

# Исследование динамики привода поворота рычага манипулятора при загрузке твердых бытовых отходов в мусоровоз

Березюк О. В.  
к.т.н., доц. каф. БЖДПБ,  
Винницкий национальный технический университет  
21021, Украина, г. Винница, Хмельницкое шоссе, 95  
тел. (+380432) 598252,  
e-mail: berezyukoleg@i.ua

Отправлено: Март 21, 2019; Принято: Апрель 28, 2019;  
Опубликовано: Май 10, 2019. УДК 628.464.43

## Аннотация

Предложены полная и упрощенная математические модели гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки твердых бытовых отходов в мусоровоз. Исследована динамика привода и получены приближенные аналитические взаимозависимости его основных параметров. Определено оптимальное значение подачи гидронасоса, при которой продолжительность поворота рычага будет минимальной.

**Ключевые слова:** математическое моделирование; динамика; гидравлический привод; манипулятор; мусоровоз; твердые бытовые отходы.

## 1 Вступление

Ежегодный объем твердых бытовых отходов (ТБО), образующихся в населенных пунктах Украины превышает 46 млн. м<sup>3</sup>. В отличие от промышленных отходов [1-5], ТБО характеризуются большой неоднородностью, усложняющей их переработку. Преобладающее их большинство захоранивается на 4530 полигонах и свалках общей площадью почти 7700 га и лишь частично перерабатывается или утилизируется. Сбор ТБО является основной задачей санитарной очистки населенных пунктов и осуществляется более чем 4,1 тыс. мусоровозов [6], а потому связано со значительными финансовыми затратами. Перед перевозкой ТБО мусоровозами к месту их утилизации выполняется технологическая операция загрузки отходов. Изношенность автопарка мусоровозов коммунальных предприятий составляет почти 70% [7]. В соответствии с Постановлением Кабинета Министров Украины № 265 [8], обеспечение применения современных высокоэффективных мусоровозов в коммунальном хозяйстве страны является актуальной научно-технической задачей. В частности актуальной является вопрос обеспечения снижения продолжительности технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз.

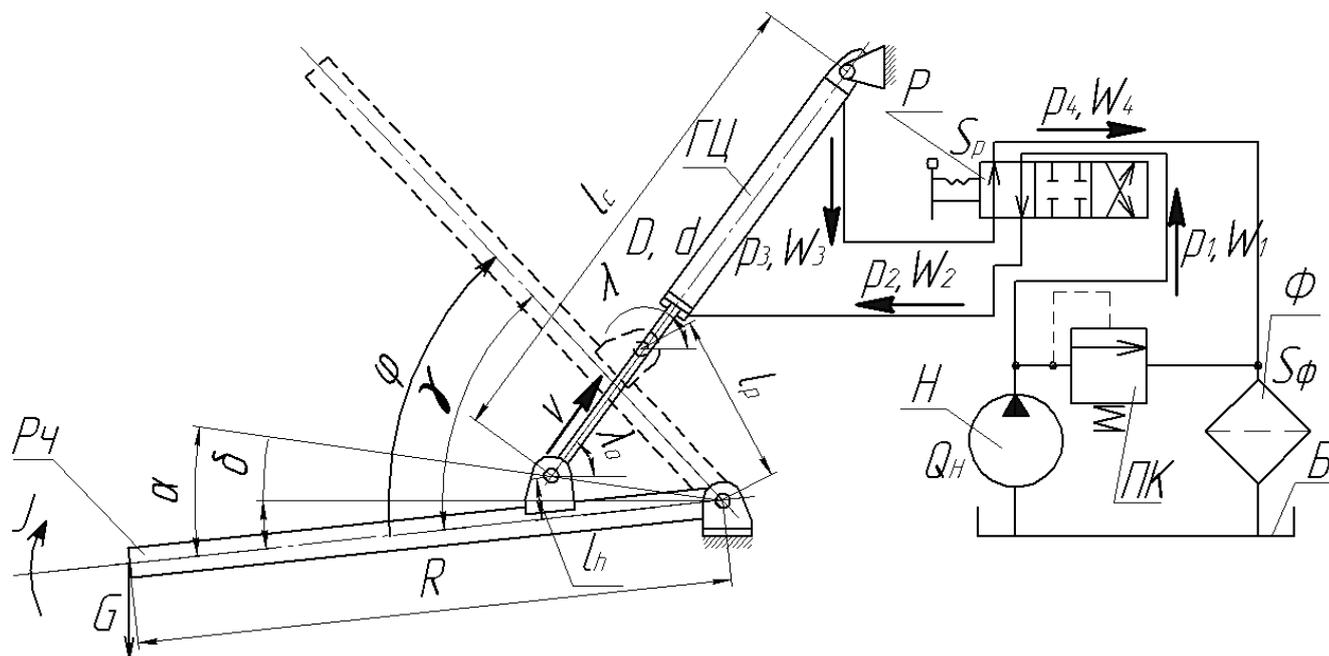
Анализ разработок в области загрузки ТБО [9-11] показал, что у подавляющего большинства мусоровозов загрузка отходов осуществляется с помощью гидравлического привода рабочих органов. Установлено, что

технологическая операция загрузки ТБО в мусоровоз состоит из поворота рычага и переворачивания захвата контейнера [12, 13]. При этом доля продолжительности поворота рычага манипулятора составляет 75%.

