

УДК 629-114.4

О. В. Березюк, к. т. н., доц.**ГЕНЕРАТОР ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО
ДЕЙСТВИЯ**

Создана новая конструкция генератора импульсов давления дифференциального действия с увеличенной частотой колебаний. Предложена и исследована ее математическая модель в составе вибрационного гидропривода прессования твердых бытовых отходов. Обнаружен диапазон рациональных значений соотношения основных его параметров.

Ключевые слова: генератор импульсов давления, частота колебаний, вибрационный гидропривод, прессование, твердые бытовые отходы, математическое моделирование, выявление рациональных параметров.

Вступление

Для создания вибраций и управления их параметрами в рабочих органах гидравлических приводов сегодня используются генераторы импульсов давления (ГИД) одно- и двухкаскадной конструкций [1].

Недостатком известных однокаскадных ГИД есть ограниченные функциональные возможности, которые заключаются в узком диапазоне регулировки их основных параметров: частоты и амплитуды импульсов давления. При увеличении условного проходимого отверстия запорного элемента в однокаскадных ГИД существенно увеличиваются их габариты и общая масса [2, 3].

Недостатки двухкаскадных ГИД: сложность конструкции, относительно большие габариты, проблемы с синхронизацией срабатывания 1-го и 2-го каскадов [2, 3].

Постановка задачи, определяющие соотношения

Поэтому была создана принципиально новая конструкция ГИД, которая является промежуточным звеном между одно- и двухкаскадным, и получил название “Генератор импульсов давления дифференциального действия” (ГИДДД). Его конструкция защищена патентом Украины на полезную модель 29363 U [4].

Техническим результатом является увеличение частоты, создаваемых генератором импульсов давления дифференциального действия, колебаний давления рабочей жидкости, которая достигается за счет введения в конструкцию генератора импульсов давления дифференциального действия дополнительного верхней кольцевой расточки, соединенной с напорной магистралью.

Поставленная задача решается благодаря тому, что ГИДДД, который содержит корпус, подпружиненный клапан, соединительные патрубки, клапан, выполнен двухступенчатым, причем первая ступень меньшего диаметра прижатая к установочному седлу, а вторая ступень, большего диаметра, выполнена с возможностью позитивного перекрытия кольцевой расточки в корпусе, связанной со сливом, а верхняя часть второй ступени клапана большего диаметра расположена в промежуточной полости, образованной в теле корпуса, причем на

верхней части второй ступени клапана выполнены продольные проточки, которыми промежуточная полость соединена с кольцевой расточкой. Кроме того, верхняя часть второй ступени клапана установлена с возможностью контакта с плунжером-толкателем, который подпружинен относительно корпуса и своей верхней частью входит в надклапанную полость, которая, в свою очередь, соединена каналом с подклапанной полостью, над которой расположена первая ступень клапана, и которая постоянно связана с напорной магистралью. Первая и вторая ступень клапана совместно с корпусом образуют замкнутую полость, которая через дроссель постоянно связанная с кольцевой расточкой. Диаметр первой и второй ступени клапана, а также плунжера-толкателя выполнены в следующем соотношении: $d_1 < d_2 < d_3$, где d_1, d_2, d_3 – соответственно, диаметры плунжера-толкателя, первой и второй ступени клапана, который имеет в корпусе дополнительную верхнюю кольцевую расточку, которая соединена с напорной магистралью, причем перекрытие h_e (расстояние от верхнего торца плунжера-толкателя к верхней плоскости верхней кольцевой расточки) составляет $0,5 \dots 1$ величины позитивного перекрытия h_n . Кроме того, надклапанная полость через дополнительный регулируемый дроссель постоянно связана со сливной магистралью.

На рис. 1 изображенная схема генератора импульсов давления дифференциального действия.

