

МЕТОДИКА РЕГУЛИРОВАНИЯ УСИЛИЯ В ЗОНЕ КОНТАКТА УПЛОТНЯЕМОГО МАТЕРИАЛА И ВАЛЬЦА С ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕМ НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Е.А. Шишкин

004655@togudv.ru

Р.М. Аюпов

2020100022@togudv.ru

ТОГУ, г. Хабаровск, Российская Федерация

Аннотация

Уплотнение вибрационным катком широко применяется для окончательного формирования структуры дорожных покрытий. Постепенный рост прочности материала требует изменения параметров вибрационного уплотнения. Для катков с направленной вибрацией вальца таким параметром является направление вектора вынуждающей силы вибровозбудителя вальца. Данный параметр влияет на значение и направление результирующей силы в зоне контакта вибрационного вальца и материала. Для исследования указанного влияния разработана имитационная модель колебательной системы валец–уплотняемый материал. Основу модели составляют дифференциальные уравнения, описывающие нормальное и тангенциальное силовое взаимодействие вальца и уплотняемого материала. Модель учитывает конструктивные параметры вальца катка и физико-механические параметры уплотняемого материала. В результате моделирования выявлено, что для катков с направленной вибрацией в качестве критерия регулирования вибрационного уплотнения следует принимать не угол между вектором вынуждающей силы вибровозбудителя и вертикалью, а угол между вектором силы в зоне контакта вальца с уплотняемым материалом и вертикалью. Разработана методика регулирования, позволяющая повысить качество уплотнения за счет исключения нежелательных режимов работы вальца, приводящих к нарушению сплошности уплотняемого материала

Ключевые слова

Вибрационный каток, валец, уплотнение, направленная вибрация, вынуждающая сила, контактная сила, угол, моделирование

Поступила 18.06.2025

Принята 01.09.2025

© Автор(ы), 2026

Введение. В настоящее время в дорожных катках используется преимущественно круговая вибрация, между тем машиностроительная компания Bomag (Франция) с 1998 года оснащает катки вибрационным механизмом направленного действия [1].

По мере уплотнения деформационная способность дорожных материалов снижается, что вызывает рост результирующей силы в зоне контакта вибрационного вальца и материала [2, 3]. Постоянные параметры вибрационного воздействия могут вызвать разрушение уплотняемого материала [4, 5]. Существуют различные способы регулирования вибрационного воздействия [6, 7] на уплотняемый материал. В случае направленной вибрации параметры воздействия корректируются путем изменения направления вектора вынуждающей силы вибровозбудителя вальца F_B на некоторый угол α относительно вертикали [8, 9]. Изменение направления вибрации позволяет регулировать амплитуду колебаний вальца, что повышает эффективность процесса уплотнения, а также дает возможность избегать опасных режимов работы катка. Схемы регулирования вибрационного воздействия на уплотняемый материал приведены на рис. 1.

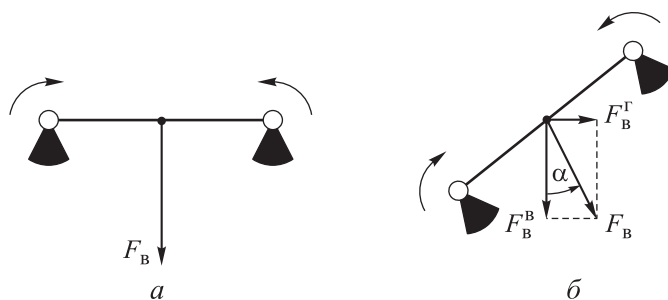


Рис. 1. Схемы регулирования вибрационного воздействия на уплотняемый материал:

а — вертикальное воздействие; *б* — воздействие под углом α

В результате корректировки вертикальная составляющая вынуждающей силы вибровозбудителя вальца F_B^B становится меньше, чем обеспечиваемая сплошность уплотняемого материала [10, 11]. Кроме того, возникает горизонтальная составляющая вынуждающей силы F_B^H , что повышает эффективность уплотнения за счет осцилляционного эффекта [12, 13]. В итоге изменяются значение и направление результирующей силы в зоне контакта вибрационного вальца с уплотняемым материалом [14, 15]. Следовательно, угол между направлением вектора вынуждающей силы вибровозбудителя и вертикалью влияет на эффективность уплотнения покрытия вибрационным вальцом.

В существующих теоретических исследованиях для описания процесса уплотнения дорожного покрытия направленными колебаниями вальца используется модель, учитывающая только сжатие материала [16, 17]. Такая модель справедлива для случая, когда угол между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью равен нулю. При отклонении вектора вынуждающей силы от вертикали материал, кроме сжатия, испытывает сдвиг и модель показывает значительное расхождение. Кроме того, недостаточно изучен вопрос влияния направления колебаний на энергию, передаваемую в уплотняемый материал. Установление такой взаимосвязи позволит обоснованно подходить к выбору направления колебаний вальца в зависимости от физико-механических характеристик уплотняемого материала.