Целью статьи является исследование динамики привода поворота рычага манипулятора и определение оптимальных значений основных параметров привода, обеспечивающих минимальное время поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки твердых бытовых отходов в мусоровоз.

## 2 Текст

На рис. 2.1 представлена расчетная схема работы гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз.



**Рисунок 2.1.** Расчетная схема работы гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз

На схеме обозначены структурные элементы:  $Pч$  – рычаг,  $ГЦ$  – гидроцилиндр,  $Р$  – гидрораспределитель,  $Н$  – гидронасос,  $ПК$  – предохранительный клапан,  $Ф$  – фильтр,  $Б$  – бак с рабочей жидкостью, а также 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 проходного отверстия распределителя;  $S_\phi$  – площадь поверхности фильтровального элемента;  $D, d$  – диаметры поршня и штока;  $J$  – момент инерции подвижных элементов;  $G$  – вес подвижных элементов;  $R$  – радиус вращения подвижных элементов;  $l$  – расстояние между центрами вращения рычага и штока;  $l_h$  – высота центра вращения штока над осью рычага;  $l_c$  – расстояние между

центрами вращения штока и гидроцилиндра;  $\gamma$  – угол между крайними положениями рычага;  $\delta$  – угол между осью рычага и горизонталью;  $\varphi$  – угол поворота рычага;  $\lambda_0$ ,  $\lambda$  – начальное и текущее значения угла наклона оси гидроцилиндра к горизонтали.

С целью определения продолжительности поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз необходимо исследовать динамику указанного привода, которая даст возможность определить оптимальные значения основных его параметров. Для этого на основе расчетной схемы (рис. 2.1) разработана математическая модель, учитывающая определенные особенности данного привода.

С учетом предположений, приведенных в работе [11], динамика гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз может быть описана соответствующей системой дифференциальных уравнений (1-5) с соответствующими предельными условиями (6) и алгебраических уравнений (7, 8) [14, 15]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + \sigma(p_1 - p_2) + KW_1 \dot{p}_1; \quad (1) \\ \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = 2\phi l_P S_{ц1} + \sigma(p_2 - p_3) + KW_2 \dot{p}_2; \quad (2) \\ 2\phi l_P S_{ц2} = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho}} + \sigma(p_3 - p_4) + KW_3 \dot{p}_3; \quad (3) \\ \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho}} = k_\phi \frac{p_4}{\mu_D} S_\phi + \sigma p_4 + KW_4 \dot{p}_4; \quad (4) \\ (p_2 S_{ц1} - p_3 S_{ц2}) l_P \sin \lambda = J \ddot{\phi} + \beta l_P^2 \dot{\phi} \sin \lambda + GR \cos(\varphi - \delta); \quad (5) \\ 0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{зк}; \quad 0 \leq \varphi \leq \gamma; \quad (6) \\ \lambda = \arccos \frac{2l_p \sin^2 \frac{\varphi}{2} + l_c \left[ \cos(\lambda_0 + \alpha - \delta) - 2 \sin \frac{\varphi}{2} \right]}{l_c - 2l_p \sin \frac{\varphi}{2}} - \varphi - \alpha + \delta; \quad (7) \\ S_{ц1} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad S_{ц2} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad \alpha = \arcsin \frac{l_h}{l_p}. \quad (8) \end{array} \right.$$

Дифференциальное уравнение (1) описывает расход рабочей жидкости (РЖ) на участке насос-гидрораспределитель и учитывает фактическую подачу насоса, расход РЖ через распределитель, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (2) описывает расход РЖ на участке гидрораспределитель – вход гидроцилиндра и учитывает расход РЖ через распределитель, расход РЖ на работу двух параллельных гидроцилиндров,

потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (3) описывает расход РЖ на участке выход гидроцилиндра – гидрораспределитель и учитывает расход РЖ на работу двух параллельных гидроцилиндров, расход РЖ через распределитель, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (4) описывает расход РЖ на участке гидрораспределитель – фильтр и учитывает расход РЖ через распределитель, расход РЖ через фильтр, потери РЖ на перетекание из области высокого давления в область низкого давления и деформацию трубопроводов. Дифференциальное уравнение (5) описывает движение рычага манипулятора и учитывает момент сил, развиваемый гидроцилиндром; момент сил инерции подвижных элементов; момент сил вязкого трения; момент сил полезного сопротивления.

Система дифференциальных уравнений (1-5), описывающих динамику гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз, является системой нелинейных обычных дифференциальных уравнений неразрешимых относительно старших производных. Кроме того, данная математическая модель содержит существенные нелинейности. Нелинейность этих уравнений состоит в том, что искомые функции  $p_1, p_2, p_3, p_4$  входят в дифференциальные уравнения в виде выражений с дробными степенями, а искомая функция  $\varphi$  является аргументом тригонометрических функций.

Результаты численного исследования динамики гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз с помощью математической модели (1-8) показаны на рис. 2.2.

