Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
т. LIV, вып. 1, 1967 г.

УДК 622.619

К ТЕОРИИ ВИБРОПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН

П. А. Журавлев, А. Ф. Захаревич

В настоящей статье рассматриваются основные закономерности работы вибропогрузочной машины типа 2ПНВ-1, конструкция которой разработана Гипроникелем [Сороко, Лезин, Шульга, 1963].

Рабочим органом машины является вибропогрузочный лоток. Воздействие вибролотка, внедряющегося в штабель горной породы, вызывает в нем вибротекучесть, вследствие чего горная порода поступает па лоток и перемещается вверх до передаточного конвейера. Машина предназначена для

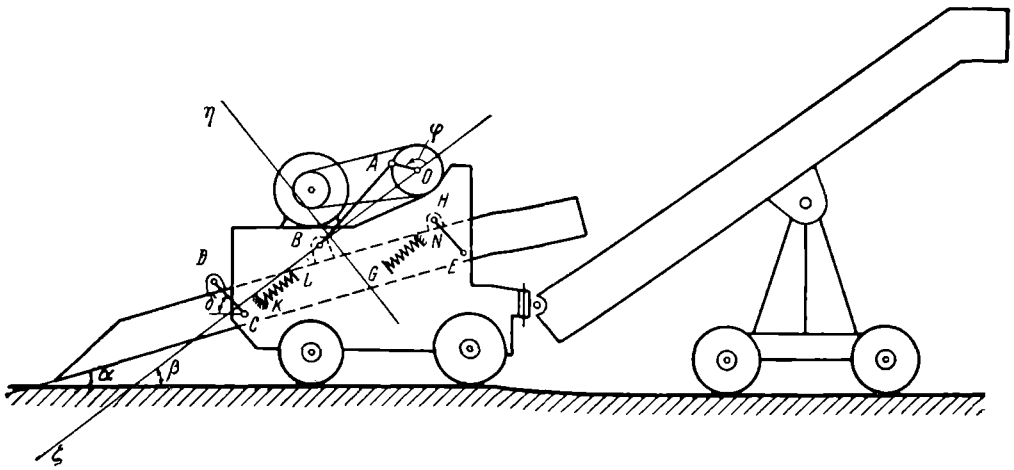


Рис. 1. Схема погрузочной машины 2ПНВ-1.

погрузки и транспортировки как разрыхленного, так и слежавшегося материала различной крупности. Колебательное движение вибрирующего органа изучено при работе машины в нерезонансном режиме.

Вибрационная машина имеет вертикальную плоскость симметрии, совпадающую с плоскостью чертежа (рис. 1). Вибролоток подвешен к раме, установленной на ходовой тележке *, посредством четырех пластинчатых пружин (рычагов-качалок). В корпуса шарниров этих пружин включены резиновые амортизаторы. В рабочем состоянии вибролоток удерживается четырьмя спиральными пружинами, смягчающими динамические нагрузки на раму и обеспечивающими устойчивую работу лотка в заданном режиме.

На рис. 1 показаны две пластинчатые *CD* и *EH* и две спиральные *KL* и *NG* пружины. Остальные пружины расположены симметрично указанным.

* Ходовая часть может быть и гусеничного типа.

Колебательное движение вибролоток получает от кривошипно-шатунного механизма эксцентрикового типа, шатун AB которого в точке B шарнирно соединен с лотком. При вращении кривошипа конец B шатуна совершает гармонические колебания с амплитудой, равной длине кривошипа. Эти колебания передаются лотку, вызывая прогиб пластинчатых пружин, перпендикулярный (ввиду его малости) осям пружин.

Поместим начало координатных осей η и ζ в центре колебаний конца B шатуна и направим ось ζ перпендикулярно осям пружин (по направлению колебаний). Угол, образованный этой осью с горизонтом, обозначим β. Плоскость лотка наклонена к горизонту под углом α, а пластинчатые пружины составляют с горизонтальной плоскостью угол $\delta \quad 90° - \beta$.

Ввиду значительной длины шатуна по сравнению с кривошипом, с достаточной для практики точностью, пренебрегая квадратом и более высокими степенями r, можно считать, что закон вибраций имеет вид

$$\zeta = -r\cos\varphi, \tag{1}$$

где r — длина кривошипа; ζ — перемещение лотка при вибрациях (прогиб верхнего конца пластинчатой пружины); φ — угол, составляемый кривошипом с осью ζ (рис. 1).

