

УДК 624.04 (075)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ В ВИБРАЦИОННОМ РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

А. Г. Маслов, Жанар Батсайхан

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, м. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: kmt0@mail.ru

Составлена расчетная схема динамической системы "вибрационный рабочий орган–уплотняемая среда", в которой последняя представлена в виде дискретной системы с изменяющимися параметрами. Движение вибрационной плиты рабочего органа представлено в виде сложных пространственных колебаний, состоящих из вертикальных, горизонтальных и крутильных колебаний. Определена закономерность движения вибрационной плиты рабочего органа в зависимости от физико-механических характеристик уплотняемой смеси, толщины уплотняемого слоя, массы виброплиты, частоты и амплитуды возмущающей силы, жесткости и коэффициента неупругого сопротивления упругой подвески. Найдены напряжения, возникающие в уплотняемом слое и обеспечивающие предельное разрушение структурных связей в бетонной среде при вибрационном воздействии.

Ключевые слова: вибрационная плита, колебания, закон движения, уплотняемая среда, напряжения.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ У ВІБРАЦІЙНОМУ РОБОЧОМУ РЕЖИМІ

О. Г. Маслов, Жанар Батсайхан

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: kmt0@mail.ru

Складено розрахункову схему динамічної системи "вібраційний робочий орган–ущільнюване середовище", в якій останнє приведено у вигляді дискретної системи зі змінними параметрами. Рух вібраційної плити робочого органу приведено у вигляді складних просторових коливань, що складаються з вертикальних, горизонтальних і крутильних коливань. Визначено закономірність руху вібраційної плити робочого органу залежно від фізико-механічних характеристик ущільнюваної суміші, товщини ущільнюваного шару, маси виброплити, частоти і амплітуди вимушеної сили, жорсткості і коефіцієнта непружності опору пружної підвіски. Знайдено напруження, що виникає в ущільнюваному шарі і забезпечує граничне руйнування структурних зв'язків у бетонному середовищі при вібраційному впливі.

Ключові слова: вібраційна плита, коливання, закон руху, ущільнюване середовище, напруження.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Физико-механические характеристики уплотняемой среды во многом определяют поведение динамической системы вибрационного рабочего органа и существенно влияют на определение его основных параметров. Достаточно точное выявление физико-механических свойств уплотняемой среды позволяет установить рациональный закон деформирования поверхности уплотняемой среды, определить устойчивый режим работы вибрационного рабочего органа, правильно выбрать технологические параметры вибрационного воздействия на обрабатываемую среду, использование которых обеспечивает эффективное уплотнение с малой энергоемкостью.

При исследовании колебаний вибрационных машин, используемых для уплотнения бетонных смесей, физико-механические характеристики уплотняемой среды, взаимодействующей с вибрационным рабочим органом, чаще всего представлялись упругим элементом в виде модели Гука [1, 2] или вязкоупругим телом в виде модели Кельвина – Фогта [3]. Такое представление уплотняемой среды не позволяет достаточно точно определить рациональные параметры вибрационного рабочего органа и режимы вибрационного воздействия. Наиболее точное описание дает представление уплотняемой среды в виде системы с распределенными параметрами, учитывающей упругие и вязкие её свойства [4, 5]. В работе [4] приведено исследование колебаний вибрационного рабочего органа, взаимодействующего с уплотняемой средой при средних показателях дина-

мического модуля упругой деформации и коэффициента динамической вязкости цементобетонной смеси. В работе [5] исследовались колебания стационарной (не перемещающейся) вибрационной плиты при непрерывно изменяющихся характеристиках уплотняемой среды. В случае перемещающегося вибрационного рабочего органа происходит нарастание плотности уплотняемой среды по длине виброплиты по некоторому экспоненциальному закону, начиная от передней кромки до задней кромки днища виброплиты. Поэтому для обоснования рациональных параметров перемещающейся по поверхности уплотняемой среды вибрационной машины необходимо точно определить закон колебаний вибрационного рабочего органа при изменяющихся по его длине физико-механических характеристиках, и определить напряженно-деформированное состояние уплотняемой среды.

