

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПЕРЕВЕРТАННЯ КОНТЕЙНЕРА ПІД ЧАС ЗАВАНТАЖЕННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ У СМІТТЄВОЗ

Запропоновано математичну модель гідроприводу робочих органів перевертання контейнера під час завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз. Виявлено шляхи підвищення надійності приводу, регресійні залежності показників якості перехідних процесів та тривалості процесу перевертання контейнера від відстані між центрами обертання захвату та штока, а також оптимальне значення вказаної відстані.

Ключові слова: гідропривод, математичне моделювання, перехідні процеси, сміттєвоз, тверді побутові відходи.

O.V. BEREZIUK

Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine

MATHEMATICAL MODELLING DYNAMIC OF HYDRAULIC DRIVE WORKERS ORGANS OF UPHEAVAL CONTAINER DURING LOADING THE HARD DOMESTIC WASTE IN WASTECAR

Abstract – Purpose of study – revealing the ways of increasing reliability drive and mechanisms, providing upheaval container when loading the hard domestic waste in wastecar, for reduction of intensities increasing wear-out park wastecar of public enterprises.

Offered mathematical model of hydraulic drive workers of organs upheaval container during loading the hard domestic waste in wastecar. Revealed way of increasing reliability drive, regressive dependencies of quality factors connecting processes and spreads of time upheaval container from distance between the centres of referencing the seizure and rod, as well optimal value of specified distance.

Results, got by means of offered mathematical model, allow to raise reliability of ground for reduction of intensities growth wear-out park wastecar of public enterprises and conduct intensification process of loading hard domestic waste in wastecar.

Keywords: hydraulic drive, mathematical modelling, connecting processes, wastecar, hard domestic waste

Вступ

Щорічний об'єм твердих побутових відходів (ТПВ), що утворюються в Україні перевищує 46 млн м³. Більшість ТПВ заховують на 4530 полігонах та сміттєзвалищах площею майже 7700 га та лише частково перероблюються або утилізуються на сміттєспалювальних заводах. Збирання ТПВ є основним завданням санітарного очищення населених пунктів, здійснюється понад 4100 сміттєвозами [1] і пов'язане зі значними фінансовими витратами. Перед перевезенням ТПВ до місця їх утилізації виконується операція їх завантаження. Зношеність автопарку сміттєвозів комунальних підприємств складає до 70% [1]. Згідно з Постановою Кабінету Міністрів України № 265 [2], забезпечення застосування сучасних високоефективних сміттєвозів у комунальному господарстві країни є актуальною науково-технічною задачею. Зокрема актуальною є проблема забезпечення надійності приводу та механізмів, що забезпечують завантаження ТПВ у сміттєвози.

Аналіз робіт [3, 4] показав, що у більшості сміттєвозів завантаження відходів здійснюється гідроприводом робочих органів. Під час завантаження ТПВ на елементи приводу діють значні навантаження, викликані перехідними процесами під час пуску. Через велику масу контейнерів з ТПВ (до 0,5 т) перевантаження можуть досягати значних величин. Особливу небезпеку це становить для вузлів з'єднання гідроциліндр-важіль, гідроциліндр-захват, а також для гнучких трубопроводів високого тиску, які підводять робочу рідину до силового гідроциліндра. Стрибки тиску в режимі перехідних процесів можуть спричинити розрив трубопроводів високого тиску, вихід обладнання з ладу, втрати високовартісного мінерального мастила.

Метою дослідження є виявлення шляхів підвищення надійності приводу та механізмів, що забезпечують перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвози, для зниження інтенсивності зростання зношеності автопарку сміттєвозів комунальних підприємств.