Цель настоящей работы — установление взаимосвязи между направлением действия вынуждающей силы вибровозбудителя и результирующей силы в зоне контакта вибрационного вальца и материала.

Материалы и методы. Направленная вибрация вальца реализуется

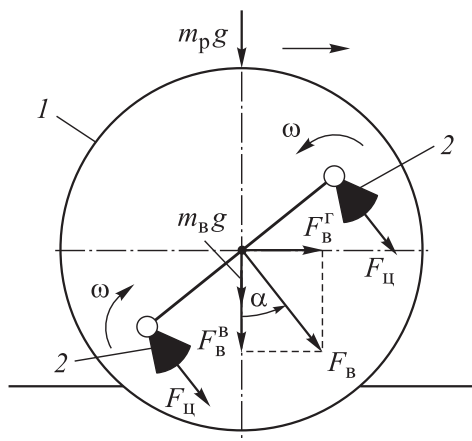


Рис. 2. Схема действия сил при направленной вибрации:

1 — валец; 2 — дебалансы

за счет двух дебалансов, оси которых смещены от оси вращения вальца на одинаковые расстояния в диаметрально-противоположные стороны [18]. Схема действия сил при направленной вибрации приведена на рис. 2.

Вынуждающая сила вибровозбудителя вальца F_B равна сумме центробежных сил $F_{ц}$, создаваемых дебалансами [19, 20]:

$$F_B = F_{ц} + F_{ц} = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t), \quad (1)$$

где $m_0 r_0$ — статический момент дебаланса; ω — частота вращения дебаланса; t — время.

Когда угол α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью больше нуля, вертикальная и горизонтальная проекции вынуждающей силы вальца будут равны:

$$F_B^b = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \cos \alpha; \quad F_B^r = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \sin \alpha. \quad (2)$$

Рассматривая валец как абсолютно твердое тело, перенесем силы, приложенные к оси вальца, в точку А (рис. 3). Равнодействующую всех сил в этой точке F_k разложим на две составляющие: нормальную F_n и тангенциальную F_t .

Силовое взаимодействие вальца с материалом происходит в вертикальном и горизонтальном направлениях [21], в связи с этим для исследования поведения колебательной системы валец–уплотняемый материал под нагрузкой принята вязкоупругая модель (см. рис. 3).

Нормальную силу, действующую со стороны вальца на уплотняемый материал, определяем так:

$$F_n = m_p g + m_b g + F_B^B - m_b \ddot{h}(t), \quad (3)$$

где m_p — масса рамы катка, приходящаяся на валец; m_b — масса вальца; $\ddot{h}$ — ускорение вальца в вертикальном направлении.

С учетом (2) выражение (3) примет вид

$$F_n = (m_p + m_b) g + m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \cos \alpha - m_b \ddot{h}(t). \quad (4)$$

Со стороны уплотняемого материала на валец действует нормальная сила

$$F_n = (m_p + m_b) g + \mu_n \dot{h}(t) + c_n h(t), \quad (5)$$

где μ_n , c_n — коэффициент вязкого сопротивления и жесткость материала в вертикальном направлении; h , $\dot{h}$ — смещение вальца и скорость его смещения в вертикальном направлении.

В результате совместного решения уравнений (4) и (5) получаем закон вертикального перемещения колебательной системы валец–уплотняемый материал:

$$m_b \ddot{h}(t) + \mu_n \dot{h}(t) + c_n h(t) = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \cos \alpha. \quad (6)$$

Тангенциальную силу, действующую со стороны вальца на уплотняемый материал, запишем так:

$$F_t = F_B^T - m_b \ddot{x}, \quad (7)$$

где $\ddot{x}$ — ускорение вальца в горизонтальном направлении.

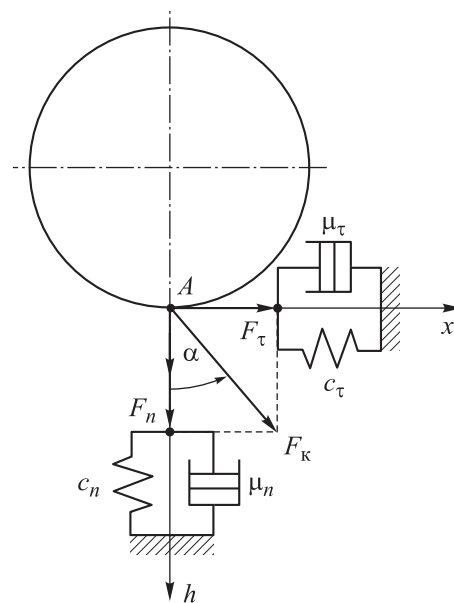


Рис. 3. Вязкоупругая модель колебательной системы валец–уплотняемый материал под нагрузкой

