УДК 625.7/8.002

© Д. В. Мусияко, аспирант
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)
E-mail: Musiyako@gmail.com

DOI 10.23968/1999-5571-2018-15-4-156-161

© D. V. Musiyako, post-graduate student
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)
E-mail: Musiyako@gmail.com

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВИБРОУПЛОТНИТЕЛЯ С КРУГОВЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ВИБРАТОРА НЕНАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

SUBSTANTIATION OF THE VIBRATION REPLACEMENT PROCESS PARAMETERS OF VIBRATORY COMPACTOR WITH CIRCULAR VIBRATION OF THE VIBRATOR OF NON-DIRECTED ACTION

Описаны основные положения представления процесса виброперемещения виброуплотнителя. Проанализированы параметры вибрационного перемещения при возникновении гармонических колебаний вибратора ненаправленного действия. Предложено математическое описание динамики вибрационной плиты с вибратором ненаправленного действия. Описаны условия, при которых возможно виброперемещение.

Ключевые слова: вибрационное перемещение, виброуплотнение, ненаправленное действие.

The article presents a description of basic provisions for demonstrating the process of vibration displacement. Parameters of vibration displacement are analyzed for the case of harmonic oscillations of the vibrator. Mathematical description of vibrating plate operation dynamics is offered. The conditions under which vibration displacement is possible are considered.

Keywords: vibration displacement, compacting, non-directed action.

На сегодняшний день ассортимент самоходных вибрационных плит довольно велик [4–5], и 95 % из них выпускаются с вибраторами ненаправленного действия. Из отечественных исследователей одним из первых задался вопросом виброперемещения плит, оборудованных вибратором ненаправленного действия, А. Я. Башкарёв. В работе [3] он изучал перемещение виброплит, работающих как в режиме вибрирования, так и вибротрамбования. В результате теоретических и экспериментальных исследований автор сделал вывод, что виброперемещение уплотнителей с вибратором ненаправленного действия возможно и зависит от расположения вибратора относительно центра инерции всей системы.

Проанализируем конструкцию виброуплотнителя, безотрывная часть у которого выполнена в виде вальца, шарнирно соединенного с плитой. В рабочем состоянии поверхность рабочей плиты уплотнителя отрывается от поверхности, т. е. работает в режиме вибротрамбования,

в то время как валец всегда остается в контакте с уплотняемой поверхностью, работая в режиме вибрирования и обеспечивая более высокую степень уплотнения. Схема такой конструкции изображена на рис. 1.

Силу трения плиты и сопротивление качению найдем так:

$$F_{\text{тр}} = Rf \cdot \text{sgn} \dot{x}, \quad (1)$$

$$T_B = Q\mu \cdot \text{sgn} \dot{x}. \quad (2)$$

На валец со стороны рамы действуют силы S_x и S_y , но с противоположным знаком. Суммарный вес уплотнителя G :

$$G = G_1 + G_2 + G_3.$$

Как следует из работы А. А. Шестопалова [13], силы прилипания, возникающие между поверхностью грунта и виброплитой, достигают значительной величины у несвязных грунтов только при весьма значительной влажности, гораздо большей, чем оптимальная, что обычно не имеет места при уплотнении поверхностными машинами.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся условия виброуплотнения грунта, когда силы прилипания малы и существенного влияния на движение плиты оказывать не могут.

В результате жесткой горизонтальной связи имеем $x_1 = x_2 = x_3 = x$.

Уравнение равновесия сил для вальца:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{x} = S_x - Q\mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}, \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{y}_1 = S_y + Q - G_1, \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} Y_a \ddot{\beta} = Q\mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \frac{d}{2}. \end{cases} \quad (5)$$

Здесь Y_a — момент инерции вальца.