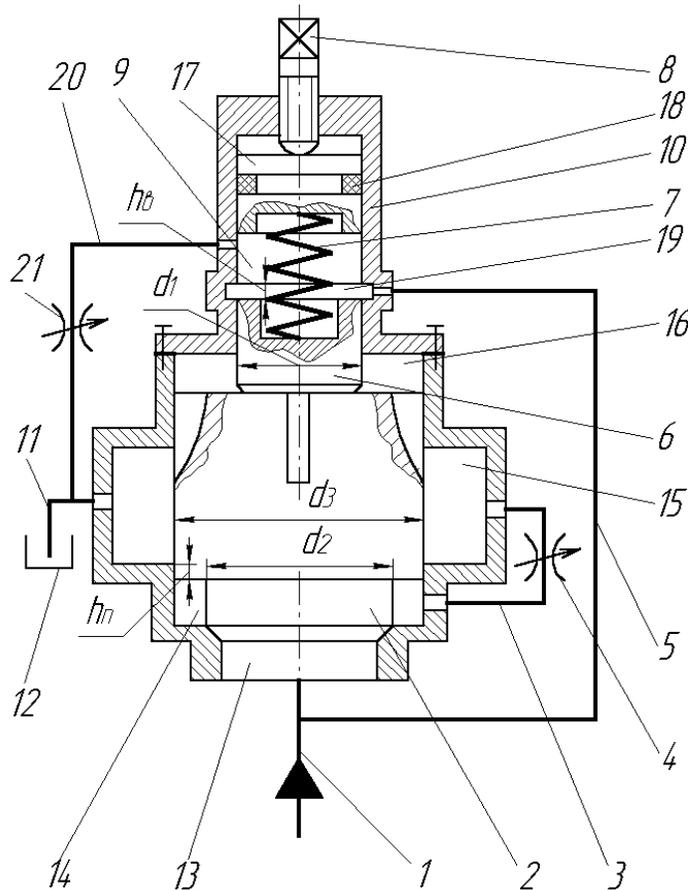


Рис. 1. Схема генератора импульсов давления дифференциального действия

через подклапанную полость 13 соединенный с напорной магистралью 1. Замкнутая полость 14 соединенная магистралью 3 с кольцевой расточкой 15 через регулируемый дроссель 4. Кольцевая расточка 15 корпуса 10 соединена с промежуточной полостью 16 через фрезерование в теле клапана и со сливным баком 12 через сливную магистраль 11. Над клапаном 2 размещено плунжер-толкатель 6, нагруженный пружиной 7. Винт 8 предназначенный для регуляции начальной деформации пружины 7 через поршень 17, герметизированный уплотняющим кольцом 18. Надклапанная полость 9 соединена через верхнюю кольцевую расточку 19 с напорной магистралью 1 посредством магистрали 5. Надклапанная полость 9 также соединена магистралью 20 через дополнительный регулируемый дроссель 21 со сливной магистралью 11.

Генератор импульсов давления дифференциального действия работает следующим образом. В выходном положении на клапан 2 действует результирующая сила, обусловленная разницей сил, которые прикладываются со стороны первой ступени меньшего диаметра клапана 2 и со стороны плунжера-толкателя 6, который контактирует с телом клапана 2 с другой стороны. То есть $R_1 = P_1 - P_2$, где $P_1 = p\pi d_1^2 / 4 + cx_0$ – сила давления со стороны плунжера-толкателя 6, $P_2 = p\pi d_2^2 / 4$ – сила давления со стороны первой ступени клапана 2 (p – текущее давление в напорной магистрали 1; c – жесткость пружины 7, x_0 – начальная деформация пружины 7, которая создается посредством винта 8 через поршень 17, герметизированный уплотняющим кольцом 18). Если растет давление в напорной магистрали 1, сила P_2 вырастает, и когда она становится больше чем P_1 , то происходит отрыв первой ступени клапана 2 от установочного седла. Жидкость под высоким давлением попадает в замкнутую полость 14 и действие давления при этом уже принимается всем поперечным сечением клапана 2. Вследствие этого на поперечное сечение клапана 2, то есть на его вторую ступень диаметром d_3 , будет действовать рабочее давление, которое возникнет в напорной магистрали 1 на данное время. В данном случае на тело клапана 2 будет действовать результирующая составляющая $R_2 = P_3 - P_1$, где $P_1 = p\pi d_1^2 / 4 + c(x_0 + x)$ – сила давления со стороны плунжера-толкателя 6 $P_3 = p\pi d_3^2 / 4$ – сила давления со стороны второй ступени клапана 2, x – перемещение клапана 2. Так как P_3 больше чем P_2 , то клапан 2 резко переместится вверх (согласно расположения на чертеже) относительно корпуса 10. При этом плунжер-толкатель 6 перекроет верхнюю кольцевую расточку 19, отсоединив надклапанную полость 9 от магистрали 5, соединенной с напорной магистралью 1. Далее под действием равнодействующей силы $R_3 = P_3 - P_1$, где $P_1 = c(x_0 + x)$ – сила давления со стороны плунжера-толкателя 6 $P_3 = p\pi d_3^2 / 4$ – сила давления со стороны второй ступени клапана 2, клапан 2 продолжит быстрое движение вверх, пройдет позитивное перекрытие кольцевой расточки 15, соединенной через сливную магистраль 11 со сливным баком 12. При этом, с целью ликвидации противодействия движения плунжера-толкателя 6, а следовательно, и клапана 2, при их перемещении вверх, часть жидкости, которая находится в надклапанной полости 9, пережимается через магистраль 20 и дополнительный регулируемый дроссель 21 в сливную