Цель работы – исследование процесса колебаний вибрационного рабочего органа машины для уплотнения бетонных смесей в вибрационном рабочем режиме.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Для определения характера движения вибрационной плиты, взаимодействующей с уплотняемой средой в рабочем режиме, рассмотрим расчетную схему динамической системы «вибрационный рабочий орган – уплотняемая среда» (рис. 1). Перемещения рассматриваемой динамической системы будем рассматривать под действием вибровозбудителя круговых колебаний, дебалансы которого генерируют круговую возмущающую силу Q . Эту силу разло-

жим на две составляющие: вертикальную $Q\sin\varphi=Q\sin\omega t$ и горизонтальную – $Q\cos\varphi=Q\cos\omega t$. В процессе работы виброплита взаимодействует с бетонной смесью, свойства которой представлены средними коэффициентами жесткости c_1 и c_2 , отражающими деформативные свойства бетонной смеси в вертикальном направлении, соответственно, под передней и задней частями днища виброплиты относительно его середины. Инерционные свойства бетонной смеси в вертикальном направлении характеризуются приведенными массами m_{pr1} и m_{pr2} . Для определения средних коэффициентов жесткости c_1 и c_2 , а также приведенных масс m_{np1} и m_{np2} уплотняемой бетонной смеси, условно разобьем весь объем бетонной смеси, находящийся под виброплитой на ряд элементарных вертикальных объемов n и последовательно произведем вычисления удельных значений коэффициента жесткости c_{yi} для значений относительной плотности бетонной смеси ε_i , равномерно изменяющихся в диапазоне от 0 до 1. Для инженерных расчетов вполне достаточно принять количество разбиений $n = 16, 18, 20$. Используя метод численного интегрирования, опреде-

лим значения средних коэффициентов жесткости c_1 и c_2 :

$$c_1 = \frac{F_1}{0,5n+1} \cdot \sum_{i=1}^{0,5n+1} c_{yi} = \frac{F_1}{0,5n+1} \cdot \sum_{i=1}^{0,5n+1} E_i (k_{1i} \text{ctg} k_{1i} H + \delta_i); \quad (1)$$

$$c_2 = \frac{F_2}{0,5n+1} \cdot \sum_{i=0,5n+1}^{n+1} c_{yi} = \frac{F_2}{0,5n+1} \cdot \sum_{i=0,5n+1}^{n+1} E_i (k_{1i} \text{ctg} k_{1i} H + \delta_i), \quad (2)$$

где F_1 – площадь передней части днища вибрационной плиты до линии, проходящей через точку C ; F_2 – площадь задней части днища вибрационной плиты за линией, проходящей через точку C ; E_i – модуль упругой деформации i -го объема уплотняемой среды; k_i – волновое число, $k_i = \omega\sqrt{\rho_i/E_i}$; ρ_i – плотность i -го объема уплотняемой среды; δ_i – коэффициент неупругого сопротивления уплотняемой среды.