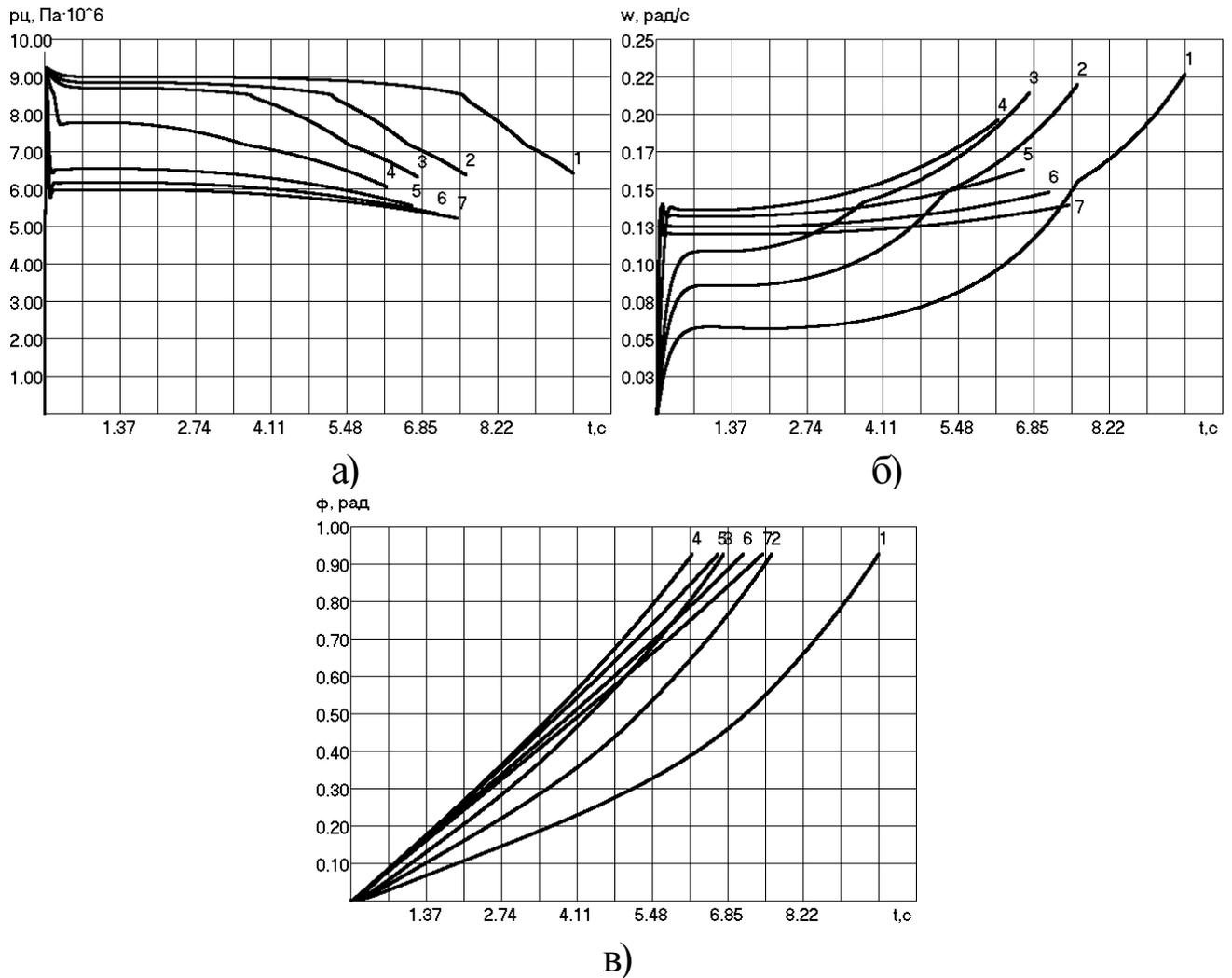
Графики динамических процессов гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз получены для параметров, отвечающих реальной серийной модели мусоровоза КО-436 [16] производства ООО “Турбовский машиностроительный завод” (ВАТ “АТЭКО”):  $W_1=1,48$  л;  $W_2=0,5$  л;  $W_3=0,5$  л;  $W_4=1$  л;  $S_p=5,02 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>;  $S_\phi=3,49 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>;  $k_\phi=6,13 \cdot 10^{-9}$  м;  $\mu_b=8,9 \cdot 10^{-2}$  Н·с/м<sup>2</sup>;  $\sigma=9,24 \cdot 10^{-11}$  г<sup>5</sup>/(Н·с);  $l_p \in \{240, 250, 260, 300, 400, 460, 500\}$  мм;  $l_c=1345$  мм;  $D=80$  мм;  $d=32$  мм;  $l_n=32$  мм;  $\gamma=53^\circ$ ;  $\delta=6^\circ$ ;  $\lambda_0=54^\circ$ ;  $J=1151$  кг·м<sup>2</sup>;  $GR=4627$  Н·м;  $t_0=0$  с;  $p_{10}=0$  МПа;  $p_{20}=0$  МПа;  $p_{30}=0$  МПа;  $p_{40}=0$  МПа;  $\omega_0=0$  рад/с;  $\varphi_0=0$  рад. Цифрами 1-7 на рис. 2 обозначены кривые для  $l_p=240$  мм,  $l_p=250$  мм,  $l_p=260$  мм,  $l_p=300$  мм,  $l_p=400$  мм,  $l_p=460$  мм,  $l_p=500$  мм, соответственно. Нижняя граница диапазона изменения параметра  $l_p$  ограничивается минимально-допустимой длиной плеча прикладывания усилия гидроцилиндра (не изменяя его типоразмер  $D=\text{const}$ ,  $d=\text{const}$ ), необходимого для преодоления моментов сопротивления поворота рычага манипулятора.