Рассмотрим взаимодействие вибролотка со штабелем горной породы. Скорость движения ходовой тележки при внедрении в штабель горной породы в рабочем режиме, в соответствии с экспериментом *, принимаем постоянной и пренебрегаем ею, так как она мала по сравнению со средней скоростью движения лотка относительно ходовой тележки.

Пластинчатые пружины взаимно параллельны, имеют одинаковую длину и при движении расстояния между ними не меняются, поэтому при колебаниях лоток движется поступательно ** На вибролоток при внедрении в штабель сыпучего материала действует сила сопротивления, которая может состоять из силы лобового сопротивления $\bar{Q}$, приложенной к кромке лотка, силы $\bar{U}$, перпендикулярной поверхности лотка, и силы трения материала о лоток $\bar{F}_{тр}$. Сила $\bar{Q}$ зависит от крупности кусков, формы кромки лотка и других факторов.

Принято, что сила $\bar{Q}$ пропорциональна величине перемещения лотка при движении его в сторону штабеля и направлена противоположно скорости вибраций. При движении лотка из штабеля $Q = 0$. Таким образом,

$$Q = k\zeta,$$

где k — экспериментальный коэффициент.

Для определения сил $\bar{U}$ и $\bar{F}_{тр}$ вибролоток рассматривается в момент его внедрения в штабель, когда он испытывает мгновенную остановку, после которой начнет движение в противоположную сторону (из штабеля). В этот момент транспортируемая часть материала отделяется от штабеля и сила $\bar{Q}$ не действует (внедрение прекратилось). Если считать внедренную в штабель часть вибролотка подпорной стенкой (рис. 2), то можно применить метод Кулона [Прокофьев, 1934], который для сыпучих тел при активном давлении грунта на подпорную стенку дает результаты, подтверждаемые опытами [Терцаги, 1961].

Г. В. Родионов, П. А. Михирев [1957] показали, что при внедрении ковша в штабель без вибраций перед кромкой ковша образуются уплотненные ядра материала, вызывающие две плоскости обрушения. При наличии вибраций [Гурков, 1957] уплотненные ядра малы и неустойчивы, поэтому

---

* Эксперименты проведены в лаборатории транспортных и погрузочных машин Гипроникеля под руководством В. В. Сороко.

** Доказательство этого утверждения аналогично приведенному Н. П. Нероновым, А. Ф. Захаревичем, П. А. Журавлевым [1956].

плоскости обрушения почти совпадают и материал ссыпается, образуя воронку.

На призму материала ABC (толщина призмы равна единице), находящуюся в предельном равновесии, действуют три силы: $\bar{P}_1$ — вес призмы, $\bar{R}_1$ — сила сопротивления неподвижной части массива и $\bar{R}_2$ — сила, передающаяся призме со стороны движущегося лотка (рис. 2). Направление силы $\bar{R}_2$, при котором она имеет составляющую по AB, от A к B, обусловлено тем, что при внедрении вибролотка в штабель он перемещается параллельно своему первоначальному положению вправо и вниз.

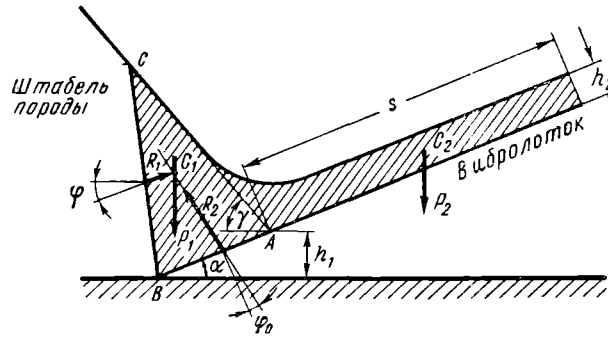


Рис. 2. Схема сил, действующих при внедрении вибролотка в штабель породы.

Силу $\bar{R}_2$ определяем аналитическим выражением, которое не содержит неизвестного угла θ, определяющего направление плоскости обрушения [Прокофьев, 1934],

$$R_2 = \frac{1}{2} h_1^2 d \frac{1}{(1+\sqrt{Z})^2} \cdot \frac{\sin^2 \alpha\,(\varphi_1+\alpha)}{\sin^2 \alpha \sin(\alpha+\varphi_0)}, \tag{2}$$

где

$$Z = \frac{\sin(\varphi_1-\varphi_0)\sin(\varphi_1-\gamma)}{\sin(\alpha+\varphi_0)\sin(\alpha+\gamma)};$$

h_1 — высота части вибролотка, внедренной в штабель; d — удельный вес породы; φ_1 — угол внутреннего трения породы; φ_0 — угол трения породы о вибролоток; γ — угол естественного откоса материала.