Основний розділ

На рис. 1 представлена розрахункова схема роботи гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз. На схемі позначені структурні елементи: К – контейнер, З – захват, В – важіль, ГЦ – гідроциліндр, Р – гідророзподільник, Н – гідронасос, ЗК – запобіжний клапан, Ф – фільтр, Б – бак із робочою рідиною, а також основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1, p_2, p_3, p_4 – тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра, на виході гідроциліндра та на вході фільтра; W_1, W_2, W_3, W_4 – об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра, виходом гідроциліндра та гідророзподільником, гідророзподільником та фільтром; Q_H – фактична подача насоса; S_p – площа прохідного отвору розподільника; S_ϕ – площа поверхні фільтруючого елемента; D, d – діаметри поршня та штока; J – момент інерції рухомих елементів; G_k – вага контейнера; R – радіус обертання рухомих елементів; l_p – відстань між центрами обертання захвату та штока; h_k – висота контейнера; α – кут між осями важеля та плеча циліндра, g – кут, що враховує відхилення положення центра мас; d – кут між плечем захвату та горизонталлю; l – кут нахилу стінки контейнера; γ – кут між віссю плеча

циліндра та віссю, що проходить між центрами обертання захвату та гідроциліндром; j – кут повороту захвату.

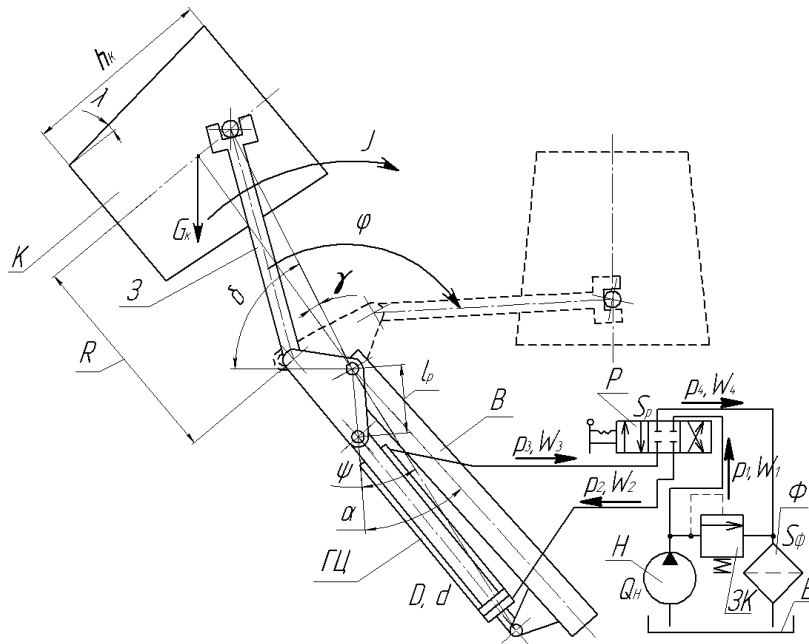


Рис. 1. Розрахункова схема роботи гідроприводу перевертання контейнера

З метою виявлення шляхів підвищення надійності приводу та механізмів, що забезпечують перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвози необхідно дослідити динаміку вказаного приводу. Для цього необхідно розробити математичну модель на основі таких припущень [4]:

- рухомі частини робочих органів сміттєвоза прийнято за одномасову систему, оскільки вони жорстко з'єднані з штоком гідроциліндра, а корпус гідроциліндра жорстко з'єднаний з кузовом сміттєвоза, маса якого значно перевищує масу робочого органу і корпусу гідроциліндра ($m_c=2500 \text{ кг} \gg m_{PO}+m_{ГЦ}=300 \text{ кг}$), а тому приймається нерухомою;
- робоча рідина прийнята стисливою і характеризується коефіцієнтом стисливості K ;
- коефіцієнт стисливості робочої рідини змінюється несуттєво зі зміною тиску і тому вважається постійним;
- витрати робочої рідини на перетікання з області високого тиску в область низького тиску прямо пропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей і характеризується коефіцієнтом перетікання робочої рідини s ;
- величина тиску в магістралі між фільтром і маслобаком є незначною і до уваги не приймається;
- сухе тертя в рухомих елементах гідроциліндра не враховуються через відсутність нормальних зусиль в парах тертя, в яких використано ущільнення зазором.