Анализ проведенных исследований полной математической модели (1-8) показал, что  $p_1 \approx p_2 \approx p_{12}$ , а влияние давления в сливных магистралях, сил вязкого трения на работу гидропривода является несущественной. Поскольку угол  $\lambda$  изменяется несущественно при изменении угла поворота рычага  $\varphi$ , то принимаем его равным некоторому среднему значению  $\lambda \approx \lambda_{cp}$ .

С целью линеаризации величины  $\cos(\varphi - \delta)$  введем замену

$$\cos(\varphi - \delta) \approx \cos(\omega_0 t - \delta), \quad (9)$$

где  $\omega_0 \approx Q_H / (2l_p S_{ц1}) = const$  – усредненное в первом приближении значение угловой скорости поворота рычага. (10)



**Рисунок 2.2.** Результаты исследования динамики привода поворота рычага манипулятора при загрузке твердых бытовых отходов в мусоровоз: а) изменение давления в гидроцилиндре, б) угловая скорость поворота рычага манипулятора в процессе работы, в) изменение угла поворота рычага манипулятора

Поэтому упрощенная математическая модель гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз, имеет вид [17]:

$$\begin{cases} Q_H = 2\omega l_p S_{ц1} + \sigma p_{12} + KW_{12} \dot{p}_{12}; & (11) \\ p_{12} S_{ц1} l_p \sin \lambda_{cp} = J \dot{\omega} + GR \cos(\omega_0 t) \cos \delta + GR \sin(\omega_0 t) \sin \delta, & (12) \end{cases}$$

где  $W_{12} = W_1 + W_2$ ;  $\omega = \dot{\varphi} \neq const$  – мгновенное значение угловой скорости поворота рычага.

Для дальнейшего исследования упрощенной математической модели используем преобразования по Лапласу [18]:

$$\begin{cases} Q_H/s = \Omega(s)2l_p S_{\text{Ц1}} + P(s)\sigma + P(s)sKW_{12}; \\ P(s)S_{\text{Ц1}}l_p \sin \lambda_{cp} = \Omega(s)sJ + \frac{sGR \cos \delta}{s^2 + \omega_0^2} + \frac{\omega_0 GR \sin \delta}{s^2 + \omega_0^2}. \end{cases} \quad (13)$$

$$P(s)S_{\text{Ц1}}l_p \sin \lambda_{cp} = \Omega(s)sJ + \frac{sGR \cos \delta}{s^2 + \omega_0^2} + \frac{\omega_0 GR \sin \delta}{s^2 + \omega_0^2}. \quad (14)$$

Подставляя уравнение (14) в уравнение (13), получим

$$\Omega(s) = \frac{-b_3 s^3 + b_2 s^2 - b_1 s + b_0}{s(s^2 + \omega_0^2)(a_2 s^2 + a_1 s + a_0)}, \quad (15)$$

где  $b_3 = KW_{12}GR \cos \delta$ ;  $b_2 = Q_H l_p S_{\text{Ц1}} \sin \lambda_{cp} - \sigma GR \cos \delta - KW_{12} \omega_0 GR \sin \delta$ ;  
 $b_1 = \sigma \omega_0 GR \sin \delta$ ;  $b_0 = Q_H \omega_0^2 l_p S_{\text{Ц1}} \sin \lambda_{cp}$   $a_2 = KW_{12}J$ ;  $a_1 = \sigma J$ ;  
 $a_0 = 2l_p^2 S_{\text{Ц1}}^2 \sin \lambda_{cp}$ ;

$$(16)$$

Методом разложения выражения (15) на более простые дроби после приведения к каноническому виду получим

$$\begin{aligned} \Omega(s) = & A \frac{1}{s} + B \frac{s}{s^2 + \omega_0^2} + \frac{D}{a_2} \frac{s + a_1/(2a_2)}{[s + a_1/(2a_2)]^2 + (4a_0a_2 - a_1^2)/(4a_2^2)} + \\ & + \frac{C}{\omega_0} \frac{\omega_0}{s^2 + \omega_0^2} + \frac{4E - Da_1}{2\sqrt{4a_0a_2 - a_1^2}} \frac{\sqrt{4a_0a_2 - a_1^2}/(2a_2)}{[s + a_1/(2a_2)]^2 + (4a_0a_2 - a_1^2)/(4a_2^2)}, \end{aligned} \quad (17)$$

где  $A = \frac{b_0}{a_0 \omega_0^2}$ ;  $B = \frac{(b_2 \omega_0^2 - b_0)(a_0 - a_2 \omega_0^2) - a_1 \omega_0^2 (b_3 \omega_0^2 - b_1)}{\omega_0^2 [(a_0 - a_2 \omega_0^2)^2 + a_1^2 \omega_0^2]}$ ;

$$C = \frac{(b_3 \omega_0^2 - b_1)(a_0 - a_2 \omega_0^2) - a_1 (b_2 \omega_0^2 - b_0)}{(a_0 - a_2 \omega_0^2)^2 + a_1^2 \omega_0^2};$$

$$D = -\frac{a_2 b_0}{a_0 \omega_0^2} - \frac{a_2 (b_2 \omega_0^2 - b_0)(a_0 - a_2 \omega_0^2) - a_1 a_2 \omega_0^2 (b_3 \omega_0^2 - b_1)}{\omega_0^2 [(a_0 - a_2 \omega_0^2)^2 + a_1^2 \omega_0^2]};$$

$$E = -b_3 - \frac{a_1 b_0}{a_0 \omega_0^2} - \frac{a_0 a_1 (b_2 \omega_0^2 - b_0) - \omega_0^2 (b_3 \omega_0^2 - b_1)(a_1^2 - a_0 a_1 + a_2^2 \omega_0^2)}{\omega_0^2 [(a_0 - a_2 \omega_0^2)^2 + a_1^2 \omega_0^2]}. \quad (18)$$

