( $m_d$ ), вращающаяся вокруг центра вращения, расположенного в центре окружности поперечного сечения вальца с угловой скоростью ( $\omega_d$ ), с центром

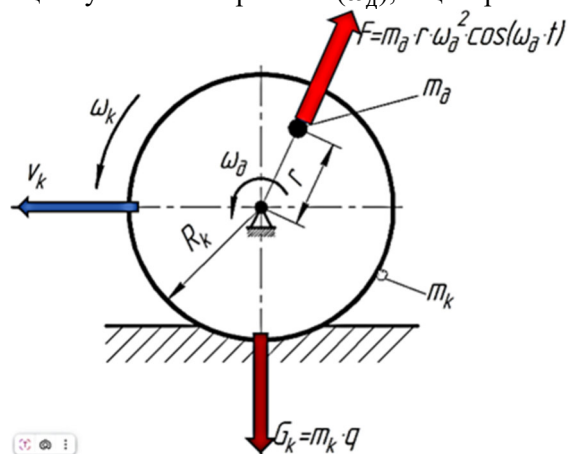


Рис. 5. Схема нагружения вальца катка

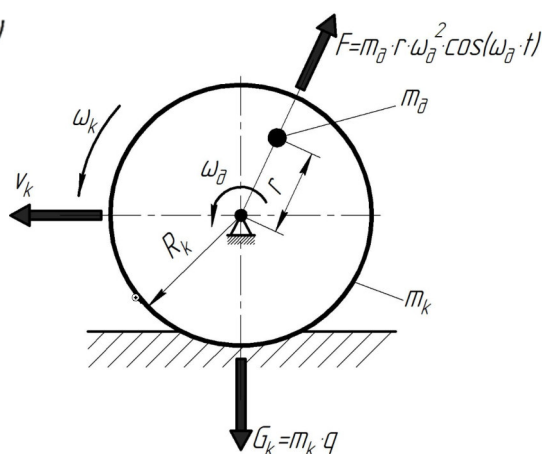
$v$  – скорость передвижения катка (м/с),  $\omega_k$  – угловая скорость вальца при перекачивании

действующей вдоль вертикальной оси, 1 – дебалансы с круговой вынуждающей силой.

массы на расстоянии ( $r$ ) от центра вращения генерирует вынуждающую круговую силу

$$F = m_d \cdot r \cdot \omega_d^2 \cdot \cos \omega_d t \quad (6)$$

Схема нагружения вальца катка приведена на рис. 5.



Для выбора и определения параметров вибрационного процесса уплотнения грунта катками, целесообразно рассмотреть характерные варианты соотношения величины вынуждающей силы вибрационного устройства катка и его веса, колеблющейся массы ( $\frac{F}{G_k}$ ). Для простейшего случая принимаем величину силы тяжести катка  $G_k = 1000$  Н. Варианты соотношения величины вынуждающей силы вибрационного устройства катка и его веса, колеблющейся массы, ( $\frac{F}{G_k}$ ) могут принимать следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} 1) & F \ll G_k \rightarrow (200 \ll 1000); \\ 2) & F < G_k \rightarrow (800 < 1000); \\ 3) & F = G_k \rightarrow (1000 = 1000); \\ 4) & F > G_k \rightarrow (1200 > 1000); \\ 5) & F \gg G_k \rightarrow (2000 \gg 1000); \\ 6) & F \gg G_k \rightarrow (4000 \gg 1000) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Для численного расчёта по каждому варианту выражения (7) формируем исходные данные из условия, что величина вынуждающей круговой силы ( $F$ ) составляет, соответственно 200, 800, 4000 Н. Исходные параметры для (7) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные параметры для численного расчёта по выражению (7)

| Вариант | $n$    | $f$  | $T$  | $dt$  | $\omega$ | $r$   | $m$ | $m \cdot r$ |
|---------|--------|------|------|-------|----------|-------|-----|-------------|
|         | об/мин | Гц   | с    | с     | рад/с    | м     | кг  | кг*м        |
| 1       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,325 | 0,1 | 0,0325      |
| 2       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,325 | 0,4 | 0,13        |
| 3       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,325 | 0,5 | 0,1625      |
| 4       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,325 | 0,6 | 0,195       |
| 5       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,325 | 1   | 0,325       |
| 6       | 750    | 12,5 | 0,08 | 0,004 | 78,5     | 0,65  | 1   | 0,65        |

Результаты расчёта величины вынуждающей силы ( $F$ ) и суммарной силы  $F_{\text{сум}}$  (Н), для варианта 1 (7), приведены в табл. 2

График изменения величины вынуждающей силы при наличии силы веса катка, приведен на рис. 6.

Результаты расчёта величины вынуждающей силы ( $F$ ) и суммарной силы  $F_{\text{сум}}$  (Н), для варианта 2 (7), приведены в табл. 3.

Таблица 2

Расчёт величин суммарной вынуждающей силы при соотношении  $F \ll G_k = 200 \ll 1000$

| $dt$  | $\omega$ | $m$ | $r$   | $F$    | $G$   | $F_{\text{сум}}$ |
|-------|----------|-----|-------|--------|-------|------------------|
| 0     | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -200,3 | -1000 | -1200,3          |
| 0,004 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -190,4 | -1000 | -1190,4          |
| 0,008 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -161,9 | -1000 | -1161,9          |
| 0,012 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -117,5 | -1000 | -1117,5          |
| 0,016 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -61,7  | -1000 | -1061,7          |
| 0,02  | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 0,2    | -1000 | -999,8           |
| 0,024 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 62,0   | -1000 | -938             |
| 0,028 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 117,8  | -1000 | -882,2           |
| 0,032 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 162,1  | -1000 | -837,9           |
| 0,036 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 190,5  | -1000 | -809,5           |
| 0,04  | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 200,3  | -1000 | -799,7           |
| 0,044 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 190,5  | -1000 | -809,5           |
| 0,048 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 162,1  | -1000 | -837,9           |
| 0,052 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 117,8  | -1000 | -882,2           |
| 0,056 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 62,0   | -1000 | -938             |
| 0,06  | 78,5     | 0,1 | 0,325 | 0,2    | -1000 | -999,8           |
| 0,064 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -61,7  | -1000 | -1061,7          |
| 0,068 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -117,5 | -1000 | -1117,5          |
| 0,072 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -161,9 | -1000 | -1161,9          |
| 0,076 | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -190,4 | -1000 | -1190,4          |
| 0,08  | 78,5     | 0,1 | 0,325 | -200,3 | -1000 | -1200,3          |