магистраль 11. В напорной магистрали 1 давление упадет к сливному $p_{сл}$. Потом под действием равнодействующей силы $R_4 = P_1 - P_3$ клапан 2 опускается на седло первой ступени и осуществляет позитивное перекрытие кольцевой расточки 15 ($P_1 = c(x_0 + x)$ – сила давления со стороны плунжера-толкателя 6 $P_3 = p_{3л} \pi d_3^2 / 4$ – сила давления со стороны второй степени клапана 2, $p_{сл}$ – сливное давление, которое будет одинаковым в подклапанной 13, замкнутой 14 и надклапанной 9 полости в результате их соединения через сливную магистраль 11 со сливным баком 12). Дальше клапан 2 опускается ниже и проходит перекрытие верхней кольцевой расточки 19, соединяя надклапанную полость 9 через магистраль 5 с напорной магистралью 1. Последующее движение клапана происходит под действием равнодействующей силы $R_5 = P_1 - P_3$ ($P_1 = p_{3л} \pi d_1^2 / 4 + c(x_0 + x)$ – сила давления со стороны плунжера-толкателя 6 $P_3 = p_{3л} \pi d_3^2 / 4$ – сила давления со стороны второй степени клапана 2, $p_{сл}$ – сливное давление, которое будет одинаковым в подклапанной 13, замкнутой 14 и надклапанной 9 полости в результате их соединения через сливную магистраль 11 со сливным баком 12). Остатки жидкости, которые остаются в замкнутой полости 14 пережимаются через магистраль 3 и регулируемый дроссель 4 к кольцевой расточке 15. С целью ликвидации противодействия движения клапана 2, при его перемещении вверх, промежуточная полость 16 имеет постоянную связь продольными проточками с кольцевой расточкой 15. После достижения клапаном 2 крайнего нижнего (согласно расположения на чертеже) положения напорная полость 13 разделяется с замкнутой полостью 14, что приводит к последующему повышению давления рабочей жидкости, которое необходимо для осуществления следующего рабочего цикла, который периодически повторяется.

ГИДДД относится к аппаратуре управления и регулирования гидроприводов, и может быть использован в приводах вибропрессов, испытательных стендов, строительных и коммунальных вибромашин и тому подобное.

Рассмотрим работу ГИДДД на примере вибрационного гидропривода плиты прессования твердых бытовых отходов (ТБО) в мусоровозе на основе схемы предложенной авторами [5]. В этой схеме за счет введения генератора импульсов давления реализуется вибрационный способ прессования, которое дает возможность повысить коэффициент уплотнения ТБО. На рис. 2 представлена расчетная схема работы гидропривода при вибрационном способе прессования ТБО с использованием генератора импульсов давления дифференциального действия. На схеме представлены такие основные геометрические, кинематические и силовые параметры: p_1, p_2, p_3, p_4 – давления соответственно на выходе насоса, на входе гидроцилиндра, на выходе гидроцилиндра и на входе фильтра; W_1, W_2, W_3, W_4 – объемы трубопроводов между насосом и гидрораспределителем, гидрораспределителем и входом гидроцилиндра, выходом гидроцилиндра и гидрораспределителем, гидрораспределителем и фильтром; Q_H – фактическая подача насоса; S_p – площадь условного прохода отверстия распределителя; S_ϕ – площадь поверхности фильтровального элемента; k_ϕ – удельная пропускная способность фильтра (на схеме не указана); μ_0 – коэффициент динамической вязкости (на схеме не указан); D, d – диаметры поршня и штока; G_n – вес плиты прессования;

$G_{ц}$ – вес гидроцилиндра; G_{O1} – вес части отходов, которые находятся над плитой прессования; G_{O2} – вес части отходов, которые находятся вне плиты прессования (ПП); $F_{ТП}$ – сила трения между плитой прессования и направляющими; $F_{ТО}$ – сила трения между ТБО и кузовом; $F_{Ц}$ – сила, которую развивает гидроцилиндр; h_1, h_2 – высота нижней и верхней части плиты прессования; b – ширина плиты прессования (на схеме не указана); δ – толщина плиты прессования; α – угол наклона плиты прессования; x – перемещение плиты прессования; y – перемещение запорного элемента ГИДДД; d_1 – диаметр плунжера-толкателя; d_2 – диаметр 1-ой ступени запорного элемента ГИДДД; d_3 – диаметр 2-ой ступени запорного элемента ГИДДД; m_k – масса запорного элемента; c – жесткость пружины; y_0 – начальная деформация пружины; h_n – положительное перекрытие запорного элемента, h_a – перекрытие (расстояние от верхнего торца плунжера-толкателя к верхней плоскости верхней кольцевой расточки), $d_{\delta 1}$ – диаметр проходного окна дросселя, $d_{\delta 2}$ – диаметр проходного окна дополнительного дросселя.