Находим оригинал изображения (17)

$$\omega(t) = A + B \cos(\omega_0 t) + \frac{D}{a_2} e^{-\frac{a_1}{2a_2} t} \cos\left(\frac{\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}}{2a_2} t\right) + \frac{C}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) + \frac{4E - Da_1}{2\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}} e^{-\frac{a_1}{2a_2} t} \sin\left(\frac{\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}}{2a_2} t\right). \quad (19)$$

Исключая незначимые коэффициенты выражения (19), и учитывая принятые обозначения согласно (10), (16), (18) угловая скорость поворота рычага манипулятора описывается уравнением

$$\begin{aligned} \omega(t) \approx & \frac{Q_H}{2l_p S_{y1}} - \frac{\sigma GR \cos \delta}{\sqrt{2} l_p^2 S_{y1}^2 \sin \lambda_{cp}} \sin\left(\frac{Q_H}{2l_p S_{y1}} t + \frac{\pi}{4}\right) - \\ & - \left(\frac{Q_H}{2l_p S_{y1}} - \frac{\sigma GR \cos \delta}{2l_p^2 S_{y1}^2 \sin \lambda_{cp}}\right) e^{-\frac{\sigma}{2KW_{12}} t} \cos\left(l_p S_{y1} \sqrt{\frac{2 \sin \lambda_{cp}}{KW_{12} J}} t\right) - \\ & - \frac{GR \cos \delta}{l_p S_{y1}} e^{-\frac{\sigma}{2KW_{12}} t} \sin\left(l_p S_{y1} \sqrt{\frac{2 \sin \lambda_{cp}}{KW_{12} J}} t\right). \end{aligned} \quad (20)$$

Для определения угла поворота рычага манипулятора проинтегрируем уравнение (20) и, учитывая начальное условие  $\varphi(0) = 0$ , получим

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & \frac{Q_H}{2l_p S_{y1}} t + \frac{\sqrt{2} \sigma GR \cos \delta}{Q_H l_p S_{y1} \sin \lambda_{cp}} \left( \cos\left(\frac{Q_H}{2l_p S_{y1}} t + \frac{\pi}{4}\right) - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) - \\ & - \frac{KW_{12} \left[ Q_H l_p S_{y1} \sigma J \sin \lambda_{cp} + GR \cos \delta (4l_p^2 S_{y1}^2 KW_{12} \sin \lambda_{cp} - \sigma^2) \right]}{l_p^2 S_{y1}^2 \sin \lambda_{cp} (8l_p^2 S_{y1}^2 KW_{12} \sin \lambda_{cp} + \sigma^2 J)} \times \\ & \times \left[ 1 - e^{-\frac{\sigma}{2KW_{12}} t} \cos\left(l_p S_{y1} \sqrt{\frac{2 \sin \lambda_{cp}}{KW_{12} J}} t\right) \right] - \\ & - \frac{Q_H KW_{12} \sqrt{2KW_{12} J \sin \lambda_{cp}}}{8l_p^2 S_{y1}^2 KW_{12} \sin \lambda_{cp} + \sigma^2 J} e^{-\frac{\sigma}{2KW_{12}} t} \sin\left(l_p S_{y1} \sqrt{\frac{2 \sin \lambda_{cp}}{KW_{12} J}} t\right) \end{aligned} \quad (21)$$

Исключая незначимые коэффициенты выражения (21), получим упрощенное уравнение изменения угла поворота рычага манипулятора

$$\varphi(t) \approx \frac{Q_n}{2l_p S_{y1}} t + \frac{\sqrt{2}\sigma GR \cos \delta}{Q_n l_p S_{y1} \sin \lambda_{cp}} \left( \cos \left( \frac{Q_n}{2l_p S_{y1}} t + \frac{\pi}{4} \right) - \frac{\sqrt{2}}{2} \right). \quad (22)$$

Решая систему уравнений (13, 14) относительно  $P(s)$  после приведения к каноническому виду получим

$$P(s) = A_p \frac{1}{s} + \frac{B_p - C_p - F_p}{KW_{12}} \frac{1}{s^2 + \frac{\sigma}{KW_{12}}} - D_p \frac{s}{s^2 + \omega_0^2} - \frac{E_p}{\omega_0} \frac{\omega_0}{s^2 + \omega_0^2} - \frac{G_p}{a_2} \frac{s + \frac{a_1}{2a_2}}{\left(s + \frac{a_1}{2a_2}\right)^2 + \frac{4a_0 a_2 - a_1^2}{4a_2^2}} - \frac{4H_p - G_p a_1}{2\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}} \frac{\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}}{\left(s + \frac{a_1}{2a_2}\right)^2 + \frac{4a_0 a_2 - a_1^2}{4a_2^2}}, \quad (23)$$