По рис. 1 видно, что

$$\beta = \frac{2x}{d}; \quad \ddot{\beta} = \frac{2\ddot{x}}{d}.$$

Выражение (5) можно записать в виде:

$$2Y_0 \frac{\ddot{x}}{d} = Q\mu \frac{d}{2} \operatorname{sgn} \dot{x}. \quad (6)$$

Рис. 1. Схема воздействия сил на вибраторный уплотнитель: 1 — валец; 2 — вибратор; G_1 — вес вальца, кг; G_2 — вес рамы с установленным вибратором, кг; G_3 — вес ДВС, кг; m — масса уплотнителя, кг; a — расстояние от оси вальца до оси вибратора; b — расстояние от оси вальца до центра опорной поверхности, см; c — высота от оси вибратора до опорной поверхности, см; d — диаметр вальца, см; e — расстояние от оси вальца до центра поддрессоренного двигателя, см; h — расстояние от опорной поверхности до центра инерции вибрирующей рамы с вибратором, см; l — расстояние от оси вальца до реакции грунта, см; F — сила трения со знаком скорости, Н; f — коэффициент трения скольжения; P — возмущающая сила вибратора, Н; R — реакция со стороны грунта; Q_1 — центр вальца; Q_2 — центр инерции рамы с вибратором; Q_3 — центр ДВС; S_x и S_y — реакции в точке крепления рамы к оси вала; Q — реакция под вальцом со стороны опорной поверхности; T_k — сила сопротивления качению вальца; α — угол отклонения рамы относительно оси вальца; β — угол поворота вальца; μ — коэффициент сопротивления качению

Запишем уравнения равновесия сил, действующих на уплотняющую часть виброуплотнителя, с соблюдением указанных на рис. 1 направлений сил:

$$\begin{cases} \frac{G_2}{g} \ddot{x} = \pm P_x - S_x - Rf \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}. \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 = -P_y + R - S_y - G_2 - G_3. \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} Y_0 \ddot{\alpha} = -P_y a \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + Rl - Rf \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \frac{d}{2} + \\ + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 b - G_2 b - G_3 e. \end{cases} \quad (9)$$

Здесь:

- верхние знаки указаны при вращении дебаланса по часовой стрелке, а нижние — против (данное указание справедливо на протяжении всей работы);

- Y_0 — момент инерции уплотняющей части виброуплотнителя относительно оси вальца.

В данном случае рассматриваем режим работы, когда опорная уплотняющая часть виброуплотнителя большую часть времени находится в воздухе, воздействуя на уплотняемую поверхность импульсом удара. Таким образом, $R = 0$.

Режим работы, когда задний валец не отрывается от опорной поверхности и обеспечивает устойчивость уплотнителя на уклонах, представляет особый практический интерес. При таком режиме работы $y_1 = \operatorname{const} = 0$ и из выражения (4) следует

$$S_y = G_1 - Q. \quad (10)$$

Из рис. 1 видно, что

$$\alpha = \frac{y_2}{b}; \quad \ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{b}.$$

Тогда выражение (9) с учетом $R = 0$ принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} Y_0 \frac{\ddot{y}_2}{b} = & -P_y a \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + \\ & + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 b - G_2 b - G_3 e. \end{aligned} \quad (11)$$

После подстановки выражения (8) в выражение (11) следует:

$$\begin{aligned} Y_0 \frac{g}{bG_2} (-P_y - S_y - G_2 - G_3) = & -P_y a \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + \\ & + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - (-P_y - S_y - G_2 - G_3) b - G_2 b - G_3 e. \end{aligned} \quad (12)$$

После проведенных преобразований выражение (12) принимает вид:

$$Y_0 \frac{g}{bG_2} (-P_y + Q - G_1 - G_2 - G_3) = -P_y a \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - (-P_y + Q - G_1 - G_3) b - G_3 e. \quad (13)$$

Сложив правые и левые части выражений (3) и (7), с учетом $R = 0$ получаем следующее выражение:

$$\ddot{x} = (\pm P_x - Q \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}) \frac{g}{G_1 + G_2}. \quad (14)$$

Подставив выражение (14) в выражение (13), получаем

$$\begin{aligned} Q \left[Y_0 \frac{g}{bG_2} + \mu \cdot \operatorname{sgn} x \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left(h - \frac{d}{2} \right) + b \right] = \\ = Y_0 \frac{g}{bG_2} (P_y + G_1 + G_2 + G_3) - \\ - P_y a \pm P_x \left[\left(c - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right] + \\ + (P_y + G_1 + G_3) b - G_3 e. \end{aligned} \quad (15)$$