При $\gamma = \varphi_1$ формулой (2) пользоваться нельзя, и для определения силы $\bar{R}_2$ следует применить один из известных графических методов. С помощью формулы (2) находятся величины нормальной силы $\bar{U}_1'$ и силы трения $\bar{F}_{1тр}'$, обусловленные действием призмы материала ABC. К этим силам следует присоединить силы $\bar{U}_1$ и $\bar{F}_{1тр}''$ обусловленные весом

$$P_2 = sh_2 d \tag{3}$$

остального материала, лежащего на лотке длиной s, высотой h_2 (рис. 2). Найденные таким образом силы $\bar{U}_1$ и $\bar{F}_{1тр}$ считаются действующими и при движении лотка. Однако их следует умножить на некоторый вибрационный коэффициент $k_в$.

Таким образом, полная сила нормального давления на лоток и общая сила трения определяются по формулам

$$\left.\begin{aligned} U_1 &= U_1' + U_1'' = k_в (R_2 \cos\varphi_0 + P_2 \cos\alpha), \\ F_{1тр} &= F_{1тр}' + F_{1тр}'' = k_в (R_2 \sin\varphi_0 + P_2 \cos\alpha \operatorname{tg}\varphi_0). \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

При обратном (из штабеля) движении вибролотка призма ABC уже отделяется от основной породы (сила $R_1 = 0$). В этом случае сила $\bar{U}_2$ и сила трения $F_{2тр}$ определяются в зависимости от веса призмы и веса остальной части материала, лежащего на лотке.

Пользуясь теоремой Ребхана и построением Понселе [Прокофьев, 1934], можно записать, что

$$P_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_1^2 d}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{\sqrt{Z}}{1+\sqrt{Z}} \cdot \frac{\sin(\alpha+\gamma)\sin(\alpha+\varphi_1)}{\sin(\varphi_1-\gamma)}. \tag{5}$$

Тогда

$$\left.\begin{aligned} U_2 &= k_в (P_1 + P_2)\cos\alpha, \\ F_{2тр} &= k_в (P_1 + P_2)\cos\alpha \operatorname{tg}\varphi_0. \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Сила трения направлена по AB, от B к A, так как при движении из штабеля вибролоток перемещается параллельно своему первоначальному положению влево и вверх. Таким образом, при обратном движении вибролотка