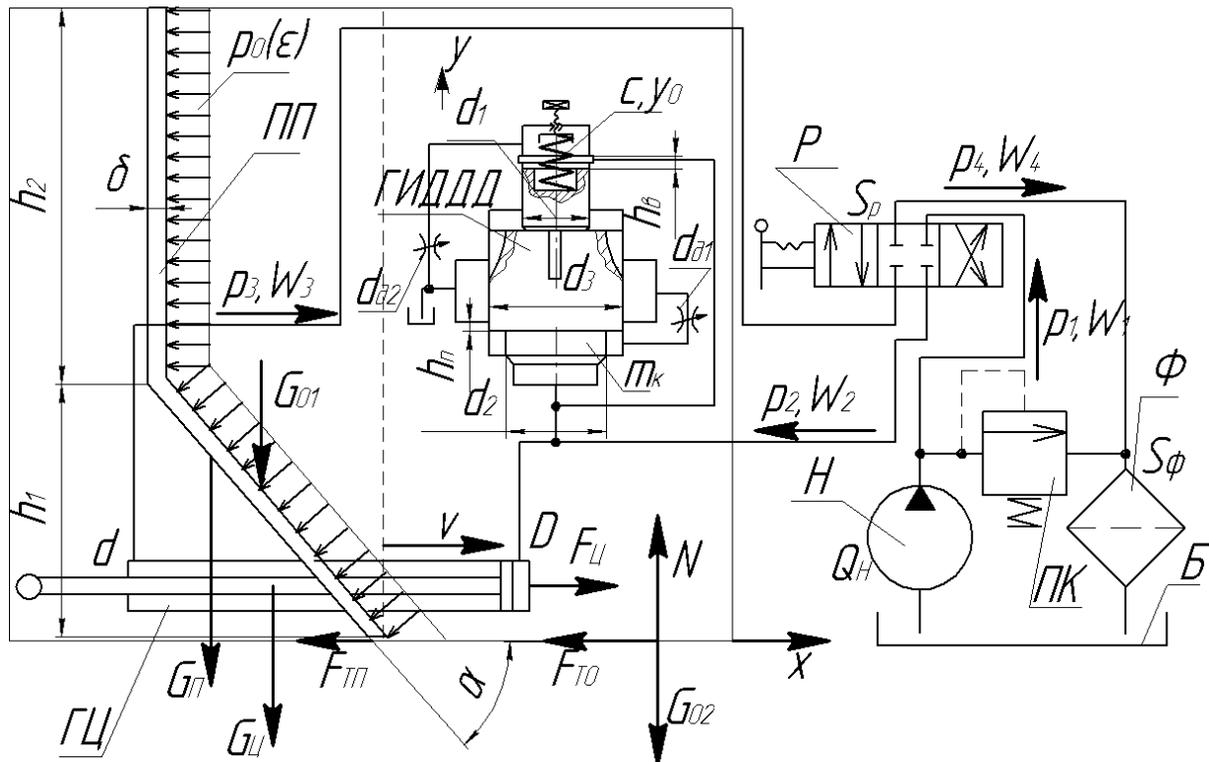


Рис. 2. Расчетная схема гидропривода при вибрационном способе прессования ТБО с использованием генератора импульсов давления дифференциального действия

При разработке математической модели работы гидропривода мусоровоза на операции прессования ТПВ с использованием генератора импульсов давления дифференциального действия были приняты такие предположения [2, 3]: давление прессования ТБО зависит от относительной их деформации и представлена степенной функцией, подвижные части рабочих органов для прессования ТБО принимаем за одномассовую систему, поскольку ПП и корпус гидроцилиндра жестко соединены между собой, а шток гидроцилиндра жестко соединен с кузовом мусоровоза, масса которого значительно превышает массу ПП и корпуса