За розрахунковою схемою (рис. 1) з урахуванням припущень динаміка гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвози описується математичною моделлю, що являє собою систему диференціальних рівнянь (1–6) з відповідними граничними умовами (7) та алгебраїчних рівнянь (8–10):

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = mS_p \sqrt{2(p_1 - p_2)/r} + s(p_1 - p_2) + KW_1 \delta_1; \quad (1) \\ mS_p \sqrt{2(p_1 - p_2)/r} = 2j l_p \sin(y + j) S_{ц1} + s(p_2 - p_3) + KW_2 \delta_2; \quad (2) \\ 2j l_p \sin(y + j) S_{ц2} = mS_p \sqrt{2(p_3 - p_4)/r} + s(p_3 - p_4) + KW_3 \delta_3; \quad (3) \\ mS_p \sqrt{2(p_3 - p_4)/r} = k_\phi S_\phi p_4 / m_d + s p_4 + KW_4 \delta_4; \quad (4) \\ (p_2 S_{ц1} - p_3 S_{ц2}) l_p \sin(a + j) = J \ddot{\alpha} + b l_p^2 \sin(a + j) \sin(y + j) \ddot{\alpha} + GR \cos(j + d - g); \quad (5) \\ (jR)^2 / 2 + g \sin(d + j - l)x = \ddot{x} + f_B g \cos(d + j - l)x, \text{ при } d + j - l > 0; \quad (6) \\ 0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{зк}; 0 \leq j \leq g; 0 \leq x \leq x_{max}; \quad (7) \\ GR' = GR - V_K r_B x (1 + 2tg l) Rg / h_K, \text{ при } d + j - l > 0; \quad (8) \\ S_{ц1} = p D^2 / 4; \quad (9) \\ S_{ц2} = p (D^2 - d^2) / 4. \quad (10) \end{array} \right.$$

Диференціальне рівняння (1) описує витрати РР на ділянці насос-гідророзподільник і враховує фактичну подачу насоса, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску

в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (2) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник – вхід гідроциліндра і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР на роботу двох паралельних гідроциліндрів, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (3) описує витрати РР на ділянці вихід гідроциліндра – гідророзподільник і враховує витрати РР на роботу двох паралельних гідроциліндрів, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (4) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник-фільтр і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР через фільтр, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (5) описує рух контейнера при перекиданні й враховує момент сил, що розвиває гідроциліндр; момент сил інерції рухомих елементів; момент сил в'язкого тертя; момент сил корисного опору. Диференціальне рівняння (6) описує висипання ТПВ при перекиданні контейнера після проходження ним положення рівноваги й враховує кінетичну енергію ТПВ, енергію сили тяжіння ТПВ, енергію сили тертя ТПВ об стінки контейнера, енергію сили інерції ТПВ.

Система диференціальних рівнянь (1–6), що описують динаміку гідроприводу повороту важеля маніпулятора під час завантаження ТПВ у сміттєвоз, є системою нелінійних звичайних диференціальних рівнянь нерозв'язних відносно старших похідних. Крім того, дана математична модель містить суттєві нелінійності, які полягають в тому, що шукані функції p_1, p_2, p_3, p_4 входять в диференціальні рівняння у вигляді виразів з дробовими степенями, а шукана функція j є аргументом тригонометричних функцій. Крім того, деякі із розглядуваних рівнянь містять складні залежності, які не можна лінеаризувати звичайним розкладанням в ряд Тейлора. Нерозв'язність рівнянь відносно старших похідних та суттєві нелінійності дозволяють зробити висновок про необхідність застосування числових методів розв'язання систем диференціальних рівнянь. Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (1–6) використано метод Рунге-Кутта-Фельберга [10], який автоматично змінює крок інтегрування при виявленні похибки обчислень, що підвищує точність розрахунків. Цей числовий метод реалізовано за допомогою ЕОМ в середовищі програмування Delphi, що дає змогу чисельно розв'язати систему диференціальних рівнянь (1–6) і отримати результати у вигляді графіків та таблиць. Загальний вигляд діалогового вікна програми "Матмодель" для дослідження динаміки гідроприводу повороту важеля маніпулятора під час завантаження ТПВ у сміттєвоз показано на рис. 2а.