где  $A_p = \frac{Q_n - 2Al_p S_{y1}}{\sigma}$ ;  $B_p = -\frac{KW_{12}(Q_n - 2Al_p S_{y1})}{\sigma}$ ;

$$C_p = -\frac{2l_p S_{y1} KW_{12} (B\sigma - CKW_{12})}{\sigma^2 + K^2 W_{12}^2 \omega_0^2}; \quad D_p = \frac{2l_p S_{y1} (B\sigma - CKW_{12})}{\sigma^2 + K^2 W_{12}^2 \omega_0^2};$$

$$E_p = \frac{2l_p S_{y1} (BKW_{12} \omega_0^2 + C\sigma)}{\sigma^2 + K^2 W_{12}^2 \omega_0^2}; \quad F_p = \frac{2l_p S_{y1} KW_{12} (D\sigma - EKW_{12})}{a_1 KW_{12} \sigma - a_2 \sigma - a_0 K^2 W_{12}^2};$$

$$G_p = -\frac{2l_p S_{y1} a_2 (D\sigma - EKW_{12})}{a_1 KW_{12} \sigma - a_2 \sigma - a_0 K^2 W_{12}^2}; \quad H_p = \frac{2l_p S_{y1} (E(a_1 KW_{12} - a_2) - Da_0 KW_{12})}{a_1 KW_{12} \sigma - a_2 \sigma - a_0 K^2 W_{12}^2}. \quad (24)$$

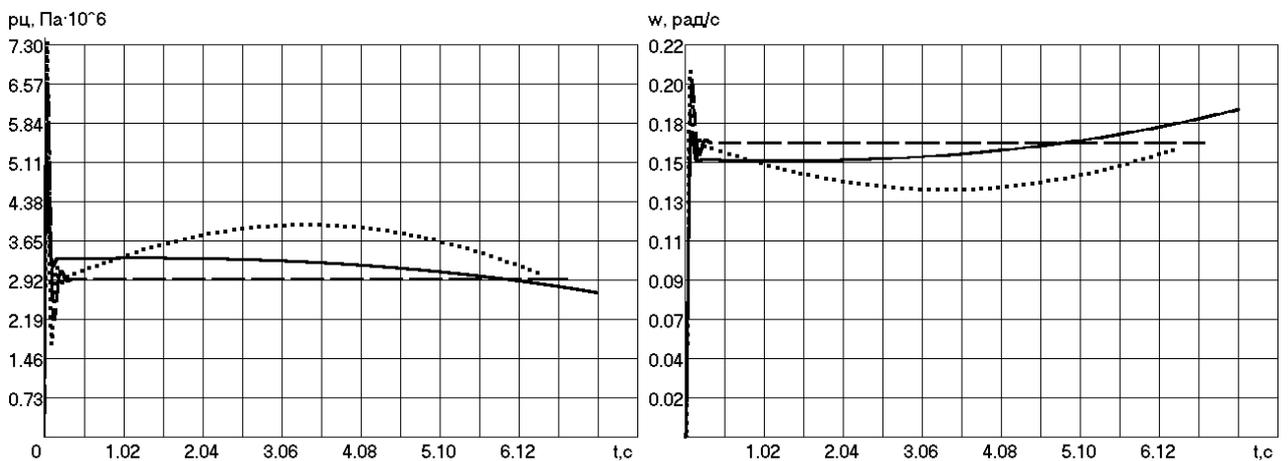
Далее находим оригинал изображения (23)

$$p(t) = A_p + \frac{B_p - C_p - F_p}{KW_{12}} e^{-\frac{\sigma}{KW_{12}} t} - D_p \cos(\omega_0 t) - \frac{E_p}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) - \frac{G_p}{a_2} \times e^{-\frac{a_1}{2a_2} t} \cos\left(\frac{\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}}{2a_2} t\right) - \frac{4H_p - G_p a_1}{2\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}} e^{-\frac{a_1}{2a_2} t} \sin\left(\frac{\sqrt{4a_0 a_2 - a_1^2}}{2a_2} t\right). \quad (25)$$

Пренебрегая незначимыми коэффициентами уравнения (25), и учитывая принятые обозначения согласно (10), (16), (18), (24), давление в напорной магистрали гидроцилиндра можно описать уравнением

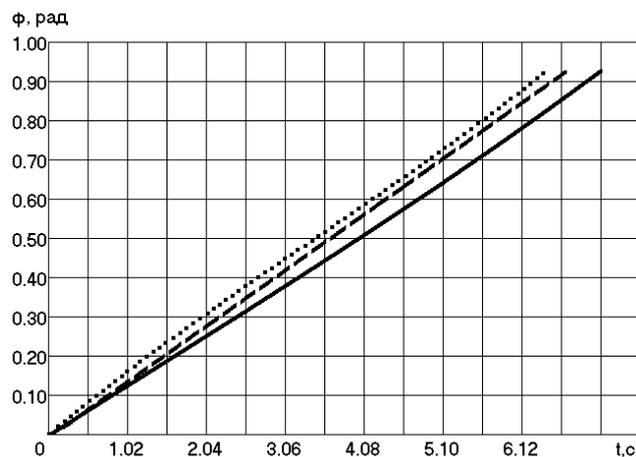
$$p(t) \approx \frac{\sqrt{2}\sigma GR \cos \delta}{l_p S_{u1} \sin \lambda_{cp}} \sin\left(\frac{Q_H}{2l_p S_{u1}} t + \frac{\pi}{4}\right) + \frac{Q_H}{l_p S_{u1}} \sqrt{\frac{J}{2KW_{12} \sin \lambda_{cp}}} e^{-\frac{\sigma}{2KW_{12}} t} \sin\left(l_p S_{u1} \sqrt{\frac{2 \sin \lambda_{cp}}{KW_{12} J}} t\right). \quad (26)$$

Сравнение результатов полной и упрощенной математических моделей гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз, а также аналитического их решения по значениям параметров [16] показано на рис. 2.3. Погрешность составила около 13%, что является приемлемым для выполнения предварительных проектных расчетов.