Наукові праці ВНТУ, 2009, № 3

гидроцилиндра ($m_m=2500$ кг $\gg m_{ПП}+m_{ГЦ}=300$ кг), а поэтому принимается неподвижной; рабочая жидкость принята сжимаемой и характеризуется коэффициентом сжимаемости K ; коэффициент сжимаемости рабочей жидкости (РЖ) изменяется несущественно с изменением давления и поэтому считается постоянным; расходы рабочей жидкости на перетекание из области высокого давления в область низкого давления прямопропорционально зависят от перепада давления на грани этих областей и характеризуется коэффициентом перетекания рабочей жидкости σ , величина давления в магистрали между фильтром и маслобаком является незначительной и во внимание не принимается; сухое трение в подвижных элементах гидроцилиндра и ГИД не учитываются из-за отсутствия нормальных усилий в парах трения, в которых использовано уплотнение зазором; общий коэффициент трения ТБО по стали, который равняется среднему арифметическому составных коэффициентов, пропорциональный к их процентному содержанию по массе.

С учетом предположений работа гидропривода на операции прессования ТБО может быть описана соответствующей системой дифференциальных (1 – 6) и алгебраических уравнений (7, 8) с соответствующими предельными условиями (9). Дифференциальное уравнение (1) описывает расходы РЖ на участке насос-гидрораспределитель и учитывает фактическую подачу насоса, расходы РЖ через распределитель, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (2) описывает расходы РЖ на участке гидрораспределитель-вход гидроцилиндра и учитывает расходы РЖ через распределитель, расходы РЖ на работу гидроцилиндра, расходы РЖ при открытии запорного элемента ГИД, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (3) описывает расходы РЖ на участке выход гидроцилиндра-гидрораспределителя и учитывает расходы РЖ на работу гидроцилиндра, расходы РЖ через распределитель, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (4) описывает расходы РЖ на участке гидрораспределитель - фильтр и учитывает расходы РЖ через распределитель, расходы РЖ при открытии запорного элемента ГИД, расходы РЖ через фильтр, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов.

$$\left\{ \begin{aligned}
 Q_H &= \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{PЖ}}} + \sigma(p_1 - p_2) + KW_1 \dot{p}_1; & (1) \\
 S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{PЖ}}} &= \dot{x} S_{Ц1} + \sigma(p_2 - p_3) + KW_2 \dot{p}_2 + \dot{y} \frac{\pi}{4} (d_3^2 - 1(h_6 - y)d_1^2) + \\
 &+ 1(y - h_n) \mu \pi d_3 (y - h_n) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PЖ}}} + 1(y) \mu \pi \frac{d_{Д1}^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PЖ}}} + \mu \pi \frac{d_{Д2}^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PЖ}}}; & (2) \\
 \dot{x} S_{Ц2} &= \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{PЖ}}} + \sigma(p_3 - p_4) + KW_3 \dot{p}_3; & (3) \\
 \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{PЖ}}} &= k_\Phi \frac{p_4}{\mu_D} S_\Phi + \sigma p_4 + KW_4 \dot{p}_4; & (4) \\
 p_2 S_{Ц1} - p_3 S_{Ц2} &= m_P \ddot{x} + \pi DL \frac{v\rho}{\Delta} \dot{x} + p_O(\varepsilon) S_{П1} + \text{Sign}(\dot{x})(F_{ТП} + F_{ТО}); & (5) \\
 p_2 \left[1(y) \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4} + \frac{\pi}{4} (d_2^2 - 1(h_6 - y)d_1^2) \right] &= m_\kappa (\ddot{y} + g) + \pi d_3 L_1 \frac{v\rho}{\Delta_1} (\dot{y})^2 + c(y + y_0); & (6)
 \end{aligned} \right.$$