С учетом (2) выражение (7) примет вид

$$F_{\tau} = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \sin \alpha - m_{\text{в}} \ddot{x}(t). \quad (8)$$

Тангенциальная сила, с которой уплотняемый материал оказывает действие на валец, равна

$$F_{\tau} = \mu_{\tau} \dot{x}(t) + c_{\tau} x(t), \quad (9)$$

где μ_{τ} — коэффициент вязкого сопротивления в горизонтальном направлении; c_{τ} — жесткость уплотняемого слоя в горизонтальном направлении; $x, \dot{x}$ — смещение вальца и скорость его смещения в горизонтальном направлении.

В результате совместного решения уравнений (8), (9) получаем закон горизонтального перемещения колебательной системы валец–уплотняемый материал:

$$m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \sin \alpha - m_{\text{в}} \ddot{x}(t) = \mu_{\tau} \dot{x}(t) + c_{\tau} x(t). \quad (10)$$

Равнодействующая всех сил в точке А (см. рис. 3), представляющая собой контактную силу, равна

$$F_{\text{к}} = \sqrt{F_n^2 + F_{\tau}^2}. \quad (11)$$

С учетом (5), (9) выражение (11) примет вид

$$F_{\text{к}}(t) = \sqrt{\left[(m_{\text{п}} + m_{\text{в}})g + \mu_n \dot{h}(t) + c_n h(t) \right]^2 + \left[\mu_{\tau} \dot{x}(t) + c_{\tau} x(t) \right]^2}. \quad (12)$$

Полное смещение вальца запишем так:

$$s(t) = \sqrt{x(t)^2 + h(t)^2}. \quad (13)$$

Угол между направлением вектора контактной силы $F_{\text{к}}$ и вертикалью (см. рис. 3) равен

$$\beta(t) = \arctg \frac{F_{\tau}}{F_n}. \quad (14)$$

С учетом (5) и (9) выражение (14) примет вид

$$\beta(t) = \arctg \frac{\mu_{\tau} \dot{x}(t) + c_{\tau} x(t)}{(m_{\text{п}} + m_{\text{в}})g + \mu_n \dot{h}(t) + c_n h(t)}. \quad (15)$$

Из уравнений (6) и (10) выразим ускорения вальца в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$\ddot{h}(t) = \frac{1}{m_B} \left[m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \cos \alpha - \mu_n \dot{h}(t) - c_n h(t) \right]; \quad (16)$$

$$\ddot{x}(t) = \frac{1}{m_B} \left[m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \sin \alpha - \mu_\tau \dot{x}(t) - c_\tau x(t) \right]. \quad (17)$$

Зависимости (12), (13), (15)–(17) являются основой имитационной модели колебательной системы валец–уплотняемый материал, созданной в среде моделирования Simulink системы MATLAB (рис. 4). Разработанная модель включает в себя следующие исходные параметры: mP и mB — массы рамы и вальца; $m0r0$ — статический момент дебаланса; w — угловая частота вращения дебаланса; $alfa$ — угол между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью; cn и mun — жесткость и коэффициент вязкого сопротивления материала в вертикальном направлении; $ctau$ и $mutau$ — жесткость и коэффициент вязкого сопротивления материала в горизонтальном направлении.