Можно допустить, что $Y_0 = \frac{G_2}{g} b^2$, тогда

$$\begin{aligned} -P_y a \pm P_x \left[\left(c - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right] + \\ + 2b \left(P_y + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) - G_3 e \\ Q = \frac{2b + \mu \cdot \operatorname{sgn} x \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left(h - \frac{d}{2} \right)}{2b + \mu \cdot \operatorname{sgn} x \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left(h - \frac{d}{2} \right) + 1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Выполняем конструкцию таким образом, чтобы $h = \frac{d}{2}$, т. е. центр инерции вибрирующей части располагался на высоте оси вальца. Таким образом, выражение (16) принимает вид:

$$\begin{aligned} P_y (2b - a) \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + \\ + 2b \left(G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) - G_3 e \\ Q = \frac{P_y (2b - a) \pm P_x \left(c - \frac{d}{2} \right) + 2b \left(G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) - G_3 e}{2b}. \end{aligned} \quad (17)$$

Принимая, что $a = 2 \cdot b$, выражение (17) после преобразований примет вид:

$$Q = \pm P_x \frac{\left(c - \frac{d}{2} \right)}{2b} + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left(1 - \frac{e}{2b} \right). \quad (18)$$

Условие, при котором Q всегда больше 0, следующее:

$$\begin{aligned} \pm P_x^{\max} &\geq \frac{G_3 (e - 2b) - \left(G_1 + \frac{G_2}{2} \right) 2b}{c - \frac{d}{2}}; \\ \pm P &\geq \frac{G_3 (e - 2b) - \left(G_1 + \frac{G_2}{2} \right) 2b}{c - \frac{d}{2}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Принимая во внимание выражение (18), ниже описаны следующие положения о сопротивлении движению виброплиты:

- сопротивление движению виброплиты оказывает только сила сопротивления качению вальца. Силу трения не учитываем, считая, что воздействие на уплотняющую поверхность происходит лишь импульсом удара;

- в выражении (18) коэффициент при P_x меньше единицы, а вторая часть суммы составляет большую часть веса всей системы. Приняв во внимание тот факт, что среднее отношение возбуждающей силы к весу вибратора существующих уплотнителей находится в диапазоне $G = [0,04 \dots 0,07] P$, можно сделать вывод о том, что реакция под вальцом составляет малую часть номинального значения возбуждающей силы.

При рассмотрении движения по наиболее труднопроходимой поверхности — песку (коэффициент сопротивления качению $\mu = 0,1 \dots 0,3$) [3] значение сопротивления движению оказывается на порядок меньше возбуждающей силы:

$$T = Q \mu = \left(\pm P_x \frac{\left(c - \frac{d}{2} \right)}{2b} + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left(1 - \frac{e}{2b} \right) \right) \mu. \quad (20)$$

Заменим постоянные:

$$m = G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left(1 - \frac{e}{2b} \right), \quad n = \frac{\left(c - \frac{d}{2} \right)}{2b}.$$

Примем вращение дебаланса против часовой стрелки. Тогда (20) запишется в виде

$$T = (-P_x n + m) \mu, \quad (21)$$

где P_x — горизонтальная составляющая возбуждающей силы вибратора, которая меняется по гармоническому закону

$$P_x = P \cos \omega t.$$

Найдем скорость движения виброплиты. Выразим из выражения (3) горизонтальную реакцию в точке крепления рамы к оси вальца:

$$S_x = \frac{G_1}{g} \ddot{x} + Q\mu \cdot \text{sgn } \dot{x}, \quad (22)$$

Подставим (22) в выражение (7) и найдем ускорение плиты:

$$\ddot{x} = \frac{(-P_x - Q\mu \cdot \text{sgn } \dot{x} - Rf \cdot \text{sgn } \dot{x})g}{G_1 + G_2}. \quad (23)$$

Проинтегрировав выражение (23), определим выражение скорости движения виброплиты:

$$\begin{aligned} \dot{x} = & -\int \frac{Pg \sin(\omega t)}{G_1 + G_2} dt - \int \frac{Q\mu g \cdot \text{sgn } \dot{x}}{G_1 + G_2} dt - \\ & - \int \frac{Rf g \cdot \text{sgn } \dot{x}}{G_1 + G_2} dt + C_1 = \\ = & -\frac{Pg \cos(\omega t)}{\omega(G_1 + G_2)} - \frac{Q\mu g \cdot \text{sgn } \dot{x}}{G_1 + G_2} t - \frac{Rf g \cdot \text{sgn } \dot{x}}{G_1 + G_2} t + C_1. \end{aligned} \quad (24)$$

При включении виброплиты дебаланс вибратора крутится с одинаковой частотой в одном направлении, тем самым возбуждая вынуждающую силу. Горизонтальная составляющая вынуждающей силы вибратора P_x изменяется по гармоническому закону. Рассмотрим, как изменяется сопротивление качению в зависимости от вынуждающей силы вибратора (рис. 2).