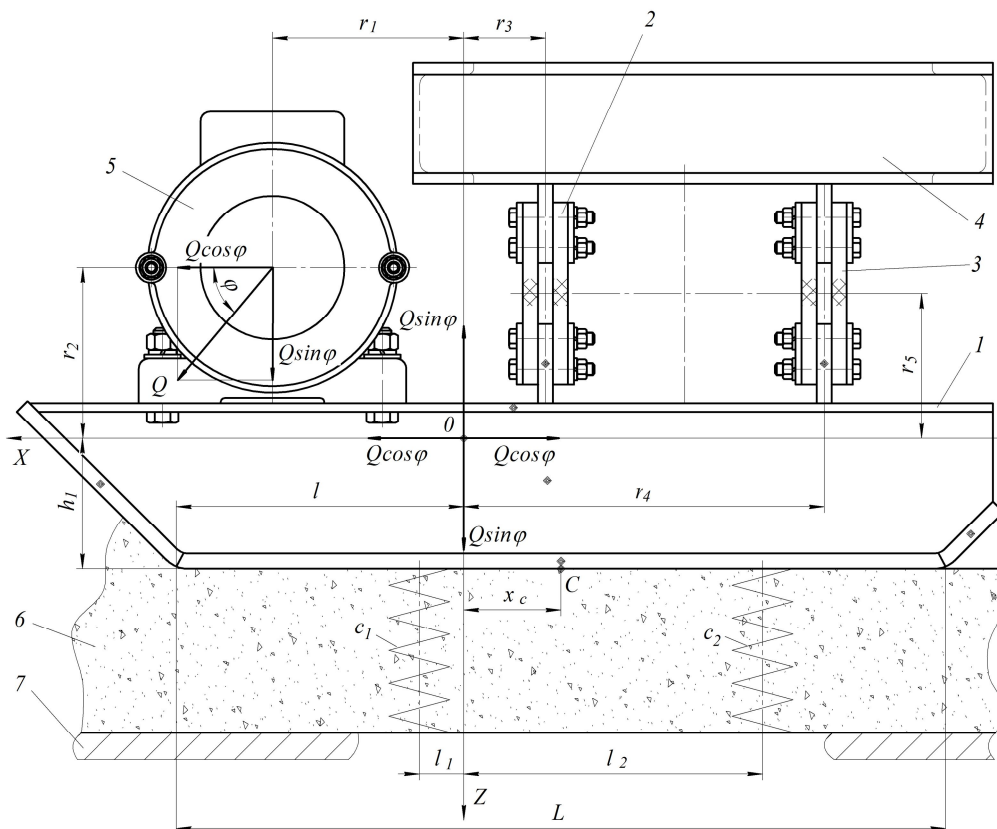


Рисунок 1 – расчетная схема динамической системы «вибрационный рабочий орган – уплотняемая среда»: 1 – вибрационная плита; 2 – передний упругий амортизатор; 3 – задний упругий амортизатор; 4 – верхняя рама; 5 – вибровозбудитель круговых колебаний; 6 – уплотняемая среда; 7 – недеформируемое основание

Средние значения относительной деформацию уплотняемой смеси под передней и задней частями виброплиты, соответствующие коэффициентам же-

сткости c_1 и c_2 , определим из следующих выражений:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sum_{i=1}^{0,5n+1} E_i(k_{1i}ctgk_{1i}H + \delta_i)\varepsilon_i}{\sum_{i=1}^{0,5n+1} E_i(k_{1i}ctgk_{1i}H + \delta_i)}; \quad (3)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sum_{i=0,5n+1}^{n+1} E_i(k_{1i}ctgk_{1i}H + \delta_i)\varepsilon_i}{\sum_{i=0,5n+1}^{n+1} E_i(k_{1i}ctgk_{1i}H + \delta_i)}. \quad (4)$$

Используя значения ε_1 и ε_2 определим плотность уплотняемой среды при этих значениях:

$$\rho_1 = \rho_0 + \varepsilon_1(\rho_k - \rho_0); \quad \rho_2 = \rho_0 + \varepsilon_2(\rho_k - \rho_0). \quad (5)$$

Расстояния от передней кромки днища вибративной плиты до равнодействующей упругих сил сопротивления под передней и задней частями днища вибративной плиты будут соответственно равны:

$$l_{01} = \varepsilon_1 L; \quad l_{02} = \varepsilon_2 L. \quad (6)$$

Расстояния от равнодействующих сил сопротивления бетонной смеси под передней и задней частями днища вибративной плиты будут равны (рис. 1):

$$l_1 = 0,5L - x_c - l_{01}; \quad l_2 = l_{02} - 0,5L + x_c. \quad (7)$$

Значения приведенных масс m_{pr1} и m_{pr2} уплотняемой бетонной смеси определим по видоизменённой формуле, приведенной в работе [6]:

$$m_{pr1} = K_p \frac{\rho_1}{k_1} tgk_1 H; \quad (8)$$

$$m_{pr2} = K_p \frac{\rho_2}{k_2} tgk_2 H, \quad (9)$$

где K_p – поправочный коэффициент, $K_p = 0,75$; k_1 и k_2 – волновые числа,

$$k_1 = \omega \sqrt{\rho_1 / E_1}; \quad k_2 = \omega \sqrt{\rho_2 / E_2}, \quad (10)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости уплотняемой среды, соответствующие относительным плотностям ε_1 и ε_2 :

$$E_1 = E_0 [1 + \mathcal{K}^{\varepsilon_1} \cdot (\varepsilon_1)^{\varepsilon_1}]; \quad (11)$$

$$E_2 = E_0 [1 + \mathcal{K}^{\varepsilon_2} \cdot (\varepsilon_2)^{\varepsilon_2}]. \quad (12)$$

В результате действия вертикальной и горизонтальной составляющей возмущающей силы движение виброплиты представим в виде прямолинейных колебаний её центра тяжести O в направлении координатных осей Z и X в сочетании с угловыми колебаниями относительно координатной оси Y , проходящей через центр тяжести виброплиты (рис. 1). При этом движение виброплиты можно описать следующей системой уравнений:

– перемещение по вертикали в направлении координатной оси Z :

$$(m_{pr1} + m_{pr2} + m) \frac{d^2 z}{dt^2} + (b_{31} + b_{41}) \frac{dz}{dt} + (c_{31} + c_{41} + c_1 + c_2) z = Q \sin \omega t; \quad (13)$$

– перемещение по горизонтали в направлении координатной оси X :

$$(m_{pr\tau} + m) \frac{d^2 x}{dt^2} + (b_{32} + b_{42}) \frac{dx}{dt} + (c_{32} + c_{42} + c_\tau) x = Q \cos \omega t; \quad (14)$$

– угловое перемещение относительно координатной оси Y :

$$(J_b + J) \frac{d^2 \psi}{dt^2} + n_3 \frac{d\psi}{dt} + (k_3 + k_b) \psi = Q(r_1 \sin \omega t + r_2 \cos \omega t), \quad (15)$$

где $m_{pr\tau}$ – приведенная масса бетонной смеси при горизонтальных колебаниях,

$$m_{pr\tau} = \frac{m_{pr1} + m_{pr2}}{2(1 + \lambda)}, \quad (16)$$

где c_τ – коэффициент упругого сопротивления уплотняемой среды в горизонтальном направлении,

$$c_\tau = \frac{c_1 + c_2}{2(1 + \lambda)}, \quad (17)$$

где λ – коэффициент Пуассона; J_b – приведенный момент инерции бетонной смеси,

$$J_b = m_{pr1} l_1^2 + m_{pr2} l_2^2 + m_{pr\tau} h_1^2, \quad (18)$$

где k_b – коэффициент крутильной жесткости уплотняемой среды при угловых перемещениях колеблющейся системы относительно координатной оси Y :

$$k_b = c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_\tau h_1^2. \quad (19)$$

Решение системы уравнений (13)–(15) для стационарных колебаний, описывающих установившиеся колебания рассматриваемой динамической системы в рабочем режиме, представим в следующем виде:

$$z(t) = A_{r1} \sin(\omega t - \varphi_{r1}); \quad (20)$$

$$x(t) = A_{r2} \cos(\omega t + \varphi_{r2}); \quad (21)$$

$$\psi(t) = \Psi_{r1} \sin(\omega t - \xi_{r1}) + \Psi_{r2} \cos(\omega t + \xi_{r1}), \quad (22)$$

где A_{r1} и A_{r2} – амплитуды линейных гармонических колебаний центра тяжести виброплиты при вибративном рабочем режиме в направлении координатных осей Z и X соответственно; φ_{r1} и φ_{r2} – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатных осей Z и X соответственно; Ψ_{r1} и Ψ_{r2} – амплитуды угловых (крутильных) гармонических колебаний в вибратив-