$$\begin{aligned}
 p_O(\varepsilon) &= 1774,117 + 0,09206\rho - 0,00257 p_{кр1} \frac{S_{Ц1}}{S_\Pi} - 38 \frac{Q_H^2}{S_{Ц1}^2} - 0,4854 \frac{x_{max}^2}{S_\Pi} - 0,001576\rho^2 - 63,06 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} - \\
 &- 1,066 \cdot 10^{-10} p_{кр1}^2 \frac{S_{Ц1}^2}{S_\Pi^2} + 9813,11 + 223,1 \frac{x_{max}}{\sqrt{S_\Pi}} - 0,8612 p_{кр1} \frac{S_{Ц1}}{S_\Pi} - 8189 \frac{Q_H^2}{S_{Ц1}^2} - 114,7 \frac{x_{max}^2}{S_\Pi} - 0,03341\rho^2 -; & (7) \\
 &- 12806 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} - 2,3 \cdot 10^{-8} p_{кр1}^2 \frac{S_{Ц1}^2}{S_\Pi^2} \varepsilon^{5586-18,6\rho-1199 \frac{Q_H^2}{S_{Ц1}^2} - 0,005134\rho^2 - 1942 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} - 3,306 \cdot 10^{-9} p_{кр1}^2 \frac{S_{Ц1}^2}{S_\Pi^2}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_{П1} &= b(h_1 \text{tg} \alpha + h_2); \quad F_{ТП} = f_c(G_{O1} + G_\Pi + G_\Pi + p_O(\varepsilon) S_{П2}); \quad F_{ТО} = f_o(G_O - G_{O1} + p_O(\varepsilon) S_\varepsilon); \\
 S_{П2} &= \frac{bh_1}{\text{tg} \alpha}; \quad S_\varepsilon = \frac{(V_K - V)(b + 2(h_1 + h_2))}{b(h_1 + h_2)}; \quad G_{O1} = \frac{h_1 b(h_2 + h_1/2) \rho_O g}{\text{tg} \alpha}; \quad G_\Pi = \left(h_2 + \frac{h_1}{\sin \alpha} \right) b \delta \rho_C g; \\
 G_\Pi &= (m_\Pi + S_{Ц1} x \rho_{PЖ}) g; \quad G_O = V_K \rho_O g; \quad m_P = (G_O + G_\Pi + G_\Pi) / g; \quad S_{Ц1} = \pi D^2 / 4; \quad S_{Ц2} = \pi (D^2 - d^2) / 4; & (8)
 \end{aligned}$$

$$0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{нк}; \quad 0 \leq x \leq x_{max}; \quad 0 \leq y \leq y_{max}, \quad (9)$$

где $\mathbf{1}()$ – единичная функция; $\text{Sign}()$ – функция знака; $p_{нк}$ – давление срабатывания предохранительного клапана; x_{max} – максимальный ход гидроцилиндра; y_{max} – максимальное перемещение запорного элемента ГИД к упору; Δ_1 – величина зазора между запорным элементом и корпусом ГИД; L_1 – длина поверхности трения запорного элемента ГИД.

Дифференциальное уравнение (5) описывает движение плиты прессования и учитывает силу, которую развивает гидроцилиндр; силу инерции подвижных элементов; силу вязкого трения; силу сопротивления ТБО при их уплотнении; силы сухого трения плиты прессования и ТБО. Дифференциальное уравнение (6) описывает движение запорного элемента ГИД и учитывает силу, созданную давлением p_2 ; силу инерции запорного элемента; силу вязкого трения; силу упругости пружины; вес запорного элемента. Зависимость (7) давления прессования p_ε ТБО от их относительной деформации ε с учетом основных параметров вибрационного гидропривода прессования получена экспериментально [3].

Система дифференциальных уравнений (1 – 6), которые описывают динамику гидропривода мусоровоза на операции прессования ТПВ с использованием ГИТДД, является системой нелинейных обычных дифференциальных уравнений нерешаемых относительно высших производных. Кроме того, данная математическая модель содержит существенные нелинейности. Нелинейность этих уравнений проявляется в том, что искомые функции p_1, p_2, p_3, p_4 входят в дифференциальные уравнения в виде выражений с дробными степенями. Кроме того, некоторые из рассматриваемых уравнений содержат сложные зависимости, которые нельзя линеаризировать обычным разложением в ряд Тейлора. Наличие в вышеупомянутых уравнениях логических функций (функций знака и единичной функции) также усложняет аналитическое их решение. К числу существенных нелинейностей, функции которых имеют разрыв непрерывности, относятся зависимости коэффициентов трения от скорости подвижных элементов исследующихся гидроприводов. На сегодняшний день нам неизвестны аналитические методы превращения систем дифференциальных уравнений (1 – 6) к линейному виду.

Нерешаемость уравнений относительно высших производных и существенные нелинейности позволяют сделать вывод о необходимости применения числовых методов решения систем дифференциальных уравнений. Поэтому для решения системы дифференциальных уравнений (1 – 6) использован метод Рунге-Кутты-Фельберга, который автоматически изменяет шаг интеграции при выявлении погрешности вычислений, что повышает точность расчетов. Этот числовой метод реализован посредством ЭВМ в среде программирования Delphi, которое дает возможность численно решить систему дифференциальных уравнений (1 – 6) и получить результаты в виде графиков и таблиц. Общий вид диалогового окна программы "Матмодель" для исследования динамики гидропривода мусоровоза на операции прессования ТБО с использованием ГИТДД показан на рис. 3.