В первом полупериоде колебаний имеем максимальное значение горизонтальной составляющей вынуждающей силы. При этом, исходя из выражения (21), сопротивление качению принимает минимальное значение в этот момент. Во втором полупериоде колебаний вынуждающая сила принимает свое минимальное значение, и сопротивление движению T будет больше по сравнению с первым полупериодом. Следова-

тельно, виброуплотнитель будет совершать поступательное движение вперед больше в первом полупериоде колебаний, чем во втором из-за разницы в сопротивлении движению в первом и во втором полупериодах. Тем самым и объясняется возможность самостоятельного вибрационного перемещения виброплиты с вибратором ненаправленного действия при его определенном расположении относительно центра виброуплотнителя.

Если конструкцию уплотнителя-планировщика спроектировать так, что расстояние от оси вальца до оси вибратора будет в два раза больше, чем до центра инерции системы «отвал — вибратор — груз — рама», и центр тяжести вибрирующей части будет располагаться на высоте оси вальца, то будет наблюдаться эффект виброперемещения.

Скорость виброперемещения плиты напрямую зависит от сопротивления движению — чем меньше заштрихованная область на участке I и больше область на участке II (см. рис. 2), тем быстрее будет передвигаться плита. Коэффициент $\left(c - \frac{d}{2}\right) \frac{1}{2b}$ при P_x в выражении (20) отвечает за величину максимальных и минимальных значений сопротивления движению.

Рассмотрим, как изменяется скорость передвижения виброплиты в зависимости от основных конструктивных параметров.

По графику (рис. 3, v_1) видно, что для достижения больших скоростей передвижения плиты

Рис. 2. График зависимости сопротивления движению от вынуждающей силы вибратора

Рис. 3. График зависимости скорости передвижения виброплиты от основных конструктивных параметров

следует увеличивать s (высоту от оси вибратора до опорной поверхности). При увеличении данного параметра происходит смещение центра тяжести вибрирующей системы вверх.

Расстояние двигателя относительно вальца и диаметр вальца значительной роли не играют. Увеличение расстояние от оси вальца до центра тяжести плиты ведет к снижению скорости виброплиты (рис. 3, v_4) [4]. С одной стороны, следует выполнить конструкцию с наименьшим расстоянием до плиты, с другой стороны, должны обеспечиваться требуемые параметры уплотнения, которые зависят от параметров плиты.

Таким образом, для достижения максимальной скорости передвижения плиты, исходя из конструктивных возможностей, следует обеспечить наибольшее удаление по вертикали оси вращения дебаланса от оси вращения вальца, также не забывая при этом соблюсти условия виброперемещения — центр тяжести вибрирующей части должен находиться на высоте оси вальца [4].

Экспериментальное исследование подтвердило прогнозируемый эффект вибрационного перемещения комбинированного поверхностного уплотнителя. Он имел место при всех частотах колебаний и соотношениях величины возбуждающей силы вибратора и общего веса уплотнителя.

Библиографический список

1. Баркан Д. Д., Шехтер О. Я. Теория поверхностного уплотнения грунта // Сб. тр. НИИ оснований и подземных сооружений № 51. М.: Госстройиздат, 1962. С. 5–26.
2. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
3. Башкарёв А. Я. Исследование процесса передвижения вибрационных плит: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1970. 14 с.
4. Башкарев А. Я., Мусияко Д. В., Расулов Р. А. Компонировка самоходных вибрационных уплотнителей // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. № 4 (231). С. 163–169.
5. Башкарев А. Я., Мусияко Д. В., Пешков В. С. Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя // Материалы 3-й Междунар. науч.-практ. конф. «Современное машиностроение. Наука и образование». СПб.: СПбГПУ, 2013.