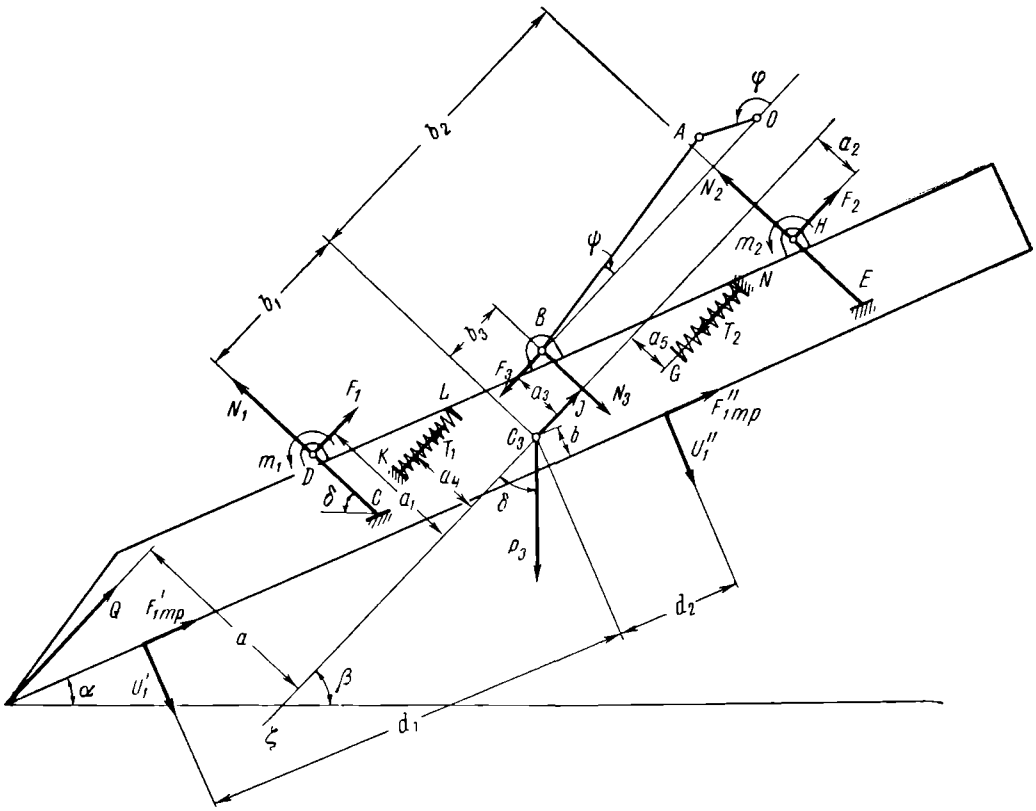


Рис. 3. Схема сил, действующих на вибролоток.

сила трения изменяет величину и меняет направление на прямо противоположное.

При работе машины материал, срываясь с конца лотка, попадает в приемное устройство, а материал из штабеля ссыпается, т. е. восстанавливается предшествующее положение, и при повторном внедрении лотка призма материала снова отделяется от основной породы. Этот процесс считается установившимся на все время работы, поэтому масса материала, находящегося на лотке, остается постоянной [Журавлев, Захаревич, 1963].

Для решения поставленной задачи применяется метод кинетостатики к системе, состоящей из вибролотка, шатуна и кривошипа. Рассмотрим вначале вибролоток (рис. 3), на который действуют силы: $\bar{P}_3$ — вес вибролотка; $\bar{J}\left(J \quad \left|\frac{P_3}{g}\ddot{\zeta}\right|\right)$ — сила инерции вибролотка; $\bar{F}_1$ ($F_1 = 2k_1\zeta$), $\bar{N}_1$ и $m_1 = 2k_2\zeta$ — суммарная сила упругости, суммарная осевая реакция и суммарный упругий момент резиновых амортизаторов пластинчатых пружин —

пружины CD и ей симметричной; $\bar{F}_2$ ($F_2 = 2k_1\zeta$), $\bar{N}_2$, $m_2 = 2k_2\zeta$ — то же, пружины EH и ей симметричной; k_1 — коэффициент жесткости пластинчатой пружины; k_2 — коэффициент жесткости амортизатора; ζ — прогиб верхнего конца пластинчатой пружины (перемещение конца B шатуна); $\bar{T}_1$ [$T_1 = 2k_3(\zeta_0 + \zeta)$] — суммарная сила упругости спиральных пружин — пружины KL и ей симметричной; $\bar{T}_2$ [$T_2 = 2k_3(\zeta_0 - \zeta)$] — то же, пружины NG и ей симметричной; здесь k_3 — коэффициент жесткости спиральной пружины; ζ_0 — величина предварительного поджатия пружины; $\bar{F}_3$, $\bar{N}_3$ — реакции оси шатуна.

Кроме того, на вибролоток при движении в сторону штабеля действуют силы $\bar{Q}$, $\bar{U}_1$ и $\bar{F}_{1тр}$, а при обратном движении — силы $\bar{U}_2$ и $\bar{F}_{2тр}$.