онном рабочем режиме относительно координатной оси Y от действия вертикального и горизонтального моментов возмущающих сил; ξ_{r1} – угол сдвига фаз между амплитудами моментов Q_{r1} и Q_{r2} возмущающих сил и амплитудой угловых вынужденных колебаний;

$$A_{r1} = \frac{Q}{(m_{pr1} + m_{pr2} + m)\sqrt{(p_{r1}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{r1}^2\omega^2}}; \quad (23)$$

$$A_{r2} = \frac{Q}{(m_{prt} + m)\sqrt{(p_{r2}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{r2}^2\omega^2}}; \quad (24)$$

$$\Psi_{r1} = \frac{Q_{r1}}{(J_b + J)\sqrt{(p_{r3}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{r3}^2\omega^2}}; \quad (25)$$

$$\Psi_{r2} = \frac{Q_{r2}}{(J_b + J)\sqrt{(p_{r3}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{r3}^2\omega^2}}, \quad (26)$$

где p_{r1} , p_{r2} , p_{r3} – частоты собственных колебаний динамической системы соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях и при крутильных колебаниях; δ_{r1} , δ_{r2} , δ_{r3} – коэффициенты неупругого сопротивления;

$$p_{r1} = \sqrt{\frac{c_{31} + c_{41} + c_1 + c_2}{m_{pr1} + m_{pr2} + m}}; \quad (27)$$

$$\delta_{r1} = \frac{b_{31} + b_{41}}{2(m_{pr1} + m_{pr2} + m)}; \quad (28)$$

$$p_{r2} = \sqrt{\frac{c_{32} + c_{42} + c_\tau}{m_{prt} + m}}; \quad \delta_{r2} = \frac{b_{32} + b_{42}}{2(m_{prt} + m)}; \quad (29)$$

$$p_{r3} = \sqrt{\frac{k_3 + k_b}{J_b + J}}; \quad \delta_{r3} = \frac{n_3}{2(J_b + J)}; \quad (30)$$

$$\varphi_{r1} = \arctg \frac{2\delta_{r1}\omega}{p_{r1}^2 - \omega^2}; \quad \varphi_{r2} = \arctg \frac{2\delta_{r2}\omega}{p_{r2}^2 - \omega^2}; \quad (31)$$

$$\xi_{r1} = \arctg \frac{2\delta_{r3}\omega}{p_{r3}^2 - \omega^2}. \quad (32)$$

Путем математических преобразований выражения (22), найдем закон крутильных колебаний виброплиты относительно координатной оси Y в следующем виде:

$$\psi(t) = \Psi_r \sin(\omega t - \xi_r), \quad (33)$$

где Ψ_r – амплитуда угловых (крутильных) гармонических колебаний относительно координатной оси Y от действия амплитуды момента возмущающей силы вибровозбудителя круговых колебаний,

$$\Psi_r = \sqrt{\Psi_{r1}^2 + \Psi_{r2}^2 - 2\Psi_{r1}\Psi_{r2} \sin 2\xi_{r1}}, \quad (34)$$

где ξ_r – угол сдвига фаз между амплитудой момента возмущающих силы вибровозбудителя круговых колебаний и амплитудой угловых вынужденных колебаний при вибрационном рабочем режиме

$$\xi_r = \arctg \frac{\Psi_{r1} \sin \xi_{r1} - \Psi_{r2} \cos \xi_{r1}}{\Psi_{r1} \cos \xi_{r1} - \Psi_{r2} \sin \xi_{r1}}. \quad (35)$$

Используя решения (20)–(22) системы уравнений (13)–(15) рассматриваемой динамической системы, последовательно определим законы движения днища вибрационной плиты в вертикальном и горизонтальном направлениях при вибрационном режиме работы.