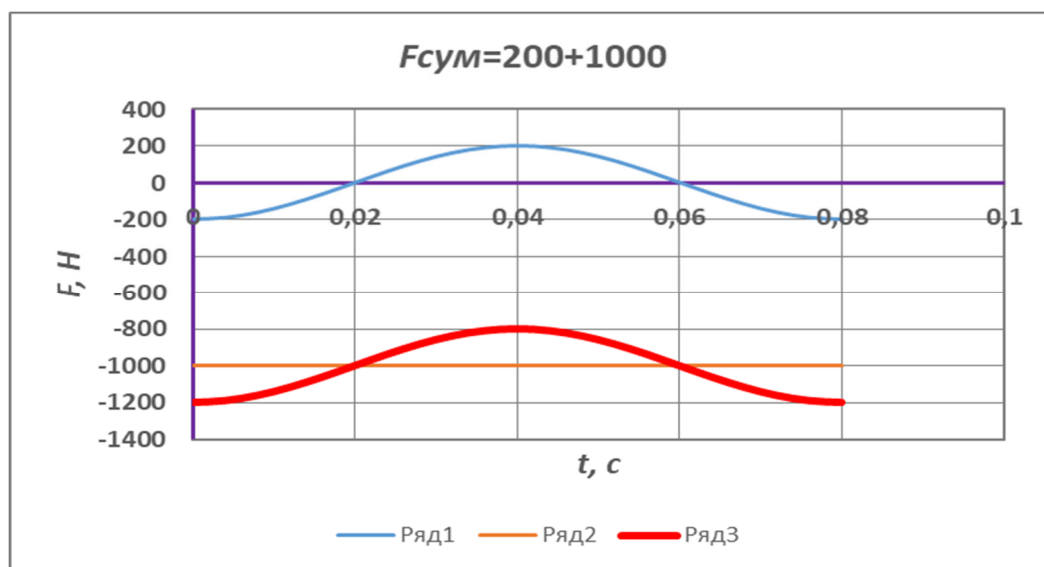


Рис. 6. Изменения величины вынуждающей (Ряд 1) и суммарной (ряд 3) силы  $F$  (Н) при наличии силы веса катка (Ряд 2) при соотношении  $F \ll G_k = 200 \ll 1000$

График изменения величины вынуждающей силы при наличии силы веса катка, приведен на рис. 7.

Расчёты, табл. 3, и график, рис. 7, показывают, что соотношение величины вынуждающей

силы вибрационного колебания и веса дорожного катка формируют условия уплотнения, сравнительные со статическим методом. Суммарная сила уплотнения  $F_{\text{сум}} = F + G_k$ , направлена, рис.

7, в сторону уплотнения грунта, на что указывает знак минус.

Закон движения центра массы колеблющейся части малогабаритного одновальцового катка для вариантов 1 и 2 (7) при  $F \ll G_k$  и при  $F < G_k$  запишется в виде

$$F_{\text{сум}} = F + G_k = G + m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos(\omega_d t) \quad (8)$$

Выполняя последовательно расчёты для вариантов 3...6 (7) составляем таблицу результатов, табл. 4.

Таблица 3

Расчёт величин суммарной вынуждающей силы при соотношении  $F \ll G_k = 800 \ll 1000$

| $dt$  | $\omega$ | $m$ | $r$   | $F$      | $G$   | $F_{\text{сум}}$ |
|-------|----------|-----|-------|----------|-------|------------------|
| 0     | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -801,091 | -1000 | -1801,09         |
| 0,004 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -761,529 | -1000 | -1761,53         |
| 0,008 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -647,497 | -1000 | -1647,5          |
| 0,012 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -470,148 | -1000 | -1470,15         |
| 0,016 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -246,823 | -1000 | -1246,82         |
| 0,02  | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 0,637931 | -1000 | -999,362         |
| 0,024 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 248,0365 | -1000 | -751,963         |
| 0,028 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 471,18   | -1000 | -528,82          |
| 0,032 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 648,2474 | -1000 | -351,753         |
| 0,036 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 761,9237 | -1000 | -238,076         |
| 0,04  | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 801,0925 | -1000 | -198,908         |
| 0,044 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 761,9237 | -1000 | -238,076         |
| 0,048 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 648,2474 | -1000 | -351,753         |
| 0,052 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 471,18   | -1000 | -528,82          |
| 0,056 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 248,0365 | -1000 | -751,963         |
| 0,06  | 78,5     | 0,4 | 0,325 | 0,637931 | -1000 | -999,362         |
| 0,064 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -246,823 | -1000 | -1246,82         |
| 0,068 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -470,148 | -1000 | -1470,15         |
| 0,072 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -647,497 | -1000 | -1647,5          |
| 0,076 | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -761,529 | -1000 | -1761,53         |
| 0,08  | 78,5     | 0,4 | 0,325 | -801,091 | -1000 | -1801,09         |

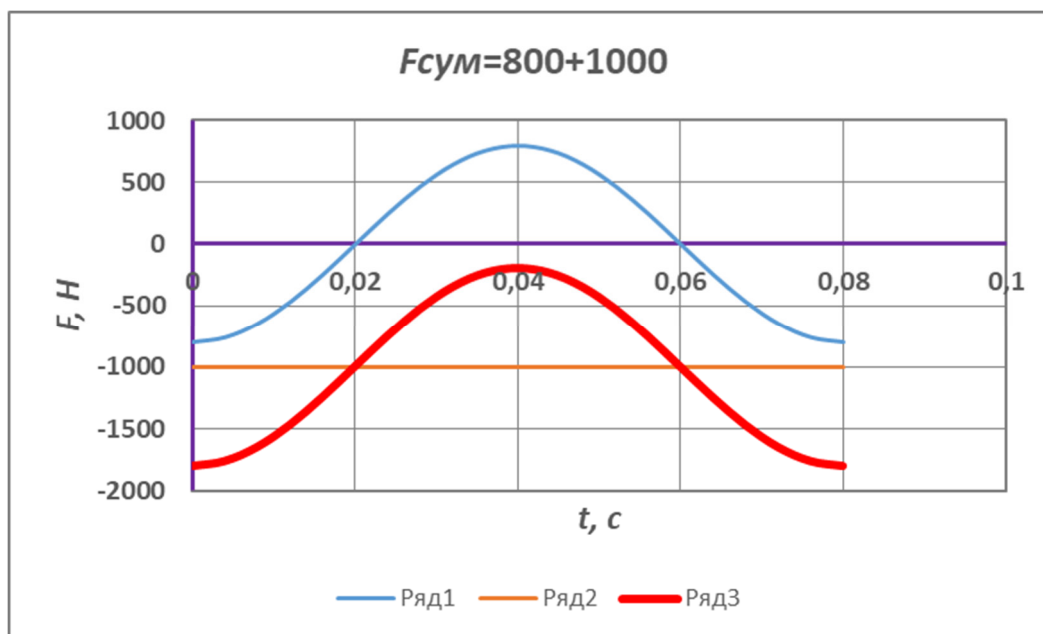
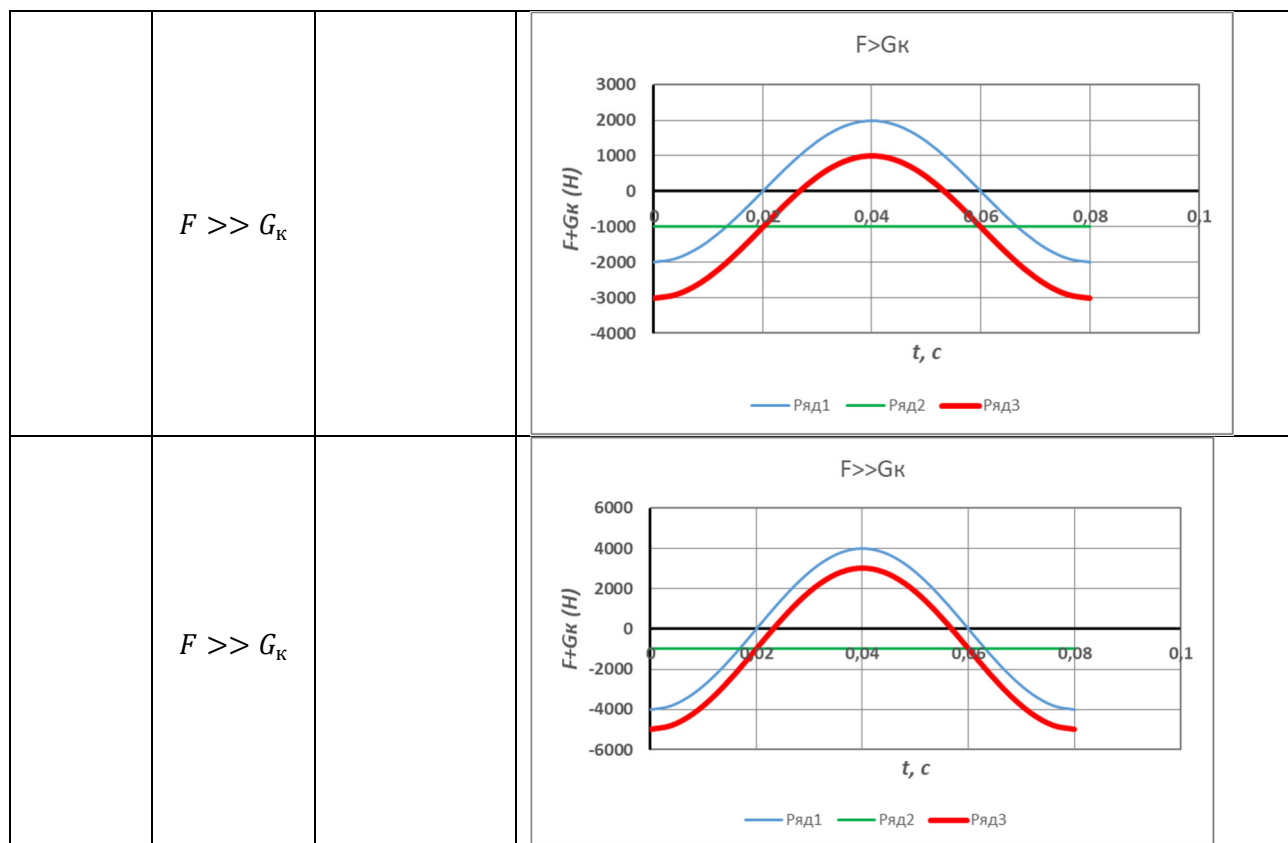