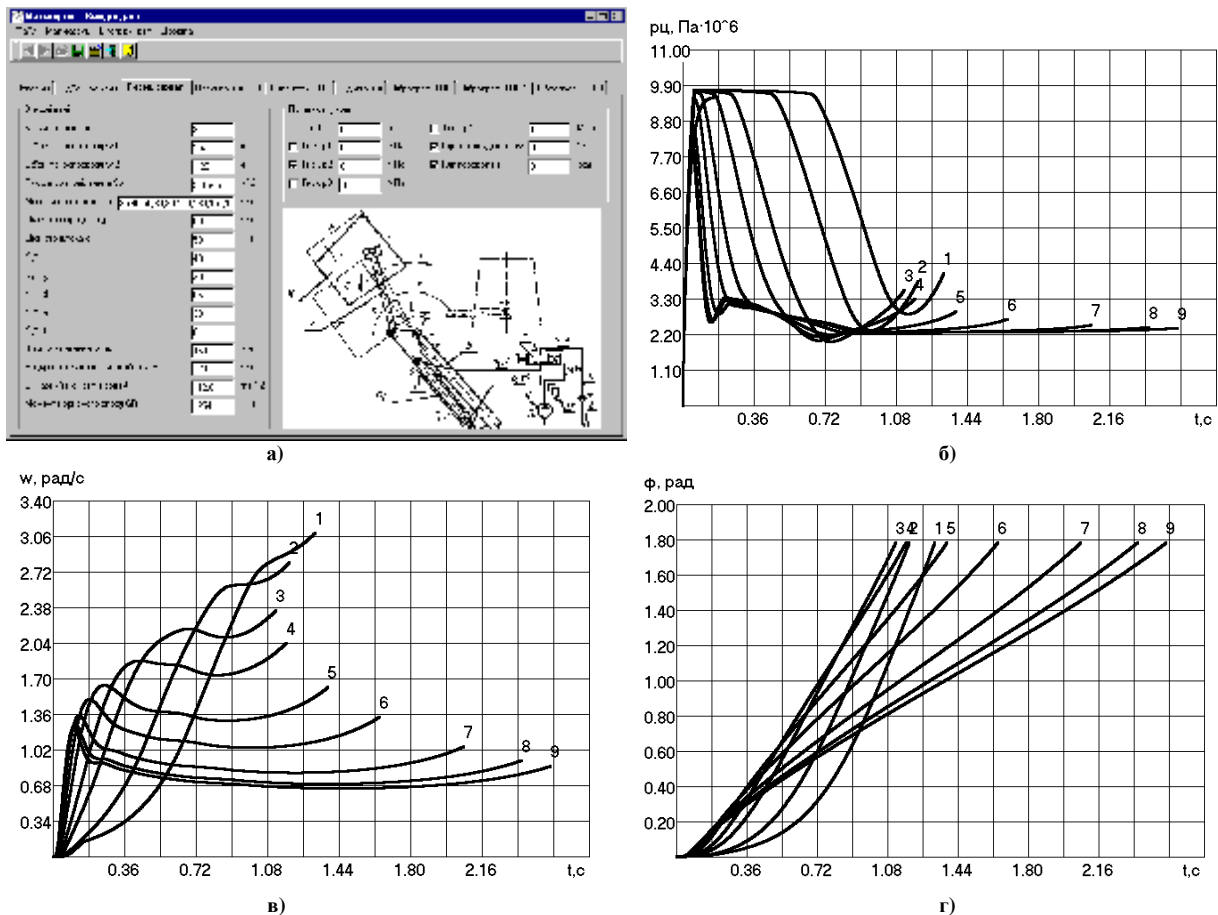


Рис. 2. Результати чисельного дослідження динаміки гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз: а) загальний вигляд діалогового вікна програми "Матмодель"; б) зміна тиску в гідроциліндрі; в) кутова швидкість перевертання контейнера в процесі роботи; г) зміна кута перевертання контейнера

Чисельні розрахунки проводились з кроком інтегрування $h=10^{-4}$ с і відносною похибкою $e=10^{-16}$. Стійкість розв'язку систем диференціальних рівнянь забезпечувалась перевіркою на ідентичність результатів, отриманих при значеннях кроків інтегрування h та половинних кроків інтегрування $h/2$.