На основании выражений (20) и (33) закон движения днища вибрационной плиты в вертикальном направлении примет следующий вид:

$$z_{rd}(x, t) = z(t) + x\psi(t) = A_{r1} \sin(\omega t - \varphi_{r1}) +$$

$$\Psi_r x \sin(\omega t - \xi_r) \quad \text{при } -(L+l) \leq x \leq l, \quad (36)$$

где $z_{rd}(x, t)$ – перемещение днища вибрационной плиты в вертикальном направлении при вибрационном рабочем режиме в зависимости от текущей координаты x и времени t .

На основании выражений (21) и (33) закон движения днища вибрационной плиты в горизонтальном направлении будет иметь следующий вид:

$$x_{rd}(t) = x(t) - h_1\psi(t) =$$

$$A_{r2} \cos(\omega t + \varphi_{r2}) - h_1\Psi_r \sin(\omega t - \xi_r), \quad (37)$$

где $x_{rd}(t)$ – перемещение днища вибрационной плиты в горизонтальном направлении при вибрационном рабочем режиме.

Путем не сложных математических преобразований выражений (36) и (37), получим зависимости для определения закона движения днища вибрационной плиты в вертикальном и горизонтальном направлениях, удобных для анализа и компьютерного моделирования рассматриваемых движений в зависимости от основных параметров виброплиты, жесткости упругих амортизаторов, частоты и амплитуды возмущающей силы, координат центра тяжести виброплиты и днища виброплиты. При этом закон движения днища вибрационной плиты в вертикальном направлении будет описываться следующим выражением:

$$z_{rd}(x, t) = A_{rv}(x) \sin[\omega t - \theta_{r1}(x)] \quad \text{при}$$

$$-(L+l) \leq x \leq l, \quad (38)$$

где $A_{rv}(x)$ – амплитуда перемещений днища виброплиты в вертикальном направлении в зависимости от координаты x ,

$$A_{rv}(x) = \sqrt{A_{r1}^2 + 2A_{r1}\Psi_r x \sin(\varphi_{r1} - \xi_r) + \Psi_r^2 x^2}, \quad (39)$$

где $\theta_{r1}(x)$ – угол сдвига фаз между амплитудой возмущающей силы и перемещением определенной точки на днище виброплиты с координатой x в вертикальном направлении

$$\theta_{r1}(x) = \arctg \frac{A_{r1} \sin \varphi_{r1} + \Psi_r x \sin \xi_r}{A_{r1} \cos \varphi_{r1} + \Psi_r x \cos \xi_r}. \quad (40)$$

Закон движения днища вибратционной плиты в горизонтальном направлении при вибратционном рабочем режиме будет описываться следующим выражением:

$$x_{rd}(t) = A_{rg} \cos(\omega t + \theta_{r2}), \quad (41)$$

где A_{rg} – амплитуда перемещений днища виброплиты в горизонтальном направлении,

$$A_{rg} = \sqrt{A_{r2}^2 - 2A_{r2}\Psi_r h_1 \sin(\varphi_{r2} - \xi_r) + \Psi_r^2 h_1^2}, \quad (42)$$

где θ_{r2} – угол сдвига фаз между амплитудой возмущающей силы и перемещением днища виброплиты в горизонтальном направлении,

$$\theta_{r2} = \arctg \frac{A_{r2} \sin \varphi_{r2} - \Psi_r h_1 \cos \xi_r}{A_{r2} \cos \varphi_{r2} + \Psi_r h_1 \sin \xi_r}. \quad (43)$$

Анализ выражений (38) – (42) показывает, что вибратционная плита предлагаемого вибратционного рабочего органа, совершая пространственные колебания, обеспечивает деформирование поверхности уплотняемой среды переменным амплитудно-частотным воздействием, оказывающим эффективную проработку бетонных смесей по высоте и уплотнение до показателей, требуемых технологическими нормами. При этом вертикально-направленные колебания виброплиты с переменной амплитудой вызывают в уплотняемой среде нормальные напряжения в вертикальном направлении, которые являются определяющими в разрушении структурных связей и переводу бетонной смеси в тиксотропное состояние. При этом резко уменьшаются силы внутреннего трения в смеси за счет выделения в межзерновое пространство свободной

воды, играющей роль смазки [7]. Происходит вытеснение из уплотняемой смеси воздуха, обеспечивается переориентация минеральных частиц и их сближение с образованием более плотной упаковки.