а)

б)



в)

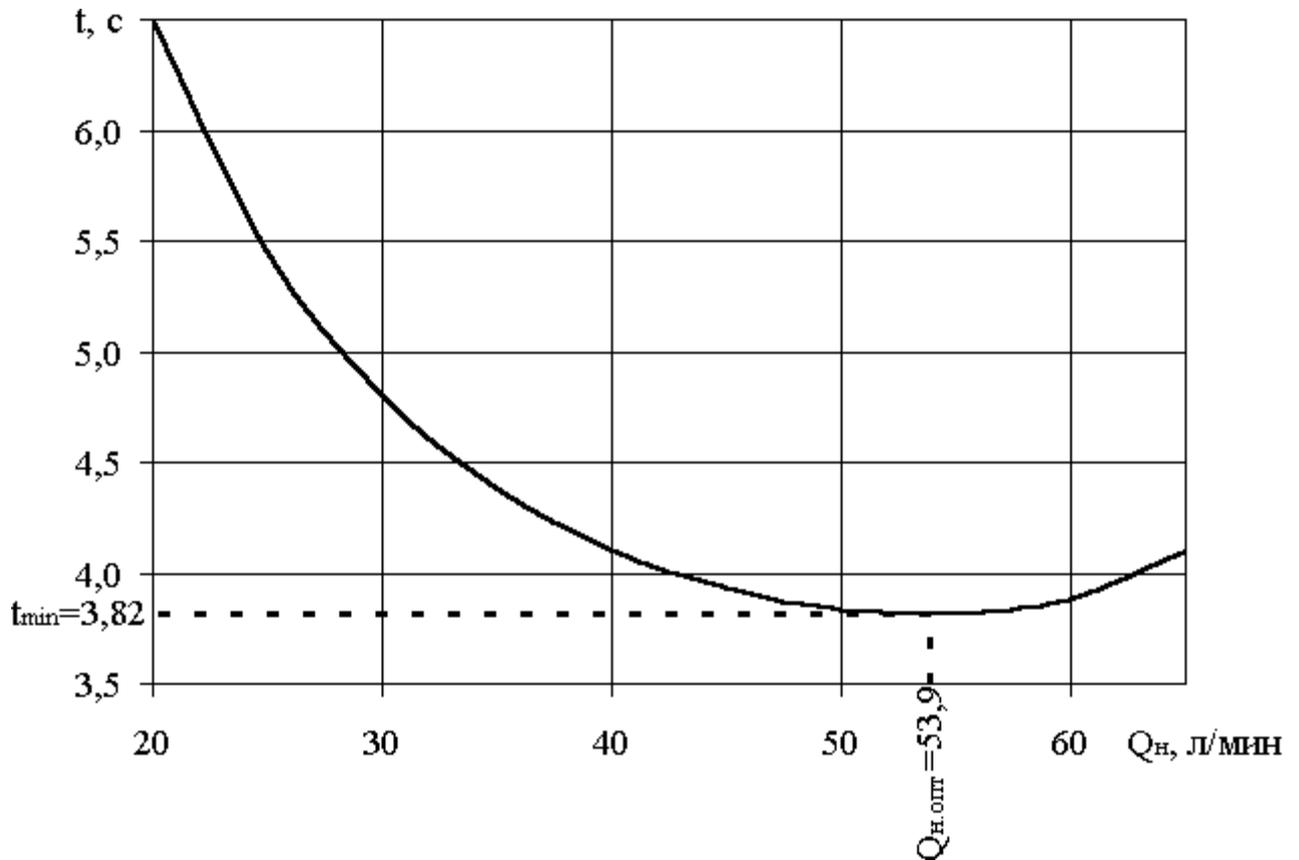
**Рисунок 2.3.** Сравнение результатов полной (—) и упрощенной (---) математических моделей гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз, а также аналитического их решения (···): а) — изменение давления в гидроцилиндре; б) — изменение угловой скорости, в) — угол поворота

Из уравнения (22), получена такая зависимость продолжительности поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз от основных параметров его привода

$$t \approx \frac{2l_p S_{y1}}{Q_n} \left( \varphi - \arccos \left( \frac{Q_n^2 \sin \lambda_{cp}}{2\sqrt{2}\sigma GR \cos \delta} \varphi \right) + \frac{\pi}{2} \right). \quad (27)$$

Полученное уравнение (27) разрешает приближенно определить продолжительность поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки ТБО в мусоровоз, которая может быть использована при проведении проектных расчетов новых конструкций мусоровозов [19-21], а также при оптимизации основных параметров гидропривода.

На рис. 2.4 показана зависимость продолжительности поворота рычага манипулятора  $t$  от подачи гидронасоса  $Q_n$ , построенная согласно уравнению (27).