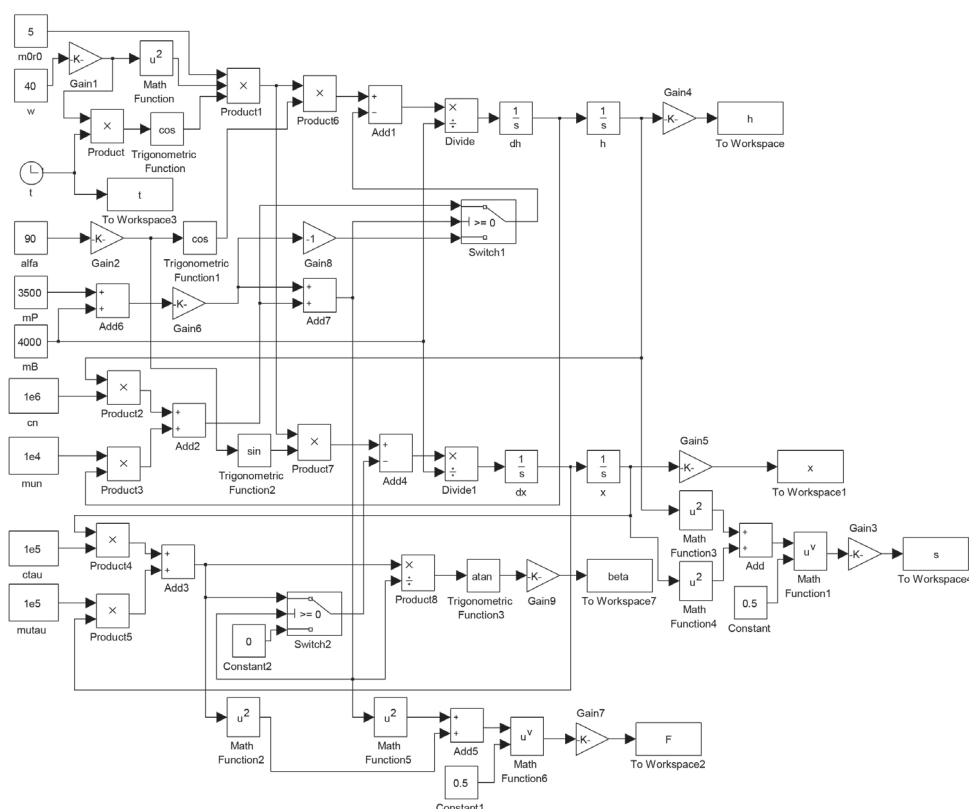


Рис. 4. Скриншот схемы имитационной модели колебательной системы валец–уплотняемый материал, созданной в среде моделирования Simulink системы MATLAB

Результаты. В процессе моделирования получены зависимости угла β между направлением вектора контактной силы и вертикалью и интенсивности его изменения $\Delta\beta$ от угла α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью (рис. 5). Полученные фазовые траектории колебательной системы валец–уплотняемый материал при нескольких значениях углов α в координатах F_k-s (контактная сила–полное смещение вальца) приведены на рис. 6. Площадь, ограниченная фазовой траекторией, равна энергии, необходимой для уплотнения материала вальцом. С помощью функции площади полигона системы MATLAB определены значения площадей фазовых траекторий при различных значениях угла α . Зависимости энергии уплотнения материала вальцом и интенсивности ее изменения от угла α приведены на рис. 7.

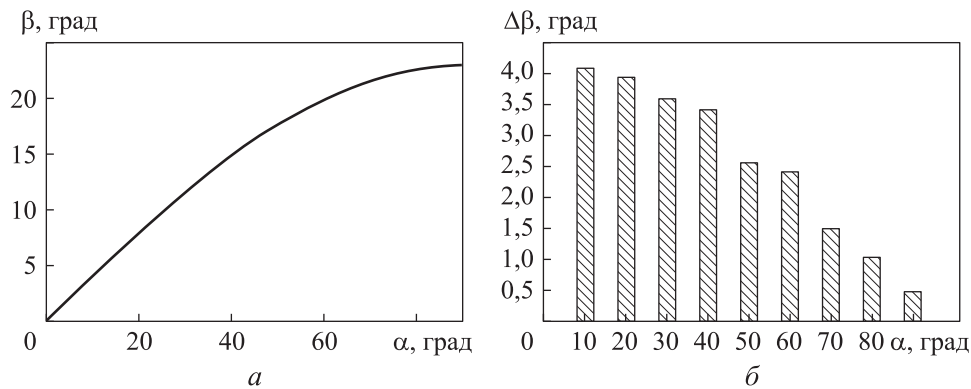


Рис. 5. Зависимости угла β между направлением вектора контактной силы и вертикалью (а) и интенсивности его изменения $\Delta\beta$ (б) от угла α

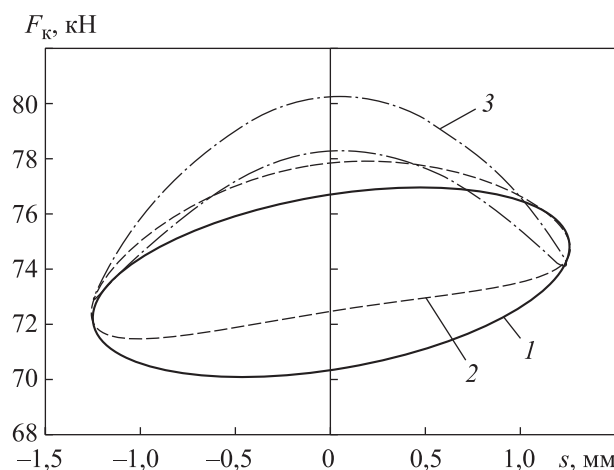


Рис. 6. Фазовые траектории колебательной системы валец–уплотняемый материал при $\alpha = 0$ (1), 30° (2), 70° (3)