6. Блехман И. И. Вибрационное перемещение. М.: Физматлит, 1994. 400 с.
7. Варганов С. А., Андреев Г. С. Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов. М.: Машиностроение, 1981. 420 с.
8. Ковальчук В. П. Эксплуатация и ремонт автомобильных шин. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1972. 252 с.
9. Кузьмичев В. А. Основы проектирования вибрационного оборудования. СПб.: Лань, 2014. 208 с.
10. Маслов А. Г., Пономарь В. М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. Киев: Будивельник, 1985. 128 с.
11. Носов С. В. Пути повышения эффективности уплотнения асфальтобетонных смесей и грунтов в дорожном строительстве на современном этапе // Известия вузов. Строительство. 2013. № 6. С. 91–96.
12. Хархута Н. Я. Машины для уплотнения грунтов. Л.: Машиностроение, 1973. 176 с.
13. Шестопалов А. А. Исследование вибротрамбующих машин для уплотнения укрепленных грунтов: дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1969.
14. Benaroya H., Nagurka M. L. Mechanical vibration: analysis, uncertainties and control. 3rd edition. CRC Press, Taylor&Francis Group, Boca Raton. 2010. 952 p.

References

1. Barkan D. D., Shekhter O. Ya. *Teoriya poverkhnostnogo uplotneniya grunta* [Theory of surface compaction of soil]. Coll. of works of the Research Institute of foundations and underground structures no. 51. Moscow, Gosstroyizdat Publ., 1962, pp. 5–26.
2. Bauman V. A., Bykhovskiy I. I. *Vibratsionnye mashiny i protsessy v stroitel'stve* [Vibration machines and processes in construction]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1977, 255 p.
3. Bashkaryov A. Ya. *Issledovanie protsessa peredvizheniya vibratsionnykh plit*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Study of the process of vibration plates' displacement. Author's thesis of PhD in Sci. Tech. diss.]. Leningrad, LPI im. M. I. Kalinina Publ., 1970, 14 p.
4. Bashkarev A. Ya., Musiyako D. V., Rasulov R. A. *Komponovka samokhodnykh vibratsionnykh uplotniteley* [Layout of self-propelled vibratory compactors]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU – Scientific-Technical Bulletin of SPbSPU*, 2015, no. 4 (231), pp. 163–169.
5. Bashkarev A. Ya., Musiyako D. V., Peshkov V. S. *Vibratsionnoe peremeshchenie poverkhnostnogo uplotnitelya* [Vibrational displacement of the surface compactor]. *Trudy 3-y Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie»* [Proc. of the 3-rd Int. sci.-pract. conf. "Modern mechanical

engineering. Science and education"]. St. Petersburg, SPbSPU, Publ., 2013.

6. Blekhman I. I. *Vibratsionnoe peremeshchenie* [Vibrational displacement]. Moscow, Fizmatlit Publ., 1994, 400 p.

7. Varganov S. A., Andreev G. S. *Mashiny dlya uplotneniya gruntov i dorozhno-stroitel'nykh materialov* [Machines for soil compaction and road-building materials]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 420 p.

8. Koval'chuk V. P. *Ehkspluatatsiya i remont avtomobil'nykh shin* [Operation and repair of automobile tires]. 3-rd. iss., revised and added. Moscow, Transport Publ., 1972, 252 p.

9. Kuz'michev V. A. *Osnovy proektirovaniya vibratsionnogo oborudovaniya* [Fundamentals of vibration equipment design]. St. Petersburg, Lan' Publ., 2014, 208 p.

10. Maslov A. G., Ponomar' V. M. *Vibratsionnye mashiny i protsessy v dorozhnom stroitel'stve* [Vibration machines and processes in road construction]. Kiev, Budivel'nik Publ., 1985, 128 p.

11. Nosov S. V. *Puti povysheniya ehffektivnosti uplotneniya asfal'tobetonnykh smesey i gruntov v dorozhnom stroitel'stve na sovremennom eh tape* [The ways to improve the efficiency of compaction of asphalt concrete mixtures and soils in road construction at the present stage]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo – News of Higher schools. Construction*, 2013, no. 6, pp. 91–96.

12. Kharkhuta N. Ya. *Mashiny dlya uplotneniya gruntov* [Machines for soil compaction]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1973, 176 p.

13. Shestopalov A. A. *Issledovanie vibrotrambuyushchikh mashin dlya uplotneniya ukreplennykh gruntov. Diss. kand. tekhn. nauk* [Investigation of vibration compacting machines for compaction of reinforced soils. PhD in Sci. Tech. diss.]. Leningrad, LPI im. M. I. Kalinina Publ., 1969.

14. Benaroya H., Nagurka M. L. *Mechanical vibration: analysis, uncertainties and control*. 3rd edition. CRC Press, Taylor&Francis Group, Boca Raton. 2010, 952 p.