**Рисунок 2.4.** Зависимость продолжительности поворота рычага манипулятора  $t$  от подачи гидронасоса  $Q_n$

С помощью зависимости (27) в среде MathCAD определено оптимальное значение подачи гидронасоса  $Q_{n.opt} = 53,9$  л/мин, при которой продолжительность поворота рычага будет минимальной  $t_{min} = 3,82$  с, что может быть использовано для интенсификации процесса загрузки ТБО в мусоровоз с целью уменьшения затрат горючего на 127 л/год из расчета на один мусоровоз.

## Выводы

1. Предложены полная и упрощенная математические модели гидропривода поворота рычага манипулятора на технологической операции загрузки твердых бытовых отходов в мусоровоз, что позволило исследовать динамику привода и получить приближенные аналитические зависимости давления в напорной магистрали гидроцилиндра, угловой скорости и угла поворота рычага манипулятора от времени, которые могут быть использованы при проведении проектных расчетов новых конструкций мусоровозов.

2. Выявлена приближенная зависимость продолжительности поворота рычага манипулятора от основных параметров гидропривода, на основе которой определено оптимальное значение подачи гидронасоса  $Q_{н.опт} = 53,9$  л/мин, при которой продолжительность поворота рычага будет минимальной  $t_{min} = 3,82$  с, что может быть использовано для интенсификации процесса загрузки твердых бытовых отходов с целью уменьшения затрат горючего на 127 л/год из расчета на один мусоровоз.

## Литература

1. Ковальський В. П. Штамозолокарбонатий прес-бетон на основі відходів промисловості / В. П. Ковальський, А. В. Бондарь // Тези доповідей XXIV міжнародної науково-практичної конференції, Харків, 18-20 травня 2015 р. – Харків, НТУ «ХП», 2015. – С. 209.

2. Сердюк В. Р. Використання Бетелу-М для іммобілізації рідких радіоактивних відходів / В. Р. Сердюк, О. В. Христич // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – №1 (5). – С. 50-54.

3. Ковальський В. П. Передумови активації золи-винесення відходами глиноземного виробництва / В. П. Ковальський // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції "Наука і освіта 2005". – Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2005. – Т. 55. – С. 31-32.

4. Лемешев М. С. Электротехнические материалы для защиты от электромагнитного загрязнения окружающей среды / М. С. Лемешев, А. В. Христич // Инновационное развитие территорий : Материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конф., 26 февраля 2016 г. – Череповец : ЧГУ, 2016. – С. 78-83.

5. Лемешев М. С. В'язучі з використанням промислових відходів Вінниччини / М. С. Лемешев // Тези доповідей XXIV міжнародної науково-практичної конференції "Інформаційні технології : наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", Харків, 18-20 травня 2016 р. – Харків : НТУ "ХП". – С. 381.

6. Березюк О. В. Структура машин для збирання та первинної переробки твердих побутових відходів / О. В. Березюк // Вісник машинобудування та транспорту. – 2015. – №2. – С. 3-7.

7. Березюк О. В. Привод зневоднення та ущільнення твердих побутових відходів у сміттєвозі / О. В. Березюк // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 14-18.

8. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 "Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами".

9. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин. Каталог-справочник. Под ред. Гречина Н.К. – М.: 1978. – 468 с.

10. Мартин Ц. С. Современное состояние теории гидравлических переходных процессов / Ц. С. Мартин // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1997. – №2. – С. 209-229.

11. 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.

12. Березюк О. В. Математичне моделювання динаміки гідроприводу робочих органів перевертання контейнера під час завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз / О. В. Березюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – №5. – С. 60-64.

13. Berezyuk O. Approximated mathematical model of hydraulic drive of container upturning during loading of solid domestic wastes into a dustcart / O. Berezyuk, V. Savulyak // Technical Sciences. – University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Poland, 2017. – No. 20(3). – P. 259–273.

14. Березюк О. В. Математичне моделювання динаміки гідроприводу робочих органів завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози / О. В. Березюк // Вісник ВПІ. – 2009. – №4. – С. 81-86.

15. Березюк О. В. Дослідження динаміки гідроприводу робочих органів завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози / О. В. Березюк // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – Одеса: Зовнішпрекламсервіс. – 2009. – №33. – С. 403-406.

16. Мусоровоз кузовной КО-436: [техническое описание и инструкция по эксплуатации]. – Турбов, 1996. – 27 с.

17. Березюк О. В. Аналітичне дослідження математичної моделі гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз / О. В. Березюк // Вісник ВПІ. – 2010. – №3. – С. 93-98.

18. Свешников А. Г. Теория функций комплексной переменной / А. Г. Свешников, А. Н. Тихонов. – 6-е изд., стереот. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 336 с.

19. Березюк О. В. Розробка та дослідження нової структури екологічної машини для очистки населених пунктів від твердих відходів / О. В. Березюк // Сучасні технології, матеріали і конструкції у будівництві: Науково-технічний збірник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – С. 92-98.

20. Березюк О. В. Регрессия параметров управления приводом рабочих органов навесного подметального оборудования мусоровозов / О. В. Березюк // Инновационное развитие территорий: Материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конф. (26 февраля 2016 г.). – Череповец: ЧГУ, 2016. – С. 58-62.

21. Березюк О. В. Методика инженерных расчётов параметров навесного подметального оборудования экологической машины на основе мусоровоза / О. В.

Березюк // Современные проблемы транспортного комплекса России. —  
Магнитогорск, 2016. — №2. — С. 39-45.