Имея в виду в дальнейшем определение вращающего момента на валу

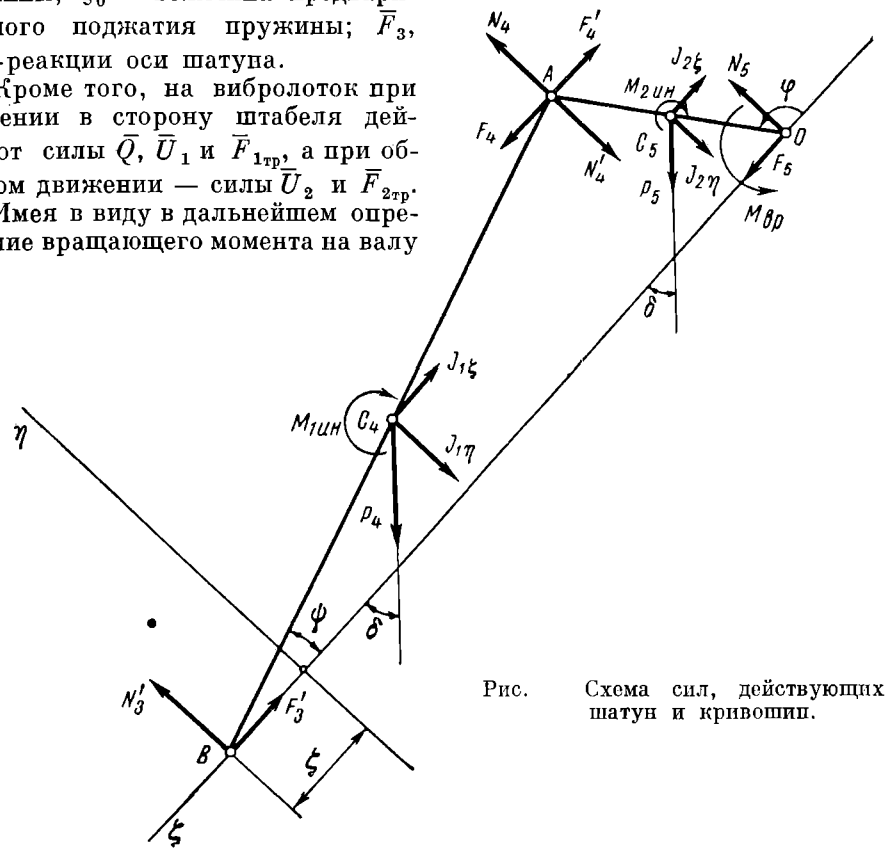


Рис. Схема сил, действующих на шатун и кривошип.

электродвигателя, рассмотрим движение вибролотка в сторону штабеля, когда потребление мощности больше, чем при обратном движении.

Уравнения кинетостатики для вибролотка имеют вид

$$\frac{P_3}{g} r \sin\varphi \cdot \varphi + \frac{P_3}{g} r \cos\varphi \cdot \dot{\varphi}^2 - (k + 4k_1 + 4k_3) r \cos\varphi -$$

$$- P_3 \cos\delta - U_1 \cos(\alpha + \delta) + F_{1тр} \sin(\alpha + \delta) - F_3 = 0,$$

$$\left.\begin{aligned} &[ka + 2k_1(a_1 - a_2) - 4k_2 + 3k_3(a_4 - a_5)] r \cos\varphi - 2k_3\zeta_0(a_4 + a_5) + \\ &+ U_1' d_1 - U_1'' d_2 + F_{1тр} b - N_1 b_1 + N_2 b_2 - N_3 b_3 + F_3 a_3 = 0, \\ &P_3 \sin\delta + U_1 \sin(\alpha + \delta) + F_{1тр} \cos(\alpha + \delta) - N_1 - N_2 + N_3 = 0. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Плечи сил в уравнении моментов относительно C_3 указаны на рис. 3.

Рассмотрим шатун (рис. 4), на который действуют следующие силы: $\bar{P}_4$ — вес шатуна; $\bar{F}_3'$, $\bar{N}_4$ — реакции вибролотка (равные и противоположные реакциям оси шатуна); $\bar{F}_4$ и $\bar{N}_4$ — реакции кривошипа; $\bar{J}_1\left(J_{1\zeta} = \left|\frac{P_4}{g}\ddot{\zeta}_{C_4}\right|\right.$,

$J_{1\eta} = \left| \frac{P_4}{g} \eta_{C_4} \right|$) — сила инерции шатуна; $M_{1ин} = -J_{1\xi}\ddot{\psi}$ — момент сил инерции шатуна; ($J_{1\xi}$ — момент инерции шатуна относительно оси ξ, проходящей через его центр тяжести, перпендикулярно плоскости чертежа); $\ddot{\psi}$ — угловое ускорение шатуна.