Рис. 7. Изменения величины вынуждающей (Ряд 1) и суммарной (ряд 3) силы  $F$  (Н) при наличии силы веса катка (Ряд 2) при соотношении  $F \ll G_k = 800 \ll 1000$

Таблица 4

Результаты расчёта по вариантам соотношений вынуждающей вибрационной силы и веса катка, в соответствии с исходными параметрами табл. 1.

| Вариант | Соотношение сил |        | Графики изменения величины вынуждающей (Ряд 1) и суммарной (ряд 3) силы $F$ (Н) при наличии веса катка (Ряд 2), при соответствующих соотношениях $F$ и $G_k$ |
|---------|-----------------|--------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|         | $F/G_k$         | пример |                                                                                                                                                              |
|         | $F \ll G_k$     |        |                                                                                                                                                              |
|         | $F < G_k$       |        |                                                                                                                                                              |
|         | $F = G_k$       |        |                                                                                                                                                              |
|         | $F > G_k$       |        |                                                                                                                                                              |



Из приведенных результатов расчёта и поведения рассматриваемых параметров, следует выделить некоторые очевидные особенности и закономерности.

Так, в варианте 3, величина вынуждающей силы колебаний сопоставима с весом катка, т.е.  $F = G_k$ , суммарное усилие в направлении выполнения полезной работы достигает  $F_{\text{сум}} = F_{\downarrow} = 2000 \text{ (H)}$ , а в направлении выполнения холостого хода, на подъём катка, составляет  $F_{\text{сум}} = F_{\uparrow} = 0$ . Таким образом, формируется пограничное состояние между контактом и отрывом катка от уплотняемого грунта.

В варианте 4 величина составляющей вынуждающей силы, направленной вверх, в сторону выполнения «холостого» хода формирует условия отрыва вальца катка от грунта. В силу того, что данная составляющая вынуждающей силы мала по сравнению с весом катка, она не в состоянии существенно влиять на процесс взаимодействия катка с грунтом.

В варианте 5 величина вынуждающей силы, направленной вверх, в сторону выполнения «холостого» хода превосходит по величине вес катка, и может обеспечить отрыв катка от грунта. При этом, составляющая вынуждающей силы в направлении выполнения процесса уплотнения грунта составляет по модулю  $F = 2000 + 1000 = 3000 \text{ (H)}$ , а в направлении «холостого» хода -  $F = 2000 - 1000 = 1000 \text{ (H)}$ .

При существенном превышении величины составляющей вынуждающей силы над силой веса катка (7), вариант 6, возникает опасность возникновения ситуации, когда частота собственных колебаний катка войдёт в противофазу с частотой вынужденных колебаний от вибрационного устройства. При этом, разность фаз собственных и вынужденных колебаний может составлять  $0-\pi$  радиан. При этом, происходит снижение эффективности уплотнения из-за снижения величины суммарной вынуждающей силы на 67 %, рис. 8.

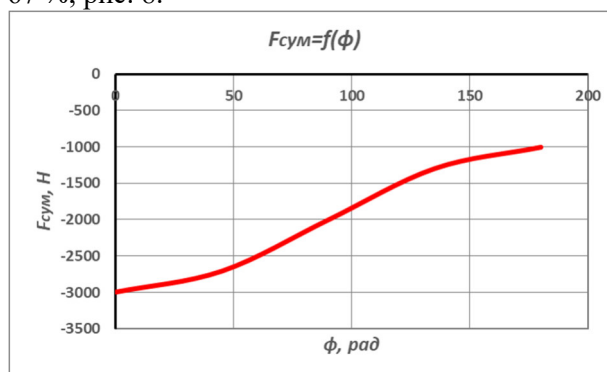


Рис. 8. График снижения модуля величины суммарной вынуждающей силы  $F_{\text{сум}} = 3000 \text{ (H)}$ , действующей в направлении выполнения полезной работы при переходе собственных частот колебаний катка в противофазу с вынуждающей силой вибрационного устройства до  $F_{\text{сум}} = 1000 \text{ (H)}$

Таким образом, при нарушении синхронности в работе вынуждающей силы вибрационного устройства и собственных колебаний катка при отрыве от грунта в пределах угла сдвига фаз  $0...180^\circ$ , происходит снижение величины суммарной вынуждающей силы на 67 %, с  $3 \text{ кН}$  до  $1 \text{ кН}$ . Превышение величины вынуждающей силы, направленной на выполнение «холостого» хода силы веса катка, приближает процесс уплотнения к некоторому пограничному условию, когда возможен сход частоты колебаний катка с расчётного и переход к неуправляемому противофазному действию приложенных сил. В варианте 6 составляющая суммарной вынуждающей силы, направленная вверх, в сторону выполнения «холостого» хода, составляет  $2000 \text{ Н}$ , что в два раза превышает вес катка. Величина такого усилия позволяет может приводить к отрыву катка от грунта и вызывать появление противофазных колебаний вынуждающей силы вибрационного устройства и силы веса катка.

Таким образом, колебания от круговой вынуждающей силы вибрационного устройства малогабаритного катка достаточно жёстко связаны с его массой и весом. Очевидно, что составляю-

щая вынуждающей силы вибрационного устройства, направленная вверх, в сторону выполнения «холостого» хода, не должна превышать по величине силу веса самого катка.

Возможность повышения эффективности работы малогабаритных дорожных катков связано с созданием и использованием не симметричных вынужденных колебаний в самом вибрационном устройстве. В практике реализации и использования данного направления совершенствования дорожных катков информация отсутствует. Однако, в практике патентования имеется ряд технических решений [19–25], относящихся к вибрационным устройствам, которые могли бы послужить прообразом не симметричных, или асимметричных, колебаний в конструкции малогабаритных одновальцовых дорожных катков.