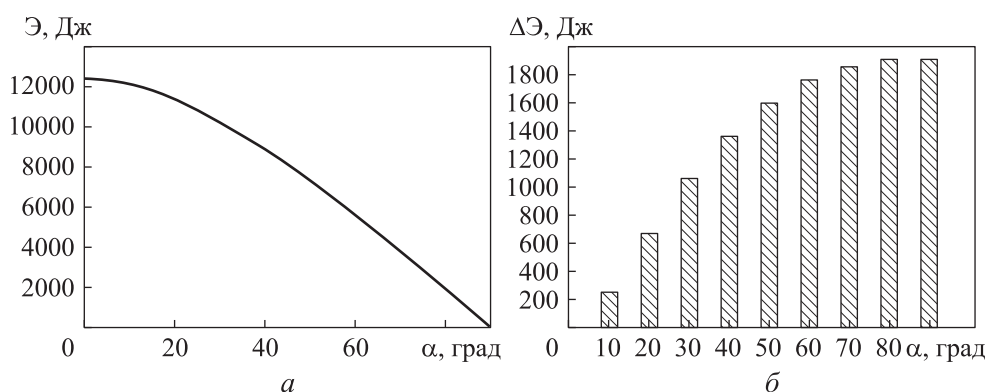


Рис. 7. Зависимости энергии уплотнения материала вальцом (а) и интенсивности ее изменения (б) от угла α

Обсуждение полученных результатов. Согласно рис. 5, б, при увеличении угла α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью с постоянным шагом интенсивность изменения угла β между направлением вектора контактной силы и вертикалью постепенно замедляется. Например, при увеличении угла α от 20° до 30° угол β увеличивается примерно на 16 %, а при увеличении угла α от 80° до 90° — на 2 %. Причем угол β между направлением вектора контактной силы и вертикалью стремится к пределу, равному 23° для заданных характеристик уплотняемого материала. Следовательно, предельное значение угла α должно определяться значением $\Delta\beta$. После прохода вальца катка физико-механические характеристики уплотняемого материала изменяются. Если не корректировать угол α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью, то на следующем проходе угол β между направлением вектора контактной силы и вертикалью будет меньше, чем на предыдущем. Увеличение угла α приведет к росту угла β . Если значение $\Delta\beta$ меньше заданной погрешности ε , то дальнейшее изменение угла α нецелесообразно. В таком случае необходимо изменить режим вибрационного воздействия путем регулирования частоты колебаний или статического момента дебаланса [22, 23].

По мере увеличения угла между направлением вектора вынуждающей силы α и вертикалью энергия уплотнения E ожидаемо уменьшается (рис. 7, а). Однако интенсивность снижения энергии уплотнения E непостоянна. Например, при увеличении угла α от 20° до 30° энергия уплотнения E уменьшается примерно на 8 %, а при увеличении угла α от 80° до 90° — на 15 %. Разность площадей фазовых траекторий контактная

сила–полное смещение вальца для двух смежных проходов вальца позволяет определить интенсивность изменения энергии $\Delta \mathcal{E}$ уплотнения материала. По знаку этого параметра можно судить о направлении корректирования угла α . Если наблюдается рост энергии уплотнения, т. е. $\Delta \mathcal{E}$ положительно, необходимо увеличивать угол α для сохранения сплошности уплотняемого материала.

Заключение. Разработанная модель позволяет оценить влияние угла α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью на угол β между направлением вектора силы, возникающей в зоне контакта вальца с уплотняемым материалом, и вертикалью, с учетом конструктивных параметров вальца и физико-механических параметров материала. В результате моделирования установлено, что в качестве критерия регулирования вибрационного воздействия необходимо принимать не угол α между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью, а угол β между контактной силой F_k и вертикалью. Установлено, что угол β значительно меньше по значению соответствующего угла α .

Для вибрационных катков опасным считается субгармонический режим с кратностью колебаний вальца, равной двум («двойной прыжок») [24]. Геометрический анализ формы фазовой траектории колебательной системы валец–уплотняемый материал (см. рис. 6) позволяет определить момент перехода катка в такой режим [23]. В этот момент необходимо увеличить угол между направлением вектора вынуждающей силы и вертикалью, что приведет к уменьшению значения энергии уплотнения материала по сравнению с критическим.

Разработанная методика регулирования позволяет повысить качество уплотнения за счет исключения нежелательных режимов работы вальца, приводящих к нарушению сплошности уплотняемого материала.