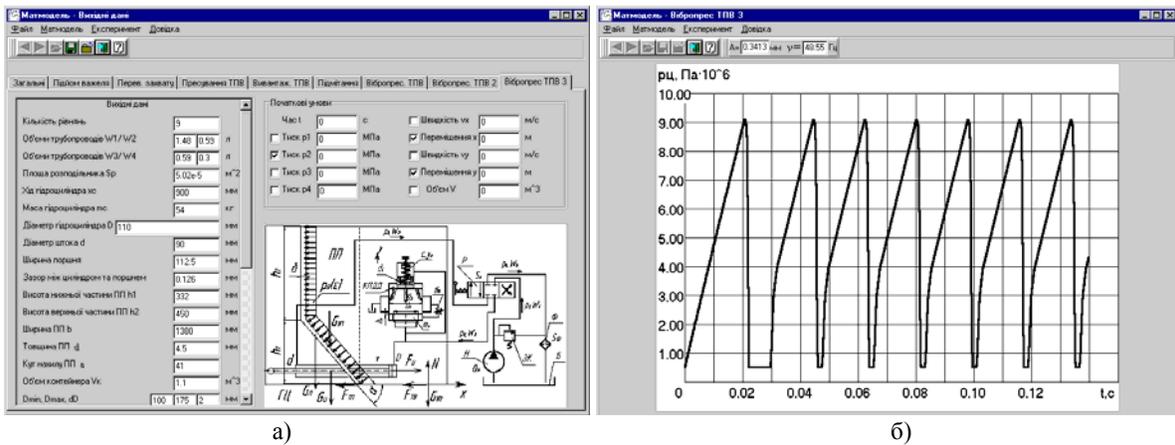


Рис. 3. Общий вид диалогового окна программы "Матмодель" для исследования динамики гидропривода мусоровоза на операции прессования ТБО с использованием ГИТДД: введение исходных данных (а); результаты исследования (б)

При исследовании численные расчеты проводились с шагом интеграции $h=10^{-4}$ с и относительной погрешностью $\varepsilon=10^{-16}$. Стойкость решения систем дифференциальных

Наукові праці ВНТУ, 2009, № 3 8

уравнений обеспечивалась проверкой на идентичность результатов, полученных при значениях шагов интеграции h и половинных шагов интеграции $h/2$.

Во время имитационного моделирования на ЭВМ, используя числовой метод Рунге-Кутты-Фельберга и описанную выше математическую модель, получены результаты численного исследования процессов в гидроприводе при вибрационном прессовании ТБО с использованием ГИД дифференциального действия. Результаты исследования изображены на рис. 4. При этом созданная программа позволяет автоматически подсчитывать частоту и амплитуду колебаний.

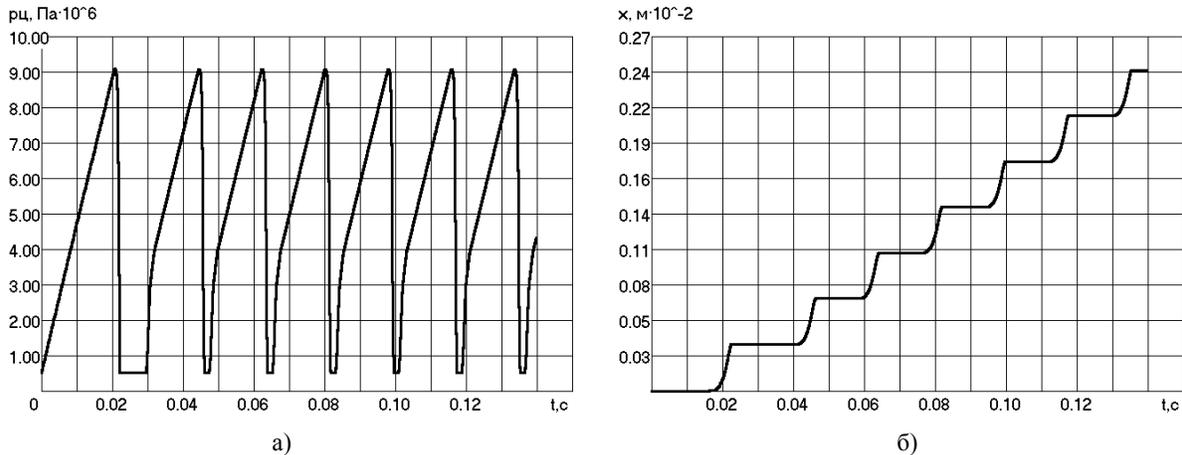
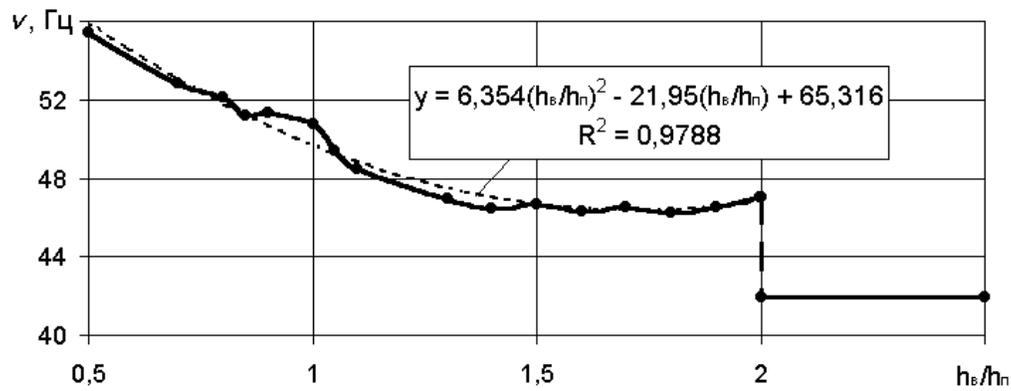