Наглядным примером возможности использования не симметричных, «комбинированных», по [22], колебаний может послужить само техническое решение [22], если на его основе провести численные расчёты.

Вибрационный механизм [22] установлен в продольном сечении вальца и представляет собой две пары дебалансных валов 1 и 2 (рис. 9, а).

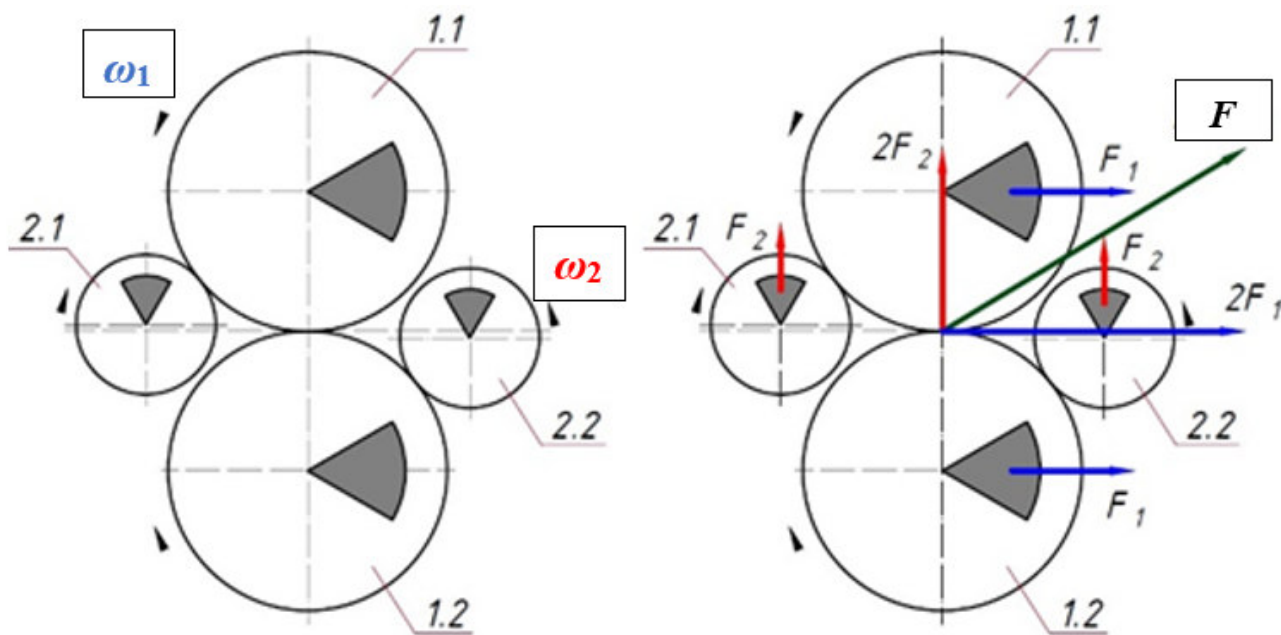


Рис. 9. Схема вибрационного устройства [22]  
а – схема кинематическая, б – схема действующих сил

Концы валов 1 содержат большие зубчатые колёса с дебалансами 1.1 и 1.2. Концы валов 2 содержат зубчатые колёса 2.1 и 2.2. Соотношение делительных диаметров колёс дебалансных валов 1 и 2 составляет  $2:1$ . Зубчатое колесо 1.1 находится в зацеплении с зубчатыми колёсами 1.2 и 2.1. Зубчатое колесо 1.2 находится в зацеп-

лении с зубчатыми колёсами 1.1 и 2.2. Таким образом соотношение угловых частот составляет:  $\omega_2 = 2\omega_1$ . Силы  $F_1$  действуют вдоль продольной оси барабана, образуя общую продольную силу  $2F_1$ . Силы  $F_2$  действуют вертикально, образуя общую вертикальную силу, направленную на уплотнение материала,  $2F_2$ . Сумма этих сил образует суммарную вынуждающую силу

$$F = 2F_1 + 2F_2 \quad (9)$$

При этом, величина суммарной силы,  $F_{\text{сум}}$ , с учётом силы тяжести катка  $G_k$  составляет:

$$F_{\text{сум}} = F + G_k = 2F_1 + 2F_2 + G_k \quad (10)$$

где  $F$  – вынуждающая сила вибрационного устройства, рис. 9.

Суммарная вынуждающая сила в конечном счёте определяет характер колебаний одновальцового вибрационного катка.

Выполненные ранее численные расчёты для варианта 3 табл. 4 могут быть исходными данными для численного расчёта.

Зададимся следующими исходными параметрами:

– частота вращения дебалансных валов:  $n_1=500$  об/м,  $n_2 = 1000$  об/м,

– угловая скорость дебалансных валов:  $\omega_1 = 52,3$  p/c;  $\omega_2 = 104,7$  p/c,

– амплитудное значение вынуждающей силы вибрационного устройства в направлении выполнения «холостого» хода:  $F = F_{\text{хх}} = 1000$  (Н).

Через статические моменты дебалансов определяются масса дебалансов и эксцентриситет центра масс:

– эксцентриситет дебалансов:  $r_1=3$  см;  $r_2 = 3$  см.

– масса дебалансов:  $m_1=6,1$  кг,  $m_2=1,52$  кг,

В работе [22] введены некоторые особенности или ограничения: первый – линия нейтрали зацепления зубчатых колёс 1.1 и 1.2 лежит ниже продольной оси вальца для снижения влияния возможного момента опрокидывания вальца от действия силы  $2F_1$ , второй – центры вращения валов, соответственно, зубчатого колёса 2.1 лежит выше линии нейтрали зацепления зубчатых колёс 1.1 и 1.2, а зубчатого колёса 2.2 лежит ниже линии указанной нейтрали. Это вызвано, прежде всего тем, чтобы вывести из зацепления зубчатые колёса 1.1 и 2.2, а также, зубчатые колёса 1.2 и 2.1. При этом, образуется некоторый момент, при вращении зубчатых колёс 2.1 и 2.2, который не оказывает существенно влияния на общий процесс.

В первый момент (рис. 9, а) в вертикальной плоскости действует максимальная сила  $2F_2$ , а сила  $2F_1 = 0$ . Далее, в пределах периода колебания ( $T = 0,12$  с) происходит изменение проекции величины  $2F_2$  и величины  $2F_1$  и как результат, величины  $F_{\text{сум}}$ .

Исходные параметры сводим в расчётную таблицу (табл. 5).

Таблица 5

Исходные параметры для численного расчёта [22]

| рi     | № вибратора       | 1     | 2     | 3      | 4      |
|--------|-------------------|-------|-------|--------|--------|
| 3,1416 | Масса (кг)        | 6,1   | 6,1   | 1,52   | 1,52   |
|        | Радиус (см)       | 3     | 3     | 3      | 3      |
| T      | Нач. фаза (град)  | 0     | 0     | 0      | 0      |
| 0,12   | Скорость (об/мин) | 500   | 500   | 1000   | 1000   |
| dt     | R (м)             | 0,03  | 0,03  | 0,03   | 0,03   |
| 0,006  | $\phi_0$ (рад)    | 0     | 0     | 0      | 0      |
|        | $\omega$ (1/с)    | 52,36 | 52,36 | 104,72 | 104,72 |

Расчёт проведен по 20 значащим точкам в пределах периода, в котором происходит одно колебание силы дебалансов на зубчатых колёсах 1.1 и 1.2 и два полных колебания сил дебалансов на зубчатых колёсах 2.1 и 2.2. Эти колебания симметричны относительно нейтральной оси и составляют, соответственно, значение  $\pm 1000$  Н, с соотношением модулей  $k = 1,0$ . Максимальное значение модуля силы  $F_{\text{сум}}$  составляет:  $F_{\text{сум,нб}}=2000$  Н, в направлении выполнения полезной работы, а минимальное –  $F_{\text{сум,нм}} = 1121$  Н, в направлении выполнения холостого хода.