Полученные результаты требуют экспериментального подтверждения путем измерения значений нормальной и тангенциальной сил, действующих со стороны вальца на уплотняемый материал.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тюремнов И.С. Обзор систем непрерывного контроля уплотнения грунта для вибрационных катков. Часть 3. Особенности функционирования и «интеллектуальное уплотнение». *Вестник ТОГУ*, 2016, № 2, с. 115–122. EDN: WHPMKX
- [2] Савельев С.В., Потеряев И.К., Бурый Г.Г. и др. Методика обоснования режимных параметров вибрационных катков для уплотнения грунтов. *Вестник СибАДИ*, 2017, № 1, с. 27–33. DOI: [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1\(53\)-27-33](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1(53)-27-33)

- [3] Шишкин Е.А., Смоляков А.А. Обоснование способа регулирования контактного усилия вибрационного вальца с уплотняемым материалом. *Системы. Методы. Технологии*, 2022, № 1, с. 36–42. DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2022-1-36-42>
- [4] Носов С.В. Концепция совершенствования технологий уплотнения дорожных грунтов и асфальтобетонных смесей на основе развития их реологии. *Вестник Липецкого государственного технического университета*, 2012, № 1, с. 86–94. EDN: RBZWIB
- [5] Зубков А.Ф. Анализ методов разработки технологических процессов уплотнения дорожных покрытий из горячих асфальтобетонных смесей. *Вестник ТГТУ*, 2006, т. 12, № 4-2, с. 1158–1161. EDN: KARYAD
- [6] Бояркина И.В., Тарасов В.Н., Серебренников В.С. Сравнение традиционной и комбинированной схем колебаний вибровальца дорожного катка при уплотнении материалов и грунтов. *Строительные и дорожные машины*, 2019, № 4, с. 16–19. EDN: GVMADA
- [7] Шушубаева М.К., Михеев В.В., Савельев С.В. К вопросу о повышении энергоэффективности вибровозбудителя для дорожных вибрационных катков. *Вестник СибАДИ*, 2018, № 15, с. 46–54. DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2018-1-46-54>
- [8] Захаренко А.В. Управление вектором силового воздействия вальца дорожного катка. *Строительные и дорожные машины*, 2005, № 4, с. 40–43.
- [9] Kašpárek J., Škopán M. Experimental verification of the regulated vibration on the subsoil. *Vib. Proced.*, 2017, vol. 13, pp. 15–19. DOI: <https://doi.org/10.21595/vp.2017.19061>
- [10] Шишкин Е.А. Сравнительный анализ пластических деформаций при уплотнении асфальтобетонной смеси. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1 (152), с. 131–141. EDN: UDDLIIY
- [11] Beainy F., Commuri S., Zaman V. Viscoelastic-plastic model of asphalt-roller interaction. *Int. J. Geomech.*, 2013, vol. 13, no. 5, pp. 581–594. DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)GM.1943-5622.0000240](https://doi.org/10.1061/(ASCE)GM.1943-5622.0000240)
- [12] Дубков В.В., Медведева К.А. Повышение эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов осциляторно-вибрационным катком. *Техника и технологии строительства*, 2015, № 1, с. 49–53. EDN: UNWAHH
- [13] Popov Y., Chabutkin E. Increasing efficiency of vibratory rollers through adjusting magnitude of disturbing force. In: *Proceedings ICIE 2019*. Cham, Springer International, 2020, pp. 567–576. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_60
- [14] Mikheyev V. New type of vibration generator with vibratory force oriented in preferred direction. *J. Vibr. Eng. Technol.*, 2018, vol. 6, no. 2, pp. 149–154. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42417-018-0025-4>
- [15] Gavrilov T., Kolesnikov G., Khoroshilov K. Tangential forces in the contact area of upper road layer with the base. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 239, art. 05012. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823905012>

- [16] Mooney M., Rinehart R., Facas N., et al. Intelligent soil compaction systems. Washington, National Academies Press, 2010.
- [17] Adam D., Pistol J. Dynamic roller compaction for earthworks and roller-integrated continuous compaction control: state of the art overview and recent developments. *Institute of Geotechnics*. Vienna, University of Technology, 2016.
- [18] Anderegg R., Kaufmann K. Compaction monitoring using intelligent soil compactors. *GeoCongress 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology*. Atlanta, ASCE, 2006. DOI: [https://doi.org/10.1061/40803\(187\)41](https://doi.org/10.1061/40803(187)41)
- [19] Савельев С.В., Михеев В.В. Исследования напряженно-деформируемого состояния упруговязкой среды при вибрационном нагружении. *Вестник СибАДИ*, 2012, № 3, с. 83–87. EDN: PBGVFB
- [20] Anderegg R., Kaufmann K. Intelligent compaction with vibratory rollers: feedback control systems in automatic compaction and compaction control. *Transp. Res. Rec.*, 2004, vol. 1868, no. 1, pp. 124–134. DOI: <https://doi.org/10.3141/1868-13>
- [21] Pistol J., Adam D., Villwock S., et al. Movement of vibrating and oscillating drums and its influence on soil compaction. In: *Proceedings of XVI European Conf. Soil Mechanics and Geotechnical Engineering*. Edinburgh, ICE Publishing, 2015, pp. 349–354.
- [22] Wersäll C., Nordfelt I., Larsson S. Soil compaction by vibratory roller with variable frequency. *Géotechnique*, 2017, vol. 67, no. 3, pp. 272–278. DOI: <https://doi.org/10.1680/jgeot.16.P051>
- [23] Шишкин Е.А., Смоляков А.А. Моделирование взаимодействия вибрационного вальца дорожного катка с уплотняемым грунтом. *Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство*, 2024, № 26, с. 60–67. DOI: <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2024-26-60-67>
- [24] Тюремнов И.С., Морев А.С., Краюшкин А.С. Обоснование выбора значений коэффициентов веса показателя уплотнения для систем непрерывного контроля уплотнения грунта для вибрационных катков. *Динамика систем, механизмов и машин*, 2020, № 8, с. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-8-1-104-110>