По формуле (1) и соотношению $\sin\psi = \frac{r}{l}\sin\varphi$ (l — длина шатуна), в соответствии с рис. 4, уравнения кинетостатики для шатуна можно записать в виде

$$\left.\begin{aligned} \frac{P_4}{g} r\sin\varphi\cdot\ddot{\varphi} + \frac{P_4}{g} r\cos\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 - P_4\cos\delta + F_3 - F_4 = 0,\\ \frac{P_4}{2g} r\cos\varphi\cdot\ddot{\varphi} - \frac{P_4}{2g} r\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + P_4\sin\delta - N_3 - N_4 = 0,\\ J_{1\xi}\frac{r}{l}\cos\varphi\cdot\ddot{\varphi} - J_{1\xi}\frac{r}{l}\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + \frac{l}{2}N_3 - \frac{l}{2}N_4 = 0. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Аналогично составляются уравнения кинетостатики для кривошипа

$$\left.\begin{aligned} \frac{P_5}{2g} r\sin\varphi\cdot\ddot{\varphi} + \frac{P_5}{2g} r\cos\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 - P_5\cos\delta + F_4 - F_5 = 0,\\ \frac{P_5}{2g} r\cos\varphi\cdot\ddot{\varphi} - \frac{P_5}{2g} r\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + P_5\sin\delta + N_4 - N_5 = 0,\\ \frac{P_5}{3g} r^2\ddot{\varphi} - P_5\frac{r}{2}\sin(\varphi-\delta) + N_4 r\cos\varphi + F_4 r\sin\varphi - M_{вр} = 0, \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

где $\overline{P}_5$ — вес кривошипа; $\overline{F}_5$ и $\overline{N}_5$ — реакции оси кривошипа; $M_{вр}$ — вращающий момент, приложенный к кривошипу.

Система девяти уравнений (7) — (9) при заданном законе вращения кривошипа дает возможность определить вращающий момент на валу электродвигателя и все восемь реакций: $\overline{N}_1$, $\overline{N}_2$, $\overline{N}_3$, $\overline{N}_4$, $\overline{N}_5$, $\overline{F}_3$, $\overline{F}_4$, $\overline{F}_5$.

Возможна и обратная постановка задачи, когда задан вращающий момент $M_{вр}$. Тогда после исключения реакции $\overline{N}_4$ и $\overline{F}_4$ уравнение (9) даст нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка для определения закона вращения кривошипа:

$$M_{вр} = \frac{r^2}{6g}[3P_3 + 4P_4 + 2P_5 - (3P_3 + 2P_4)\cos 2\varphi]\ddot{\varphi} + \frac{r^2}{6g}(3P_3 + 2P_4)\sin 2\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 -$$
$$- \frac{r^2}{2}(k + 4k_1 + 4k_3)\sin 2\varphi + \frac{r}{2}(P_4 + P_5)\sin\delta\cos\varphi +$$
$$+ \frac{r}{2}[-(2P_3 + 2P_4 + P_5)\cos\delta - 2U_1\cos(\alpha+\delta) + 2F_{1тр}\sin(\alpha+\delta)]\sin\varphi. \quad (10)$$

Выражения реакций можно записать в виде

$$N_1(b_1+b_2) = \left[\frac{P_3}{g}a_3 r\sin\varphi + \frac{P_4}{6g}(b_2-b_3)r\cos\varphi\right]\ddot{\varphi} + \left[\frac{P_3}{g}a_3 r\cos\varphi -\right.$$
$$\left. - \frac{P_4}{6g}(b_2-b_3)r\sin\varphi\right]\dot{\varphi}^2 + [k(a-a_3) + 2k_1(a_1-a_2-2a_3) - 4k_2 -$$
$$- k_3(4a_3 - 3a_4 + 3a_5)]r\cos\varphi + P_3(b_2\sin\delta - a_3\cos\delta) + \frac{P_4}{2}(b_2-b_3)\sin\delta -$$
$$+ U_1[b_2\sin(\alpha+\delta) - a_3\cos(\alpha+\delta)] + F_{1тр}[b + a_3\sin(\alpha+\delta) + b_2\cos(\alpha+\delta)] -$$
$$- 2k_3(a_4 + a_5)\zeta_0 + U_1' d_1 - U_1'' d_2;$$

$$N_2(b_1+b_2) = \left[-\frac{P_3}{g}a_3 r\sin\varphi + \frac{P_4}{6g}(b_1+b_3)r\cos\varphi\right]\ddot{\varphi} -$$
$$- \left[\frac{P_3}{g}a_3 r\cos\varphi + \frac{P_4}{6g}(b_1+b_3)r\sin\varphi\right]\dot{\varphi}^2 - [k(a-a_3) + 2k_1(a_1-a_2-2a_3) -$$

$$-4k_2 - k_3(4a_3 - 3a_4 + 3a_5)]\, r\cos\varphi + P_3(b_1\sin\delta + a_3\cos\delta) +$$