Таким образом, в вертикальной плоскости создаётся асимметрии величины вынуждающей силы, которая составляет:  $k = 1.79$  (табл. 6).

График изменения величины вынуждающей силы пары 1.1 и 1.2 представлен на рис. 10.

График изменения величины вынуждающей силы пары 2.1 и 2.2 представлен на рис. 11.

На рис. 12 представлены совместно графики изменения вынуждающих сил пары 1.1 и 1.2, а также, пары 2.1 и 2.2.

Наибольшей информативностью численного анализа является график (рис. 13), на котором отражён график изменения суммарной вынуждающей силы, ряд 1.

Таблица 6

**Результаты расчёта параметров вынуждающей силы вибрационного устройства  
по исходным данным, обозначенным в [22]**

| №   | $t$   | $F_1$  | $F_1$  | $F_2$  | $F_2$  | $2F_1$ | $2F_2$ | $F_{\text{сум}}$ |
|-----|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|------------------|
| -1- | -2-   | -3-    | -4-    | -5-    | -6-    | -7-    | -8-    | -9-              |
| 0   | 0     | 0      | 0      | 500    | 500    | 0      | 1000   | 1000             |
| 1   | 0,006 | 154,3  | 154,3  | 404,5  | 404,5  | 308,6  | 809    | 1117,6           |
| 2   | 0,012 | 293,6  | 293,6  | 154,6  | 154,6  | 587,2  | 309,2  | 896,4            |
| 3   | 0,018 | 404,2  | 404,2  | -154,3 | -154,3 | 808,4  | -308,6 | 499,8            |
| 4   | 0,024 | 475,3  | 475,3  | -404,4 | -404,4 | 950,6  | -808,8 | 141,8            |
| 5   | 0,03  | 500    | 500    | -500   | -500   | 1000   | -1000  | 0                |
| 6   | 0,036 | 475,9  | 475,9  | -404,7 | -404,7 | 951,8  | -809,4 | 142,4            |
| 7   | 0,042 | 405,3  | 405,3  | -154,9 | -154,9 | 810,6  | -309,8 | 500,8            |
| 8   | 0,048 | 295,1  | 295,1  | 154,1  | 154,1  | 590,2  | 308,2  | 898,4            |
| 9   | 0,054 | 156,1  | 156,1  | 404,2  | 404,2  | 312,2  | 808,4  | 1120,6           |
| 10  | 0,06  | 1,8    | 1,8    | 500    | 500    | 3,6    | 1000   | 1003,6           |
| 11  | 0,066 | -152,6 | -152,6 | 404,9  | 404,9  | -305,2 | 809,8  | 504,6            |
| 12  | 0,072 | -292,2 | -292,2 | 155,2  | 155,2  | -584,4 | 310,4  | -274             |
| 13  | 0,078 | -403,1 | -403,1 | -153,8 | -153,8 | -806,2 | -307,6 | -1113,8          |
| 14  | 0,084 | -474,8 | -474,8 | -404   | -404   | -949,6 | -808   | -1757,6          |
| 15  | 0,09  | -500   | -500   | -500   | -500   | -1000  | -1000  | -2000            |
| 16  | 0,096 | -476,4 | -476,4 | -405,1 | -405,1 | -952,8 | -810,2 | -1763            |
| 17  | 0,102 | -406,3 | -406,3 | -155,5 | -155,5 | -812,6 | -311   | -1123,6          |
| 18  | 0,108 | -296,5 | -296,5 | 153,5  | 153,5  | -593   | 307    | -286             |
| 19  | 0,114 | -157,8 | -157,8 | 403,9  | 403,9  | -315,6 | 807,8  | 492,2            |
| 20  | 0,12  | -3,6   | -3,6   | 500    | 500    | -7,2   | 1000   | 992,8            |
|     | Max   |        |        |        |        |        |        | -2000            |
|     | Min   |        |        |        |        |        |        | 1121             |
|     | кac   |        |        |        |        |        |        | 1,79             |

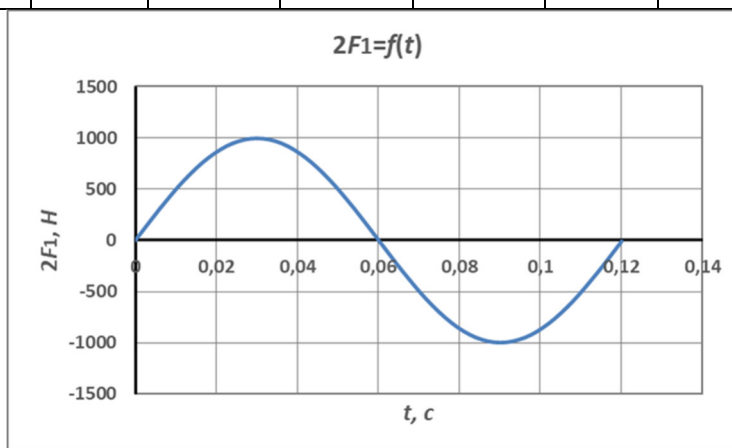


Рис. 10. изменения величины вынуждающей силы пары 1.1 и 1.2.

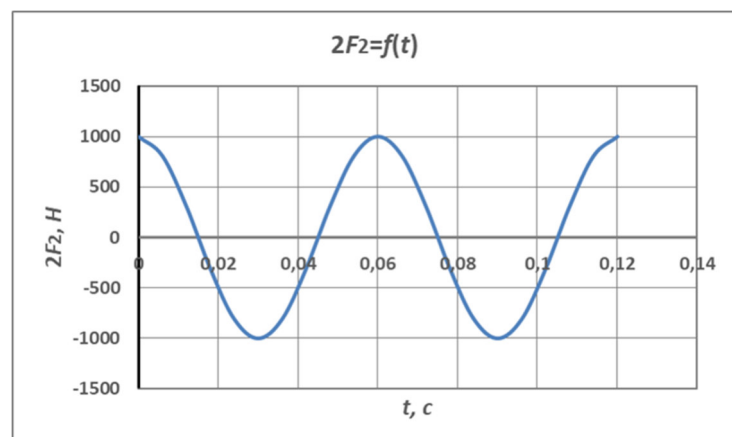


Рис. 11. Изменения величины вынуждающей силы пары 2.1 и 2.2.