Результати чисельного дослідження динаміки гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз за допомогою математичної моделі (1–6) показано на рис. 2б–2г.

Графіки перехідних процесів роботи гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз отримано для параметрів, що відповідають реальній серійній моделі сміттєвоза КО-436 [6] виробництва ВАТ "АТЕКО" (Турбівський машинобудівний завод): $W_1=1,48$ л; $W_2=1,23$ л; $W_3=1,23$; $W_4=1$ л; $S_p=5,02 \cdot 10^{-5}$ м²; $S_{\dot{\varphi}}=3,49 \cdot 10^{-2}$ м²; $k_{\dot{\varphi}}=6,13 \cdot 10^{-9}$ м; $m_b=8,9 \cdot 10^{-2}$ Н·с/м²; $s=9,24 \cdot 10^{-11}$ м⁵/(Н·с); $l_p \in \{35, 40, 50, 60, 80, 100, 130, 150, 160\}$ мм; $D=80$ мм; $d=50$ мм; $\alpha=40^\circ$; $\beta=20^\circ$; $\delta=65^\circ$; $\gamma=30^\circ$; $J=112,6$ кг·м²; $GR=1254$ Н·м; $t_0=0$ с; $p_{10}=0$ МПа; $p_{20}=0$ МПа; $p_{30}=0$ МПа; $p_{40}=0$ МПа; $w_0=0$ рад/с; $j_0=0$ рад. Цифрами 1–9 на рис. 2б–2г позначено криві при $l_p=35$ мм, $l_p=40$ мм, $l_p=50$ мм, $l_p=60$ мм, $l_p=80$ мм, $l_p=100$ мм, $l_p=130$ мм, $l_p=150$ мм, $l_p=160$ мм відповідно.

Аналіз графіків залежностей, представлених на рис. 2б–2г, показав, що перехідні процеси при роботі гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз мають незадовільні показники якості, які наведено в табл. 1. Вони суттєво змінюються при варіюванні міжосьової відстані l_p . При зміні міжосьової відстані l_p також суттєво змінюється тривалість перевертання контейнера.

За даними табл. 1 проведено регресійний аналіз [5] і отримано залежності показників якості перехідних процесів (часу регулювання t_{pez} та відносного перерегулювання σ) під час пуску гідроприводу перевертання контейнера при завантаженні ТПВ у сміттєвоз від відстані між центрами обертання важеля та штока l_p :

$$t_{pez} = 0(80 - l_p) \cdot 0,02513 \cdot 10^{49,89/l_p} + 1(l_p - 80)(0,537 - 0,001938l_p); \quad (11)$$

$$\sigma = 0(80 - l_p)(28238e^{-0,2937l_p} + 0,04312l_p - 0,6178) - 1(l_p - 80)(53,46 + 14329/l_p). \quad (12)$$

Таблиця 1

Показники якості перехідних процесів при роботі гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження ТПВ у сміттєвоз та тривалість процесу

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_p , мм	35	40	50	60	80	100	130	150	160
t_{pez} , с	0,665	0,448	0,250	0,170	0,375	0,355	0,280	0,245	0,228
σ , %	1,86	1,33	1,55	1,97	233,3	193,8	164,9	150	140
N	1	1	1	1	2	2	2	2	2
t , с	1,323	1,193	1,123	1,176	1,386	1,646	2,069	2,360	2,507

При цьому коефіцієнт кореляції склав 0,9937 та 0,9967 для рівнянь (11) та (12) відповідно, що свідчить про високу точність отриманих результатів. Встановлено також регресійну залежність тривалості перевертання контейнера від відстані між центрами обертання захвату та штока l_p :

$$t = 12,47e^{-0,08892l_p} + 0,01391l_p + 0,2813. \quad (13)$$

На рис. 3 показано залежність тривалості перевертання контейнера t від відстані між центрами обертання важеля та захвату l_p , отриману за допомогою як математичної моделі (1–10) (3/4), так і рівняння регресії (13) (- - -).