$$+\frac{P_4}{2}(b_1 + b_3)\sin\delta + U_1[b_1\sin(\alpha+\delta) + a_3\cos(\alpha+\delta)] - F_{1тр}[b + a_3\sin(\alpha+\delta) -$$

$$-b_1\cos(\alpha+\delta)] + 2k_3(a_4 + a_5)\,\zeta_0 - U_1' d_1 + U_1'' d_2; \qquad (11)$$

$$N_3 = \frac{P_4}{6g} r\cos\varphi\cdot\ddot{\varphi} - \frac{P_4}{6g} r\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + \frac{P_4}{2}\sin\delta;$$

$$N_4 = \frac{P_4}{3g} r\cos\varphi\cdot\varphi - \frac{P_4}{3g} r\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + \frac{P_4}{2}\sin\delta;$$

$$N_5 = \frac{2P_4+3P_5}{6g} r\cos\varphi\cdot\varphi - \frac{2P_4+3P_5}{6g} r\sin\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 + \frac{P_4+2P_5}{2}\sin\delta;$$

$$F_3 = \frac{P_3}{g} r\sin\varphi\cdot\varphi + \frac{P_3}{g} r\cos\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 - (k + 4k_1 + 4k_3)\, r\cos\varphi -$$

$$-P_3\cos\delta - U_1\cos(\alpha+\delta) + F_{1тр}\sin(\alpha+\delta);$$

$$F_4 = \frac{P_3+P_4}{g} r\sin\varphi\cdot\varphi + \frac{P_3+P_4}{g} r\cos\varphi\cdot\dot{\varphi}^2 - (k + 4k_1 + 4k_3)\, r\cos\varphi -$$

$$-(P_3+P_4)\cos\delta - U_1\cos(\alpha+\delta) + F_{1тр}\sin(\alpha+\delta);$$

$$F_5 = \frac{2P_3+2P_4+P_5}{2g} r\sin\varphi\cdot\varphi + \frac{2P_3+2P_4+P_5}{2g} r\cos\varphi\cdot\varphi^2 -$$

$$-(k + 4k_1 - 4k_3)\, r\cos\varphi - (P_3+P_4+P_5)\cos\delta -$$

$$-U_1\cos(\alpha+\delta) + F_{1тр}\sin(\alpha+\delta).$$

Если кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, то в формулах (10) и (11) следует положить $\varphi = \omega t$, $\dot{\varphi} = \omega$, $\ddot{\varphi} = 0$, и они дают возможность рассчитать прочность основных узлов машины и определить вращающий момент на валу электродвигателя. Кроме того, пользуясь выражениями для сил $\bar{F}_1$, $\bar{F}_2$, $\bar{T}_1$, $\bar{T}_2$ и моментов m_1 и m_2, можно рассчитать прочность пластинчатых и спиральных пружин.

При пользовании этими формулами для конкретных расчетов необходимо кроме конструктивных данных и характеристик грунта знать коэффициент k в силе лобового сопротивления и вибрационный коэффициент $k_в$, которые определяются экспериментально.

ЛИТЕРАТУРА

Гурков К. С. Особенности взаимодействия обычного и вибрационного ковшей с насыпными грунтами. Тр. Горногеологич. ин-та, вып. 19, 1957.

Журавлев П. А., Захаревич А. Ф. К теории погрузочных машин вибрационного типа. В сб. статей по вибропогрузочным машинам, вибробункеризации и вибровыпуску насыпных грузов. Изд. ЦНИИТЭИ угля, 1963.

Неронов Н. П., Захаревич А. Ф., Журавлев П. А. К теории вибрационных машин, Зап. ЛГИ, т. XXXII, вып. 3, 1956.

Прокофьев И. П. Теория сыпучих тел. Госстройиздат, 1934.

Родионов Г. В., Михирев П. А. Основные закономерности при взаимодействии ковша со штабелем насыпного грунта. Тр. Горногеологич. ин-та, вып. 19, 1957.

Сороко В. В., Лезин Н. Я., Шульга В. И. Вибропогрузочная машина типа 2ПНВ-1. В сб. статей по вибропогрузочным машинам, вибробункеризации и вибровыпуску насыпных грузов. Изд. ЦНИИТЭИугля, 1963.

Терцаги К. Теория механики грунтов. Госстройиздат, 1961.