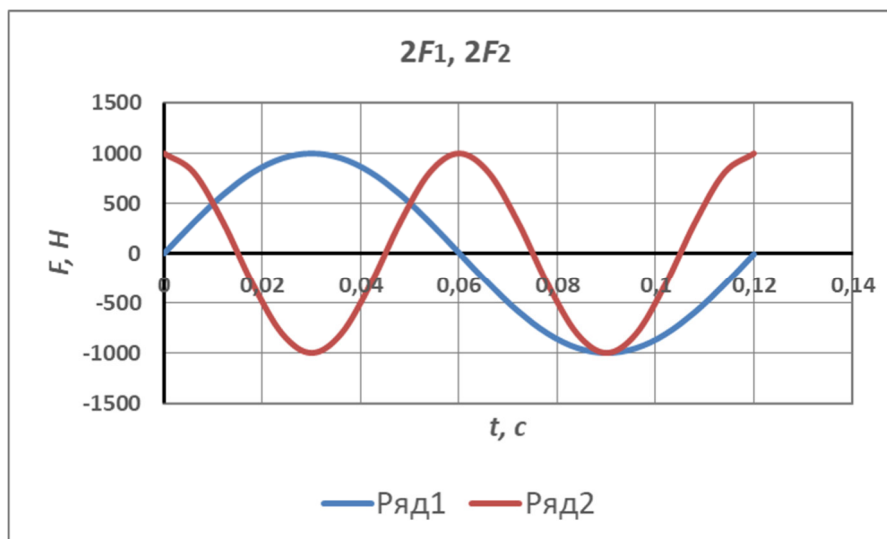


Рис. 12. Графики изменения вынуждающих сил пары 1.1 и 1.2, ряд 2, а также, пары 2.1 и 2.2, ряд 1

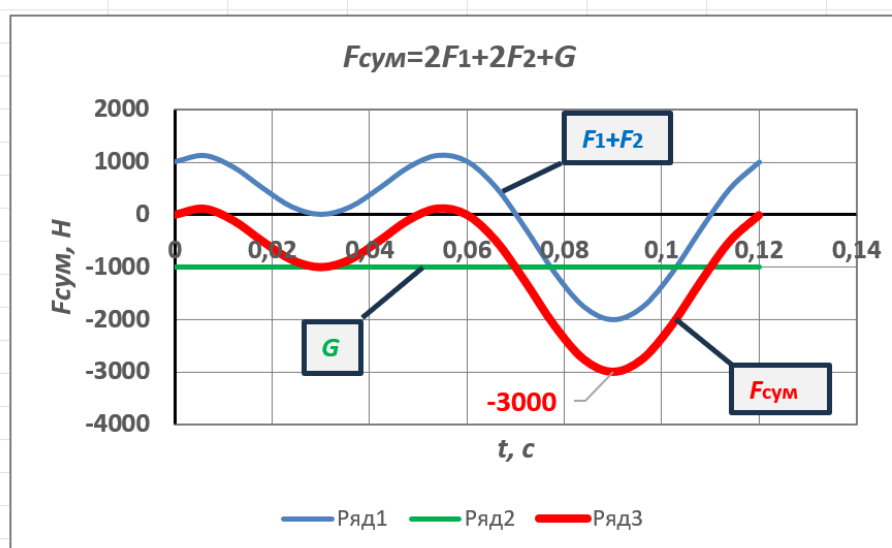


Рис. 13. Графики численного анализа по заявленным предложениям технического решения [22]

Из расчёта (табл. 6) и графика (рис. 13) видно, что суммарная величина вынуждающей силы является асимметричной относительно нейтральной оси и коэффициент асимметрии при этом составляет:  $k = 1,79$ .

Выполненный численные расчёты на базе патента [22] показывает, что данное техническое решение, содержащие две ступени вибрационного устройства с кратными частотами вращения дебалансных валов, позволяют получать асимметричные колебания с существенным превышением величины вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы, по сравнению с величиной вынуждающей силы, действующей в направлении холостого хода.

Исследование направлено на создание, в конечном итоге, асимметричной по величине сум-

марной вынуждающей силы. При этом, коэффициент асимметрии величины суммарной вынуждающей силы составляет  $k_{ac} = \frac{0,877}{0,49} = 1,79$ . За счёт выбора рациональных параметров, в частности, соотношения статических моментов, можно достичь величины коэффициента асимметрии равного двум.

Таким образом, использование вибрационного устройства с асимметричной вынуждающей силой позволяет существенно повысить величину усилия, действующего в направлении выполнения полезной работы малогабаритного одновальцового дорожного катка, а также повысить эффективность уплотнения при меньшей его массе. К примеру, техническое решение [25] позволяет достигать величины вынуждающей силы вибрационного устройства с коэффициентом асимметрии  $k_{ac} = 3$ , рис. 14.

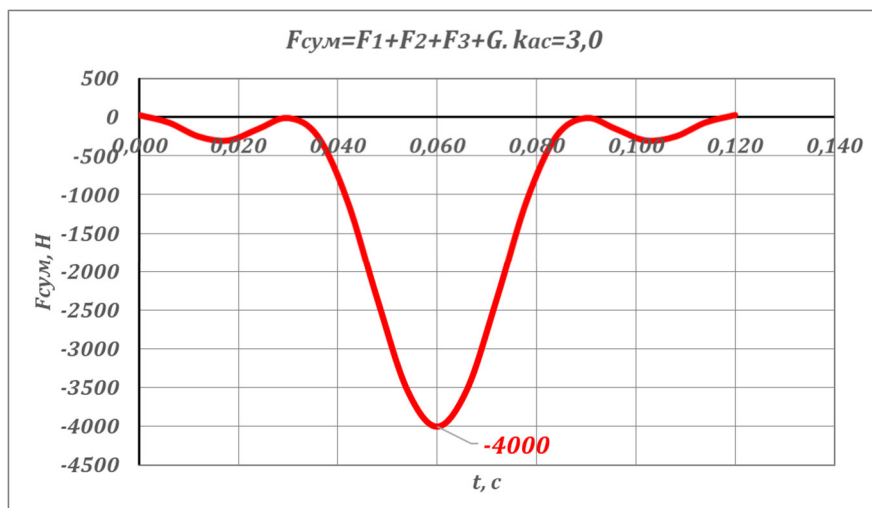


Рис. 14. График соотношения величины суммарной вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения полезной работы, уплотнения (вниз) и в направлении холостого хода (вверх)

В практике создания технических решений по повышению коэффициента асимметрии вынуждающей силы для одновальцового вибрационного катка может быть использованы технические решения [19].

**Вывод.** Проведенные исследования подтвердили актуальность и перспективность конструкций малогабаритных одновальцовых вибрационных катков. Разработанный принципиально новый закон движения рабочего оборудования на основе асимметричных колебаний позволяет значительно повысить эффективность уплотнения грунтов и асфальтобетонных покрытий, а также снизить массу катка без потери других характеристик.

Полученные результаты показывают, что использование вибрационных устройств с высоким коэффициентом асимметрии вынуждающей силы способствует созданию более производительных и экономичных машин. Предложенные решения позволяют не только улучшить эксплуатационные характеристики катков, но и снизить затраты на их производство и обслуживание.

Дальнейшее развитие темы может быть связано с проведением экспериментальных исследований по реализации асимметричных изменений в других условиях, а также с открытием вибрационных устройств с еще более устойчивыми показателями асимметрии для повышения эффективности уплотнения. Данные результаты могут быть использованы при проектировании новых и модернизации существующих моделей катков, востребованных в условиях ограниченного пространства эксплуатации.