Рис. 4. Изменение давления в напорной полости гидроцилиндра p_y (а) и перемещения плиты прессования x (б)

На рис. 5 приведены результаты исследований влияния соотношения h_0/h_n на частоту колебаний ν . В результате анализа этой зависимости можно сделать вывод, что при $h_0/h_n=0,5\dots 2$ частота колебаний увеличивается на 32,1%...10,2%. Установлено, что зависимость $\nu=f(h_0/h_n)$ наилучше вычисляется с помощью квадратичного уравнения регрессии, которое приведено на свободном поле рис. 6. При этом квадрат коэффициента корреляции составил $R^2=0,9788$, что свидетельствует об адекватности полученного уравнения регрессии, которое может быть использовано при разработке методики инженерного расчета параметров ГИДДД.

Последующее увеличение соотношения h_0/h_n не приводит к росту частоты колебаний. При чем в качестве диапазона рациональных значений соотношения h_0/h_n можно порекомендовать $h_0/h_n=0,5\dots 1$, что обеспечивает существенное увеличение частоты колебаний (на 32,1%...20,9%), которое целесообразно использовать для интенсификации процессов вибрационного уплотнения различных материалов, в частности ТБО.

Рис. 5. Влияние соотношения $h_в/h_н$ на частоту колебаний ν

Выводы

1. Создана новая конструкция генератора импульсов давления дифференциального действия, которая позволяет увеличить частоту колебания рабочих органов вибрационных машин на основе гидропривода при прочих равных параметрах, и защищена патентом Украины на полезную модель 29363 U.

2. Предложена математическая модель вибрационного гидропривода прессования твердых бытовых отходов с использованием генератора импульсов давления дифференциального действия, которая дает возможность исследовать динамику указанного гидропривода для выбора более рациональных его конструктивных параметров.

3. В результате проведения математического моделирования выявлен диапазон рациональных значений соотношения $h_в/h_н=0,5...1$, что обеспечивает существенное увеличение частоты колебаний ν (на 32,1%...20,9%), которое целесообразно использовать для интенсификации процессов вибрационного уплотнения различных материалов, в частности твердых бытовых отходов.

4. Установлено, что зависимость $\nu=f(h_в/h_н)$ адекватно описывается квадратичным уравнением регрессии, которое может быть использованное при разработке методики инженерного расчета параметров генератора импульсов давления дифференциального действия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / [Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д. и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
2. Коц И. В. Разработка и исследование клапанов-пульсаторов для гидравлических приводов вибрационных горных машин: дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.02.03. / И. В. Коц. – Винница, 1994. – 227 с.
3. Савуляк В. І. Технічне забезпечення збирання, перевезення та підготовки до переробки твердих побутових відходів: [монографія] / В. І. Савуляк, О. В. Березюк. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 218 с. – ISBN 966-641-194-6 (в пер.).
4. Патент України № 29363 U, МПК(2006) F 15 B 21/00. Генератор імпульсів тиску диференціальної дії / О. В. Березюк. – №200710323; заявл. 17.09.2007; одерж. 10.01.2008.
5. Патент України № 61580 А, МПК7 B 65 F 3/20. Гідропривод ущільнюючої плити сміттєвоза / В. І. Савуляк, О. В. Березюк. – №2003032027; заявл. 07.03.2003; одерж. 17.11.2003.

Березюк Олег Владимирович – к. т. н., доцент кафедри менеджмента в строительстве, охраны труда и безопасности жизнедеятельности.

Винницкого национального технического университета.