Шишкин Евгений Алексеевич — канд. техн. наук, доцент Высшей школы промышленной инженерии Политехнического института ТОГУ (Российская Федерация, 680035, г. Хабаровск, Тихоокеанская ул., д. 136).

Аюпов Роберт Маратович — аспирант Высшей школы промышленной инженерии Политехнического института ТОГУ (Российская Федерация, 680035, г. Хабаровск, Тихоокеанская ул., д. 136).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шишкин Е.А., Аюпов Р.М. Методика регулирования усилия в зоне контакта уплотняемого материала и вальца с вибровозбудителем направленного действия. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2026, № 1 (156), с. 86–100. EDN: CHARYJ

THE METHOD OF FORCE CONTROL IN THE CONTACT AREA OF THE COMPACTED MATERIAL AND THE DRUM WITH A DIRECTED VIBRATION EXCITER

E.A. Shishkin
R.M. Ayupov

004655@togudv.ru
2020100022@togudv.ru

PNU, Khabarovsk, Russian Federation

Abstract

Compaction by a vibrating roller is widely used for the final formation of the road surface structure. The gradual increase in the strength of the material requires a change in the parameters of the vibration seal. For rollers with directional vibration of the roller, such a parameter is the direction of the vector of the driving force of the roller vibrator. This parameter affects the magnitude and direction of the resulting force in the contact area of the vibrating roller and the material. To study this effect, a simulation model of the oscillating roller–compacted material system has been developed. The model is based on differential equations describing the normal and tangential force interaction of the roller and the compacted material. The model takes into account the design parameters of the roller, and the physical and mechanical parameters of the compacted material. As a result of simulation, it is established in the article that for rollers with directional vibration, the angle of the force vector in the contact area of the roller with the material being sealed should be taken as the criterion for regulating vibration compaction. A control technique is being developed that makes it possible to improve the sealing quality by eliminating undesirable operating modes of the roller, leading to a violation of the continuity of the compacted material

Keywords

Vibrating roller, roller, compaction, directed vibration, driving force, contact force, angle, simulation

Received 18.06.2025

Accepted 01.09.2025

© Author(s), 2026

REFERENCES

- [1] Tyuremnov I.S. The review of the continuous compaction control systems for soil compaction by vibratory rollers. Part 3. Functional features and “intelligent compaction”. *Vestnik TOGU* [Bulletin of Pacific National University], 2016, no. 2, pp. 115–122 (in Russ.). EDN: WHPMKX

- [2] Savelyev S.V., Poteryaev I.K., Buryy G.G., et al. Method of justification of operational parameters of vibrating rollers for compaction. *Vestnik SibADI* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], 2017, no. 1, pp. 27–33 (in Russ.). DOI: [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1\(53\)-27-33](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1(53)-27-33)
- [3] Shishkin E.A., Smolyakov A.A. Justification of the method of regulating the contact force of the vibrating roller with the compacted material. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2022, no. 1, pp. 36–42 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2022-1-36-42>
- [4] Nosov S.V. The technologies' development conception of the road soil compaction and asphalt concrete mix on the development basis of their rheology. *Vestnik Lipetskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik LSTU], 2012, no. 1, pp. 86–94 (in Russ.). EDN: RBZWIB
- [5] Zubkov A.F. Analysis of methods of production development of hot-mixed asphalt covering compaction. *Vestnik TGTU* [Transactions of the TSTU], 2006, vol. 12, no. 4-2, pp. 1158–1161 (in Russ.). EDN: KARYAD
- [6] Boyarkina I.V., Tarasov V.N., Serebrennikov V.S. Comparison of traditional and combined vibration schemes of the road roller vibrators when compacting materials and soils. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny* [Construction and Road Building Machinery], 2019, no. 4, pp. 16–19 (in Russ.). EDN: GVMADA
- [7] Shushubaeva M.K., Mikhnev V.V., Savelyev S.V. To the question of vibro-exciter's energy efficiency increasing for vibrating compactors in the sphere of road construction. *Vestnik SibADI* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], 2018, no. 15, pp. 46–54 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2018-1-46-54>
- [8] Zakharenko A.V. Control of the vector of force action of the road roller drum. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny* [Construction and Road Building Machinery], 2005, no. 4, pp. 40–43 (in Russ.).
- [9] Kašpárek J., Škopán M. Experimental verification of the regulated vibration on the subsoil. *Vib. Proced.*, 2017, vol. 13, pp. 15–19. DOI: <https://doi.org/10.21595/vp.2017.19061>
- [10] Shishkin E.A. Comparative analysis of plastic deformations in the asphalt concrete mixture compaction. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1 (152), pp. 131–141 (in Russ.). EDN: UDDLIIY
- [11] Beainy F., Commuri S., Zaman V. Viscoelastic-plastic model of asphalt-roller interaction. *Int. J. Geomech.*, 2013, vol. 13, no. 5, pp. 581–594. DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)GM.1943-5622.0000240](https://doi.org/10.1061/(ASCE)GM.1943-5622.0000240)
- [12] Dubkov V.V., Medvedeva K.A. Improving efficiency seals road-building materials oscillation-vibrating rollers. *Tekhnika i tekhnologii stroitelstva*, 2015, no. 1, pp. 49–53 (in Russ.). EDN: UNWAHH
- [13] Popov Y., Chabutkin E. Increasing efficiency of vibratory rollers through adjusting magnitude of disturbing force. In: *Proceedings ICIE 2019*. Cham, Springer International, 2020, pp. 567–576. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_60