**Источник финансирования.** Работа выполнена в рамках реализации программы «Приоритет 2030» СК-ПРП-70.02-23 от 09.01.2023 г. с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова за

счет научного проекта № МЛ-5/23 от 07.06.23 г. по теме: «Исследование и разработка конструкции составного металлорежущего инструмента с оптимизированной внутренней структурой с целью его изготовления аддитивными методами производства» при содействии Центра трансфера инновационных технологий БГТУ им. В.Г. Шухова.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Баловнев В.И., Глаголев С.Н., Данилов Р.Г., Кустарев Г.В., Шестопапов К.К., Герасимов М.Д. Машины для земляных работ. 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учебное пособие для вузов. Белгород: Изд-во БГТУ. 2011. 451 с.
2. Бостанов Б.О. Разработка кинематики и динамики комбинированного вибровозбудителя дорожных катков: дис.... канд. техн. наук. Республика Казахстан Алматы, 2010. 124 С.
3. Джолдасбеков С.У., Темирбеков Е.С. Проектирование безударной дорожки вибровозбудителя дорожных катков. Фундаментальные проблемы теоретической и прикладной механики // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4 (5). С. 2143–2145.
4. Бурый Г.Г. Обоснование режимных параметров вибрационных катков с учетом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации. дисс.... канд. техн. наук. Омск. 2016. 113 с.
5. Тюремнов И.С., Игнатъев А.А. Уплотнение грунтов вибрационными катками: Монография. Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2012. 140 с.
6. Тюремнов И.С., Филатов И.С., Игнатъев А.А. Обзор рекомендаций производителей по ис-

пользованию вибрационных катков для уплотнения грунта // Вестник ТОГУ. 2014. № 2(33). С. 155–162.

7. Тюремнов И.С., Новичихин А.А. Уплотнение грунтов вибрационными плитами: монография. Ярославль: Изд-во ЯГТУ. 2018. 143 с.

8. Yao Y.S., Feng Z.X., Li Y.W. Study on double-frequency composed vibrating compaction method based on resonance and antifriction principle // Advanced Materials Research. 2011. Vol. 402. Pp. 742–746. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.402.742

9. Yao Y. S., Li Y.W., Shi X., Feng Z.X. Industrial experiment on double-frequency composed vibratory roller // Journal of Chang'an University (Natural Science Edition). 2013. Vol. 33. Pp. 101–106.

10. Yao Y., Feng Z., Chen S., Zhang Z., Zhao L., Zhao W. Design and Fabrication of a Road Roller with Double-Frequency Composed Vibration and Its Compaction Performance // Arabian Journal for Science and Engineering. 2014. Vol. 39. Pp. 9219–9225. DOI: 10.1007/s13369-014-1469-9

11. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Любимый Н.С., Мкртычев О.В. Вибрационные устройства с асимметричными колебаниями: монография: 2 ч. // Белгород: Изд-во БГТУ. 2024. Ч. 2. 230 С.

12. Дубков В.В., Базинская А.М. Определение параметров осцилляторно-вибрационного катка // Вестник СибАДИ. 2016. № 4 (50). С. 13–17 с.

13. Пат. 2654892, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Валец вибрационного катка / Кондаков В. Е., Орищук Р. Н.; заявл. 20.02.2017; опубл. 23.05.2018, Бюл. №15. 8 с.

14. Пат. 2681032, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Комбинированный валец вибрационного катка / Кондаков В. Е., Семенов Ю. Д.; заявл.: 14.03.2018; опубл. 01.03.2019 Бюл. № 7. 10 с.

15. Пат. 2716343, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Каток-трамбовка / Кузин Н. И.; заявл.: 23.07.2019; опубл. 11.03.2020 Бюл. № 8. 7 с.

16. Пат. 2804316, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Валец дорожного катка / Головин А. А.; заявл.: 19.04.2023; опубл. 27.09.2023 Бюл. № 27. 14 с.

17. Пат. 226690, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Валец дорожного катка / Савельев С. В., Литовченко Р. Е.; заявл.: 29.01.2024; опубл. 18.06.2024 Бюл. № 17. 10 с.

18. Пат. 151654, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Осцилляторный валец дорожного катка с изменяемой величиной крутильных колебаний / Серебrenников В. С., Мухин Р. Ю.; заявл.: 20.05.2014; опубл. 27.09.2014 Бюл. № 27. 5 с.

19. Пат. 2151837, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Вибрационный валец катка / Лещинский А.В., Иванченко С.Н., Сидорков В.В.; заявл.: 9.10.1998; опубл. 27.06.2000 Бюл. № 18. 7 с.

20. Пат. 181993, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Валец вибрационного катка / Кондаков В. Е.; заявл.: 01.03.2018; опубл. 31.07.2018 Бюл. № 22. 7 с.

21. Пат. 2746773, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Вибрационный валец дорожного катка / Шишкин Е. А.; заявл.: 06.10.2020; опубл. 20.04.2021 Бюл. № 11. 8 с.

22. Пат. 9402706, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Вибратор / Хайруллин И.Х., Хайруллин Т.И., Скуратов С.П.; заявл.: 22.07.1994; опубл. 20.05.1996 Бюл. № 13. 6 с.

23. Пат. 2292960, Российская Федерация, МПК E01C 19/28. Электромеханический вибратор / Ахунов Т. А., Макаров Л.Н., Шаршунов Ю. Е., Чебурахин И. М.; заявл.: 11.01.2005; опубл. 10.02.2007 Бюл. № 4. 6 с.

24. Пат. 2091183, Российская Федерация, МПК B06B 1/04. Способ реализации электромагнитным приводом асимметричного вибрационного движения колебательной механической системы / Крейнин Г.В., Мацеевич Б.В., Михайлов В.Д., Сериков В.В., Ушанков А.Е., Ямбулатов Р.И.; заявл.: 06.06.1995; опубл. 27.09.1997 Бюл. № 6. 10 с.

25. Пат. 2806379, Российская Федерация, МПК B06B 1/04. Полигармоническое вибрационное устройство / Герасимов М. Д., Тихонов А. А., Рязанцев В. Г., Любимый Н. С., Анциферов С. И.; заявл.: 22.03.2023; опубл. 31.10.2023 Бюл. № 31. 10 с.

#### Информация об авторах

**Герасимов Михаил Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин. E-mail: mail\_mihail@mail.ru Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Любимый Николай Сергеевич** кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин. E-mail: nslubim@bk.ru Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Латышев Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Начертательная геометрия и графика». E-mail: lat.sergej@gmail.com Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46

**Маслов Александр Сергеевич**, генеральный директор ООО «ПромДеталь», г. Шебекин, Ржевское шоссе, дом. 11.

**Кислицын Александр Евгеньевич**, аспирант. E-mail: sanek\_kisl@mail.ru Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Четвериков Борис Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин. E-mail: await\_rescue@mail.ru Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 28.10.2024 г.

© Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Латышев С.С., Маслов А.С., Кислицын А.Е., Четвериков Б.С., 2025

<sup>1</sup>Gerasimov M.D., <sup>1,\*</sup>Lyubimyi N.S., <sup>1</sup>Latyshev S.S.,

<sup>2</sup>Maslov A.S., <sup>1</sup>Kislitsyn A.E., <sup>1</sup>Chetverikov B.S.

<sup>1</sup>Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

<sup>2</sup>LLC "PromDetal"

\*E-mail: nslubim@bk.ru

## ANALYSIS AND PROSPECTS OF DIRECTIONS OF IMPROVEMENT OF SMALL-SIZED SINGLE-SHAFT VIBRATORY ROLLERS

**Abstract.** The object of the study is small-sized single-drum vibratory road rollers required for compaction of soils and asphalt concrete pavements in confined spaces, including urban development, access roads and pedestrian areas. The relevance of the work determined the need to improve the efficiency of road equipment in the context of increasing requirements for quality and speed of construction, as well as taking into account the emergence of modern technologies and materials. The research methods include the analysis of open sources, patent documentation, as well as the development of a calculation module in the MS Excel environment for designing the optimal parameters of vibration systems. The main scientific results consist in the development of a fundamentally new law of motion of the working process based on asymmetric oscillations, which improves compaction performance while reducing the mass of the roller. In addition, the work presents recommendations for the use of new vibration devices with a high asymmetry coefficient, which opens up prospects for their widespread development. The results obtained make it possible to create more efficient and economical designs of road rollers for use in various operating conditions. The article examines the laws of change of force impact on the working equipment of a small-sized single-drum roller – a drum, and proposes a fundamentally new version of the ideal law of oscillations generated by a vibration device.