Используя зависимость между напряжением и деформацией [6] и выражение (38) определим амплитуду напряжений, возникающих по всей толщине уплотняемого слоя в зависимости от координат X и Z :

$$\sigma_i(x, z) = -A_{rv}(x) E_i \sqrt{k_{li}^2 + \delta_i^2} e^{-\delta_i z} \times \frac{\cos[k_{li}(H - z) + \zeta_i]}{\sin k_{li} H} \text{ при } -(L + l) \leq x \leq l. \quad (44)$$

Все параметры, входящие в выражение (44), функционально зависят от координаты x и относительной плотности уплотняемой среды ϵ_i . В табл. 1 приведены значения относительной плотности ϵ_i и плотности для бетонных смесей ρ различной консистенции в зависимости от координаты x относительно центра тяжести вибратционной плиты, а также от расстояния, измеренного от передней кромки виброплиты до рассматриваемой координаты. Поэтому, при вычислении напряжений, действующих в определенной координате x , вначале определяется для этой координаты величина амплитуды деформирования уплотняемой поверхности $A_{rv}(x)$, а затем для этой же координаты определяется относительная плотность ϵ_i и её плотность уплотняемой среды ρ_i . На основании этих показателей вычисляются остальные параметры уплотняемой среды.

Таблица 1 – Значения относительной плотности ϵ_i и плотности для бетонных смесей ρ различной консистенции в зависимости от координаты x относительно центра тяжести вибратционной плиты

Расстояние от передней кромки виброплиты, см	Значение координаты x , см	Относительная плотность, ϵ_i	Плотность бетонной смеси ρ_i , кг/см ³				
			При Ж=5 с (ОК=3,5 – 4см)	При Ж=30 с	При Ж=60 с	При Ж=90 с	При Ж=120с
0	18,1	0,091	2,095	2,015	1,95	1,89	1,83
5	13,1	0,182	2,126	2,053	1,996	1,943	1,889
10	8,1	0,273	2,156	2,092	2,042	1,996	1,948
15	3,1	0,363	2,186	2,130	2,088	2,049	2,007
20	-1,9	0,450	2,217	2,169	2,134	2,102	2,066
25	-6,9	0,545	2,248	2,208	2,180	2,155	2,125
30	-11,9	0,636	2,278	2,246	2,226	2,208	2,184
35	-16,9	0,727	2,309	2,285	2,272	2,261	2,243
40	-21,9	0,818	2,339	2,323	2,318	2,314	2,302
45	-26,9	0,909	2,370	2,362	2,364	2,367	2,361
50	-31,9	1,0	2,40	2,40	2,41	2,42	2,42

Напряжения, возникающие на поверхности уплотняемой среды при различных значениях координаты X , определяются из следующего выражения:

$$\sigma_i(x, 0) = -A_{rv}(x) E_i \sqrt{k_{li}^2 + \delta_i^2} \frac{\cos(k_{li} H + \zeta_i)}{\sin k_{li} H}$$

при $-(L + l) \leq x \leq l$. (45)

Напряжения, возникающие в основании уплотняемого слоя при различных значениях координаты X , определяются из следующего выражения:

$$\sigma_i(x, H) = -A_{rv}(x) E_i \sqrt{k_{1i}^2 + \delta_i^2} e^{-\delta_i H} \frac{\cos \zeta_i}{\sin k_{1i} H} \quad (46)$$

при $-(L+l) \leq x \leq l$.

