Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
1985, т. 106

УДК 622.271.856.135:681.268

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ МАССЫ ГРУЗА В АВТОСАМОСВАЛЕ БелАЗ-549 ПРИ ЕГО ЗАГРУЗКЕ ЭКСКАВАТОРОМ

В.А.ГАРДЗИШ, М.А.СЕМЕНОВ

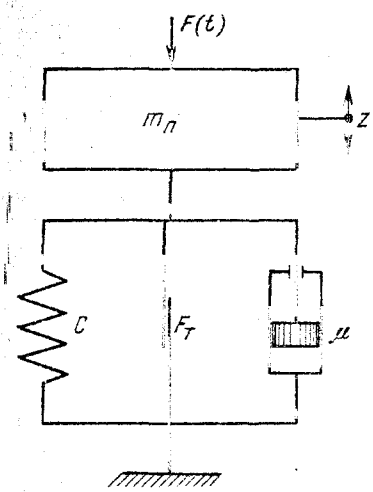


Рис.1. Упрощенная модель пневмогидравлической подвески автосамосвала БелАЗ-549

Увеличение точности измерения массы груза в кузове неподвижного автосамосвала возможно за счет уменьшения погрешности конструктивного характера, обусловленной силами сухого трения контактирующих поверхностей цилиндров подвески. Для этого необходимо использовать колебательный режим пневмогидравлической подвески (рис.1), возникающей при загрузке автосамосвала экскаватором.

Колебания подвески описываются уравнением

$$m_п \frac{d^2z}{dt^2} + \mu \frac{dz}{dt} + Cz + F_т = m_п g + F(t), \qquad (1)$$

где $m_п$ – масса, подрессоренная одним цилиндром подвески, кг; μ – коэффициент вязкого сопротивления гидроамортизатора, кг/с; C – жесткость цилиндра подвески, Н/м; $F_т$ – сила сухого трения контактирующих поверхностей цилиндра подвески, Н; g – ускорение свободного падения, м/с^2; $F(t)$ – ударное воздействие от падающего груза, приходящееся на цилиндр подвески, Н; z – перемещение массы, подрессоренной цилиндром подвески, м.

Интерес представляет не весь переходный процесс, а только свободные колебания, не зависящие от вида функции входного воздействия $F(t)$. Сила сухого трения при колебаниях представляется функцией переключения [4] и задается в виде

$$F_т = Cz_т \operatorname{sign}(-dz/dt), \qquad (2)$$

где $z_т$ – половина зоны нечувствительности, образованной силой сухого трения в цилиндре подвески, м.

Выполним в выражении (I) следующую замену

$$z = \hat{z} + \bar{z}, \qquad (3)$$

где $\hat{z}$ – перемещение поршня цилиндра подвески, соответствующее положению статического равновесия, м; $\bar{z}$ – отклонение от положения статического равновесия, м.

С учетом выражений (2) и (3) и при условии, что упругая характеристика цилиндра подвески $F = f(z)$ линеаризована, запишем формулу (I) для свободных колебаний в следующем виде

при $\frac{dz}{dt} > 0$

$$\frac{d^2(\bar{z}+z_т)}{dt^2} + h\frac{d(\bar{z}+z_т)}{dt} + \omega^2(\bar{z}+z_т) = 0, \qquad (4)$$

при $\frac{dz}{dt} < 0$

$$\frac{d^2(\bar{z}-z_т)}{dt^2} + h\frac{d(\bar{z}-z_т)}{dt} + \omega^2(\bar{z}-z_т) = 0, \qquad (5)$$

где $h = \mu/m_п$ – коэффициент сопротивления гидроамортизатора, $с^{-I}$; $\omega = \sqrt{C/m_п}$ – частота собственных колебаний подрессоренной массы, $с^{-I}$; $m_п g = C\hat{z}$.