**Key words:** roller, road, vibratory, small-sized, single-shaft, driving force, vibration parameters, law of motion of working equipment.

## REFERENCES

1. Balovnev V.I., Glagolev S.N., Danilov R.G., Kustarev G.V., Shestopalov K.K., Gerasimov M.D. Earthmoving Machines. 2 Books. Book 2. Loading, Unloading and Compacting Machines: A Textbook for Universities [Mashiny dlya zemlyanyh rabot. 2 kn. Kn. 2. Pogruzочно-razguzоchnnye i uplotnyayushchie mashiny: uchebnoe posobie dlya vuzov]. Belgorod: BSTU: 2016 451 p. (rus)
2. Bostanov B.O. Development of kinematics and dynamics of a combined vibration exciter for road rollers [Razrabotka kinematiki i dinamiki kombinirovannogo vibrovzbuditelya dorozhnyh katkov]. Diss. for the academic degree of Candidate of Sciences. tech. Sciences. Republic of Kazakhstan Almaty, 2010. 124 p. (rus)
3. Dzholdasbekov S.U., Temirbekov E.S. Design of a shockless track for a vibration exciter for road rollers. Fundamental problems of theoretical and applied mechanics [Proektirovanie bezudarnoj dorozhki vibrovzbuditelya dorozhnyh katkov. Fundamental'nye problemy teoreticheskoy i prikladnoy mekhaniki]. Bulletin of Nizhny Novgorod University named after. N.I. Lobachevsky. 2011. No. 4 (5). Pp. 2143–2145 (rus)
4. Bury G.G. Justification of operating parameters of vibrating rollers taking into account the mass of compacted soil in the zone of active vibration [Obosnovanie rezhimnyh parametrov vibracionnyh

katkov s uchetom massy uplotnyaemogo grunta v zone aktivnogo dejstviya vibracii]. Diss. for the academic degree of Candidate of Sciences. tech. Sciences. Omsk. 2016. (rus)

5. Tyuremnov I.S., Ignatiev A.A. Soil compaction with vibrating rollers: Monograph [Uplotnenie gruntov vibracionnymi karkami: Monografiya.]. Yaroslavl: YaGTU Publishing House, 2012. 140 p. (rus)

6. Tyuremnov I.S., Filatov I.S., Ignatiev A.A. Review of manufacturers' recommendations for the use of vibrating rollers for soil compaction [Obzor rekomendacij proizvoditelej po ispol'zovaniyu vibracionnyh karkov dlya uplotneniya grunta]. Vestnik TOGU. 2014. No. 2(33). Pp. 155–162. (rus)

7. Tyuremnov I.S., Novichikhin A.A. Soil compaction with vibrating plates: monograph [Uplotnenie gruntov vibracionnymi plitami: monografiya]. Yaroslavl: YAGTU Publishing House, 2018. 143 p. (rus)

8. Yao Y.S., Feng Z.X., Li Y.W. Study on double-frequency composed vibrating compaction method based on resonance and antifriction principle. Advanced Materials Research. 2011. Vol. 402. Pp. 742–746. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.402.742

9. Yao Y. S., Li Y.W, Shi, X., Feng, Z.X. Industrial experiment on double-frequency composed vibratory roller. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition). 2013. Vol. 33. Pp. 101–106.

10. Yao Y., Feng Z., Chen S., Zhang Z., Zhao L., Zhao W. Design and Fabrication of a Road Roller with Double-Frequency Composed Vibration and Its Compaction Performance. Arabian Journal for Science and Engineering. 2014. Vol. 39. Pp. 9219–9225. DOI: 10.1007/s13369-014-1469-9

11. Gerasimov M.D., Gerasimov D.M., Lyubimy N.S., Mkrtichev O.V. Vibration devices with asymmetric oscillations: monograph: 2 parts [Vi-

bracionnye ustrojstva s asimmetrichnymi kolebaniyami: monografiya: 2 ch.]. Belgorod: BSTU Publishing House, 2024. Part 2. 230 p. (rus)

12. Dubkov V.V., Bazinskaya A.M. Determination of parameters of an oscillatory-vibration roller. [Opredelenie parametrov oscillyatorno-vibracionnogo karka] SibADI Bulletin, No. 4 (50). 2016. Pp. 13 – 17. (rus)

13. Kondakov V.E., Orishchuk R.N. Vibratory roller drum. Patent RF. 2654892, 2018.

14. Kondakov V.E., Semenov Yu. D. Combined vibratory roller drum. Patent RF. 2681032, 2019.

15. Kuzin N.I. Compactor roller. Patent RF. 2716343, 2020.

16. Golovnin A.A. Road roller drum. Patent RF. 226690, 2024.

17. Savelyev S.V., Litovchenko R.E. Road roller drum. Patent RF. 2804316, 2023.

18. Serebrennikov V.S., Mukhin R.Yu. Oscillatory drum of a road roller with variable torsional vibrations. Patent RF. 151654, 2014.

19. Leshchinsky A.V., Ivanchenko S.N., Sidorov V.V. Vibrating roller roller. Patent RF. 2151837, 2020.

20. Kondakov V.E. Vibratory roller drum. Patent RF. 181993, 2018.

21. Shishkin E.A. Vibrating drum of a road roller. Patent RF. 2746773, 2020.

22. Khairullin I.Kh., Khairullin T.I., Skuratov S.P. Vibrator. Patent RF. 9402706, 2020.

23. Akhunov T.A., Makarov L.N., Sharshunov Yu.E., Cheburakhin I.M. Electromechanical vibrator. Patent RF. 2292960, 2007.

24. Kreinin G.V., Matseevich B.V., Mikhailov V.D., Serikov V.V., Ushankov A.E., Yanbulatov R.I. A method for implementing asymmetric vibration motion of an oscillatory mechanical system using an electromagnetic drive. Patent RF. 2091183, 1997.

25. Gerasimov M.D., Tikhonov A.A., Ryzantsev V.G., Lyubimy N.S. Polyharmonic vibration device. Patent RF. 2806379, 2023.

#### Information about the authors

**Gerasimov, Mikhail D.** Candidate of technical sciences, associate professor of the department of hoisting and transport and road machines. E-mail: mail\_mihail@mail.ru Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Lyubimy, Nikolay S.** Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Hoisting and Transport and Road Machines. E-mail: nslubim@bk.ru Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Latyshev, Sergey S.** Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Descriptive Geometry and Graphics. E-mail: lat.sergej@gmail.com Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46

**Maslov, Alexander S.** General Director of «PromDetal LLC», Shebekino, Rzhenskoe highway, building. eleven.

**Kislitsyn, Alexander E.** Graduate student. E-mail: sanek\_kisl@mail.ru Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Chetverikov, Boris S.** Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Hoisting and Transport and Road Machines. E-mail: await\_rescue@mail.ru Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

---

*Received 28.10.2024*

**Для цитирования:**

Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Латышев С.С., Маслов А.С., Кислицын А.Е., Четвериков Б.С. Анализ и перспективы направлений совершенствования малогабаритных одновальных вибрационных катков // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2025. № 5. С. 92–108. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-5-92-108

**For citation:**

Gerasimov M.D., Lyubimyi N.S., Latyshev S.S., Maslov A.S., Kislitsyn A.E., Chetverikov B.S. Analysis and prospects of directions of improvement of small-sized single-shaft vibratory rollers. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2025. No. 5. Pp. 92–108. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-5-92-108