- [14] Mikheyev V. New type of vibration generator with vibratory force oriented in preferred direction. *J. Vibr. Eng. Technol.*, 2018, vol. 6, no. 2, pp. 149–154.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s42417-018-0025-4>
- [15] Gavrilov T., Kolesnikov G., Khoroshilov K. Tangential forces in the contact area of upper road layer with the base. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 239, art. 05012.
DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823905012>
- [16] Mooney M., Rinehart R., Facas N., et al. Intelligent soil compaction systems. Washington, National Academies Press, 2010.
- [17] Adam D., Pistol J. Dynamic roller compaction for earthworks and roller-integrated continuous compaction control: state of the art overview and recent developments. Vienna, University of Technology, 2016.
- [18] Anderegg R., Kaufmann K. Compaction monitoring using intelligent soil compactors. *GeoCongress 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age*. Atlanta, ASCE, 2006. DOI: [https://doi.org/10.1061/40803\(187\)41](https://doi.org/10.1061/40803(187)41)
- [19] Savelyev S.V., Mikheev V.V. Researches of the intense and deformable condition of the elastic and viscous environment at vibrating loading. *Vestnik SibADI* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], 2012, no. 3, pp. 83–87 (in Russ.).
EDN: PBGVFB
- [20] Anderegg R., Kaufmann K. Intelligent compaction with vibratory rollers: feedback control systems in automatic compaction and compaction control. *Transp. Res. Rec.*, 2004, vol. 1868, no. 1, pp. 124–134. DOI: <https://doi.org/10.3141/1868-13>
- [21] Pistol J., Adam D., Villwock S., et al. Movement of vibrating and oscillating drums and its influence on soil compaction. In: *Proceedings of XVI European Conf. Soil Mechanics and Geotechnical Engineering*. Edinburgh, ICE Publishing, 2015, pp. 349–354.
- [22] Wersäll C., Nordfelt I., Larsson S. Soil compaction by vibratory roller with variable frequency. *Géotechnique*, 2017, vol. 67, no. 3, pp. 272–278.
DOI: <https://doi.org/10.1680/jgeot.16.P051>
- [23] Shishkin E.A., Smolyakov A.A. Modeling of interaction between road roller vibrating drum and soil being compacted. *Transportnoe, gornoe i stroitelnoe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo* [Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production], 2024, no. 26, pp. 60–67 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.26160/2658-3305-2024-26-60-67>
- [24] Tyuremnov I.S., Morev A.S., Krayushkin A.S. Justification of chosen values of the weight coefficients of the compaction value for continuous compaction control systems for vibration rollers. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin* [Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines], 2020, no. 8, pp. 104–110 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-8-1-104-110>

Shishkin E.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Graduate School of Industrial Engineering, Polytechnic Institute, PNU (Tikhookeanskaya ul. 136, Khabarovsk, 680035 Russian Federation).

Ayupov R.M. — Post-Graduate Student, Graduate School of Industrial Engineering, Polytechnic Institute, PNU (Tikhookeanskaya ul. 136, Khabarovsk, 680035 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Shishkin E.A., Ayupov R.M. The method of force control in the contact area of the compacted material and the drum with a directed vibration exciter. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2026, no. 1 (156), pp. 86–100 (in Russ.). EDN: CHARYJ