Свободные колебания в диссипативной системе, описываемые уравнениями (4)–(5), исследованы в работе [5]. Используя результаты этой работы, проанализируем по фазовым траекториям движение поршня цилиндра подвески в последнем полуколебании до его остановки в зоне нечувствительности H (рис.2). Зададим для точки A следующие начальные условия: $\bar{z}(t) = \bar{z} = \bar{z}_i$; $\dot{\bar{z}}(t) = \dot{\bar{z}} = dz/dt = 0$; $t = 0$. Движение будет происходить в соответствии с уравнением (5). Его решение будет следующим:

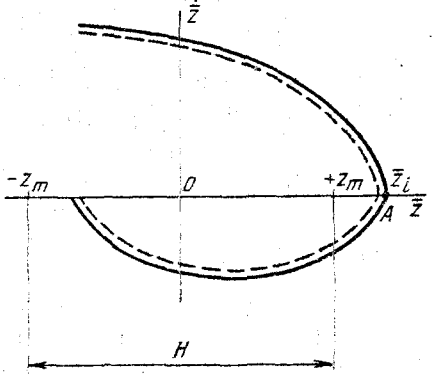


Рис.2. Фазовые траектории движения массы, подрессоренной цилиндром пневмогидроподвески, после окончания воздействия падающего груза из ковша экскаватора

$$\bar{z}(t) = z_т + (\bar{z}_i - z_т)e^{-\frac{h}{2}t}\cos\omega_1 t + \frac{h}{2\omega_1}(\bar{z}_i - z_т)e^{-\frac{h}{2}t}\sin\omega_1 t, \qquad (6)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - h^2/4}$.

Скорость перемещения поршня цилиндра определится дифференцированием уравнения (6)

$$\dot{\bar{z}}(t) = -\left(\frac{h^2}{4\omega_1} + \omega_1\right)(\bar{z}_i - z_т)e^{-\frac{h}{2}t}\sin\omega_1 t. \qquad (7)$$

Максимум скорости будет наблюдаться при $t = \pi/2\omega_1$:

$$\dot{\bar{z}}(t)_{max} = -\left(\frac{h^2}{4\omega_1} + \omega_1\right)(\bar{z}_i - z_т)\, e^{-\frac{\pi h}{4\omega_1}}. \qquad (8)$$

Остановка поршня цилиндра подвески в зоне нечувствительности произойдет при $t = \pi/\omega_1$:

$$\bar{z}_н(t) = z_т - (\bar{z}_i - z_т)\, e^{-\frac{\pi h}{2\omega_1}}. \qquad (9)$$

Решая совместно уравнения (8) и (9), получим

$$\bar{z}_н(t) = z_т + \frac{4\omega_1 \dot{\bar{z}}(t)_{max}}{h^2 + 4\omega_1^2}\, e^{-\frac{\pi h}{4\omega_1}}. \qquad (10)$$

Поскольку давление газа p в цилиндре пневмогидроподвески связано с перемещением поршня z зависимостью $pS = Cz$, то выражение (10) можно предоставить в виде

$$\bar{p}_н(t) = p_т + \gamma\, \dot{\bar{p}}(t)_{max}, \qquad (11)$$

где $\gamma = \frac{4\omega_1}{h^2 + 4\omega_1^2}\, e^{-\frac{\pi h}{4\omega_1}}$; $\bar{p}_н(t)$ – давление газа в цилиндре подвески, образованное силой сухого трения, Па; $p_т$ – половина зоны нечувствительности цилиндра подвески по давлению газа, Па; $\dot{\bar{p}}(t)_{max}$ – максимум скорости изменения давления газа в цилиндре подвески в последнем полупериоде колебаний подрессоренной массы, Па/с; S – площадь поршня цилиндра подвески, м^2.

Таким образом, давление газа в цилиндрах подвески большегрузного автосамосвала, создаваемое силами сухого трения, может быть определено по максимуму скорости его изменения в последнем полупериоде колебаний подрессоренной части, вызванных разгрузкой ковша экскаватора. Этот вывод позволяет предложить метод измерения массы груза в кузове большегрузного автосамосвала БелАЗ-549, в котором наряду с измерением установившихся значений давления газа [2] предусматривается измерение в соответствии с формулой (11) значений давления газа, образованных силами сухого трения. Масса груза при этом определится из выражения

$$M = \frac{S}{g}\left\{K_1\left[p_{пл} \pm \bar{p}_н(t)_{пл} + p_{пп} \pm \bar{p}_н(t)_{пп}\right] + K_2\left[p_{эл} \pm \bar{p}_н(t)_{эл} + p_{эп} \pm \bar{p}_н(t)_{эп}\right]\right\} - M_{пч}, \qquad (12)$$

где $p_{пл}$, $p_{пп}$, $p_{эл}$, $p_{эп}$ – установившиеся значения давления газа в передних и задних, правом и левом цилиндрах подвески, Па; $K_1 = 0{,}988$ – коэффициент, учитывающий наклон передних цилиндров подвески к оси передних колес; $K_2 = 1{,}46$ – коэффициент, учитывающий влияние задних реактивных рычагов подвески; $M_{пч}$ – масса порожней подрессоренной части (тары), кг.