ВЫВОДЫ. Полученные выше выражения позволяют установить сложный закон пространственного движения вибрационной плиты при уплотнении бетонной смеси и определить основные параметры рабочего органа и, на основе изучения распространения волн деформаций в уплотняемой среде, установить рациональные режимы вибрационного воздействия, которые обеспечивают уплотнение до норм, требуемых технологическими нормами, с высокой производительностью и низкой энергоемкостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хархута Н.Я. Вопросы теории уплотнения дорожных покрытий // Сбор. «Уплотнение земляного полотна и конструктивных слоев дорожных дежд»: Труды Союздорнии. – М: СоюзДорНИИ, 1980. – С. 48–53.
2. Костельов М.П. Уплотнению асфальтобетона требуется обновленное поколение дорожных катков

THE RESEARCH OF OSCILLATIONS OF THE MACHINE WORKING BODY FOR COMPACTION OF CONCRETE MIXES IN VIBRATING WORKING MODE

A. Maslov, Zhanar Batsaikhan

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University
vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: kmto@mail.ru

It is presented a design scheme of a dynamic system "Vibration working body – compacted environment", in which the latter is represented as a discrete system with varying parameters. The movement of the vibration plate of the working body is presented in the form of complex spatial oscillations, consisting of vertical, horizontal and torsional vibrations. It is defined the law of motion of the working body vibrating plate depending on the physical-mechanical characteristics of compacted mixture, the thickness of the compacted layer, the mass of the plate, the frequency and amplitude of the disturbing force, the stiffness and the coefficient of inelastic resistance of the elastic suspension. The stresses, which occur in compacted layer and provide the ultimate destruction of structural relations in a concrete environment at vibration exposure, are found.

Key words: vibration plate, vibration, law of motion, the sealing medium, pressure.

REFERENCES

1. Kharkhuta, N.Y. (1980), "Problems in the theory of pre-traveler's seal coating", *Sbor. "Uplotnenye zemlyanoho polotna y konstruktivnykh sloev dorozhnykh odezhd"*, *Trudy Soyuzdornii*, pp. 48–53.
2. Kostelyov, M.P. (2003), "Compaction of asphalt concrete requires an update generation rollers", *the directory "Road engineering and technology"*, no. 3, pp. 12–22.
3. Permiakov, V.B. Belyaev, K.V. (2005), "A mathematical model of the process of sealing asphalt mixes", *Proceedings of the universities. Building. Novosibirsk: NSABU*, no. 1, pp. 110–116.
4. Maslova, N.A. (1997), "Investigation of the interaction of the vibration of the working body with sealing medium", *Problems of creation of new machines*

// Каталог-справочник «Дорожная техника и технология». – 2003. – № 3. – С. 12–22.

3. Пермьяков В.Б., Беляев К.В. Математическая модель процесса уплотнения асфальтобетонных смесей // Известия вузов. Строительство. – Новосибирск: НГАСУ, 2005. – Вып. 1. – С. 110–116.

4. Маслова Н.А. Исследование взаимодействия вибрационного рабочего органа с уплотняемой средой // Проблемы создания новых машин и технологий: научные труды Кременчугского государственного политехнического института. – Кременчуг, 1997. – Вып. 2, часть 3. – С. 32–44.

5. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий. – К.: «МП Леся», 2009. – 152 с.

6. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин, Ю.С. Саленко: монография. – Кременчуг: ЧП Щербатых А.В., 2014. – 324 с.

7. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве: монография / А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко. – Кременчуг: ПП Щербатых О.В., 2014. – 262 с.

and technologies. *Scientific works of Kremenchuk State Polytechnic institute*, no. 2, vol. 3, pp. 32–44.

5. Itkin, A.F. (2009), *Vybratsyonnie mashyni dlya formovaniya betonnykh izdeliy* [Vibrating machines forming of the concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.

6. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), *Vybratsyonnie mashyni dlya pryhotovleniya y uplotneniya betonnykh smesey: monografiya* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes: monography], PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine.

7. Maslov, A.G., Salenko, Y.S. (2014), *Vybratsyonnye mashyni y protsessi v dorozhno-stroytelnom proizvodstve: monografiya* [Vibrating machines and processes in road construction industry: monography], PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine.

Стаття надійшла 19.03.2015.