При внешней простоте выражения (12) техническая реализация его сложна, так как для определения значений $\bar{p}_н(t)$ требуется специальное вычислительное устройство. При этом будет обеспечена высокая точность измере-

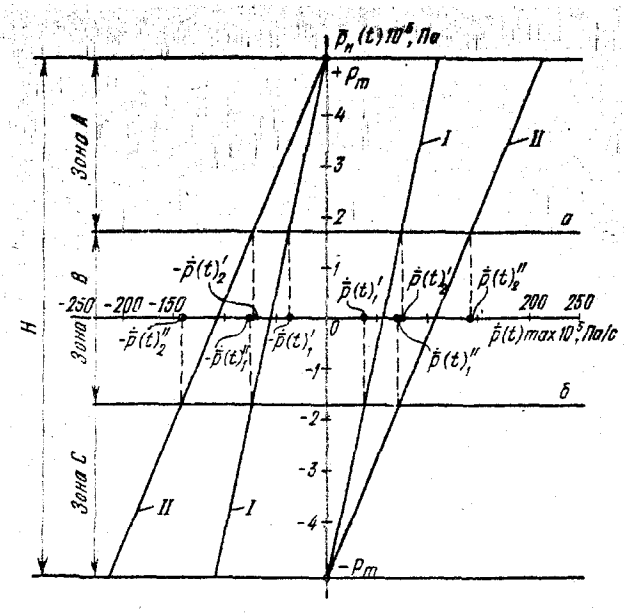


Рис.3. Зависимости $\bar{p}_н(t) = f(\dot{\bar{p}}(t)max)$ для переднего I и заднего II цилиндров подвески автосамосвала БелАЗ-549

ния массы груза (в пределах ±0,5 %). Однако при загрузке автосамосвала не требуется такая высокая точность. Здесь необходим контроль за использованием грузоподъемности автосамосвала (контроль загрузки), который позволил бы достичь коэффициента использования грузоподъемности в пределах 0,95-I,I. Погрешность измерения массы груза в этом случае должна быть не хуже ±5 % [I, 3]. Особенно важен контроль загрузки перед ее окончанием, т.е. при использовании 70-80 % грузоподъемности автосамосвала. Машинист экскаватора перед последним циклом экскавации должен иметь точную информацию о массе груза в кузове, чтобы при загрузке последнего ковша исключить большой перегруз автосамосвала.

Для обеспечения требуемой точности измерения массы груза используем принцип определения значений давления газа $\bar{p}_н(t)$ в зонах. На рис.3 представлены зависимости $\bar{p}_н(t) = f(\dot{\bar{p}}(t)max)$ для переднего и заднего цилиндров подвески автосамосвала БелАЗ-549, построенные в соответствии с формулой (II) при следующих данных: $C_п$ = I920081 Н/м; $C_э$ = I006I070 Н/м; $m_{пп}$ = 20480 кг; $m_{пэ}$ = 26600 кг; $h_п$ = 2,42 $с^{-I}$; $h_э$ = 4,7I $с^{-I}$; $p_{тп}$ = $= p_{тэ} = ±5{,}03 \cdot 10^5$ Па. Разделим прямыми линиями a и b зону нечувствительности цилиндра подвески на три равные части (зоны A, B, C) и на их пересечении с прямыми $\bar{p}_н(t) = f(\dot{\bar{p}}(t)max)$ получим граничные значения скоростей $\dot{\bar{p}}(t)max$ для переднего и заднего цилиндров подвески. Теперь техническая реализация выражения (I2) может быть выполнена в соответствии со следующими неравенствами

для $+\bar{p}_н(t)$

$$\left.\begin{aligned} |\dot{\bar{p}}(t)max| &\geq |\dot{\bar{p}}(t)_2| \quad \text{и} \quad \dot{\bar{p}}(t) < 0 \\ |\dot{\bar{p}}(t)max| &\leq |\dot{\bar{p}}(t)_1| \quad \text{и} \quad \dot{\bar{p}}(t) > 0 \end{aligned}\right\};$$

для $-\bar{p}_н(t)$ (I3)

$$\left.\begin{aligned} |\dot{\bar{p}}(t)max| &\geq |\dot{\bar{p}}(t)_2| \quad \text{и} \quad \dot{\bar{p}}(t) > 0 \\ |\dot{\bar{p}}(t)max| &\leq |\dot{\bar{p}}(t)_1| \quad \text{и} \quad \dot{\bar{p}}(t) < 0 \end{aligned}\right\};$$

для $\bar{p}_н(t) = 0$ при $\dot{\bar{p}}(t) > 0$ или $\dot{\bar{p}}(t) < 0$

$$|\dot{\bar{p}}(t)_1| \leq |\dot{\bar{p}}(t)_{max}| \leq |\dot{\bar{p}}(t)_2|,$$

где $\dot{\bar{p}}(t)_1$, $\dot{\bar{p}}(t)_2$ - граничные значения скоростей $\dot{\bar{p}}(t)_{max}$; $\dot{\bar{p}}(t)'_1 = \pm 36{,}7 \cdot 10^5$ Па/с; $\dot{\bar{p}}(t)'_2 = \pm 73{,}6 \cdot 10^5$ Па/с; $\dot{\bar{p}}(t)''_1 = 71{,}3 \cdot 10^5$ Па/с; $\dot{\bar{p}}(t)''_2 = \pm 142{,}8 \cdot 10^5$ Па/с (рис.3).

Из выражений (13) следует, что по знаку скорости изменения давления газа в цилиндре подвески в последнем полупериоде колебаний подрессоренной массы и ее амплитуде, сравниваемой с установленными граничными значениями скоростей $\dot{\bar{p}}(t)_1$ и $\dot{\bar{p}}(t)_2$, может быть определен знак давления газа $\bar{p}_н(t)$, входящего в уравнение (12). При этом величина $\bar{p}_н(t)$ для каждого цилиндра подвески может быть задана постоянной, равной, например, $2/3\,p_т$. Реализация неравенств (13) в этом случае позволит искусственно в три раза уменьшить зону нечувствительности каждого цилиндра подвески, а значит и погрешность измерения массы груза в кузове автосамосвала, обусловленную действием сухого трения, которая определится из выражения

$$\delta_к = \pm \sqrt{\left\{\frac{K_1 S\left[\bar{p}_н(t)_{пл} + \bar{p}_н(t)_{пп}\right]}{gM}\right\}^2 + \left\{\frac{K_2 S\left[\bar{p}_н(t)_{эл} + \bar{p}_н(t)_{эп}\right]}{gM}\right\}^2}. \qquad (14)$$

Величина $\delta_к$ при номинальной массе груза $M = 75 \cdot 10^3$ кг составит $\pm 3{,}2$ %, что полностью удовлетворяет требованиям контроля загрузки автосамосвала.

Необходимо отметить, что неравенства (13) справедливы для узкого диапазона загрузки автосамосвала, когда коэффициенты h и ω_1 в выражении (11) изменяются незначительно и величина γ может быть принята постоянной. Экспериментальными исследованиями установлено, что при загрузке автосамосвала БелАЗ-549 от 65 % грузоподъемности до номинальной коэффициент γ каждого цилиндра подвески практически не изменяется. Следовательно, предложенный метод измерения массы груза в кузове неподвижного автосамосвала может использоваться для контроля его загрузки экскаватором с целью лучшего использования грузоподъемности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гардзиш В.А., Семенов М.А. Встроенное устройство учета работы автосамосвала БелАЗ-549 в статическом и динамическом режимах. - Зап. ЛГИ, 1981, т. 88.

2. Гардзиш В.А., Семенов М.А. Устройство контроля загрузки и учета работы большегрузных автосамосвалов. - Механизация и автоматизация производства, 1982, № 9.

3. Межотраслевая инструкция по определению и контролю добычи и вскрыши на карьерах. Л., Недра, 1979.

4. Основы динамики и прочности машин / Под ред. В.Л.Вейца. Л., Изд-во ЛГУ, 1978.

5. Ройтенберг Я.Н. Автоматическое управление. М., Наука, 1971.