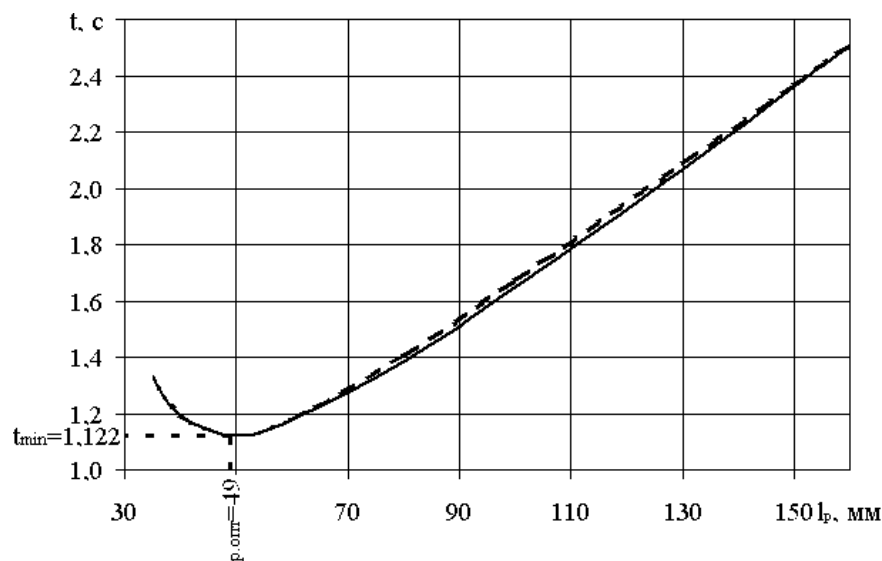


Рис. 3. Залежність тривалості перевертання контейнера t від відстані між центрами обертання захвату та штока l_p : за допомогою математичної моделі (1–10) (3/4), згідно з рівнянням регресії (13) (- - -)

За допомогою залежності (13) в середовищі MathCAD визначено оптимальне значення відстані між центрами обертання захвату та штока $l_{p,onn}=49$ мм, при якому тривалість перевертання контейнера буде мінімальною $t_{min}=1,122$ с, що може бути використане для інтенсифікації процесу завантаження ТПВ у сміттєвоз при проведенні проектних розрахунків нових конструкцій сміттєвозів.

Висновки

1. Запропонована математична модель гідроприводу робочих органів перевертання контейнера під час завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, яка дає змогу досліджувати динаміку вказаного гідроприводу для вибору більш раціональних його основних конструктивних параметрів.

2. Встановлено, що на підвищення надійності приводу та механізмів, які забезпечують перевертання контейнера під час завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз позитивно впливає зменшення відстані між центрами обертання захвату та штока, що може бути використано для зниження інтенсивності зростання зношеності автопарку сміттєвозів комунальних підприємств.

3. Виявлено регресійні залежності показників якості перехідних процесів при роботі гідроприводу перевертання контейнера під час завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, а також тривалості перевертання контейнера від відстані між центрами обертання захвату та штока, на основі яких визначено оптимальне значення вказаної відстані $l_{p,onn}=49$ мм, при якому значення тривалості перевертання контейнера є мінімальним $t_{min}=1,122$ с, що може бути використане для інтенсифікації процесу завантаження ТПВ у сміттєвоз при проведенні проектних розрахунків нових конструкцій сміттєвозів.

Література

1. Портал України з поводження з твердими побутовими відходами [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.ukrwaste.com.ua>.
2. Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами : Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 .
3. Мартин Ц. С. Современное состояние теории гидравлических переходных процессов / Ц. С. Мартин // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1997. – № 2. – С. 209–229.
4. 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.).
5. Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ : справочник / В. П. Дьяконов. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 240 с.
6. Мусоровоз кузовной КО-436 : [формуляр]. – Турбов, 1996. – 20 с.

References

1. Portal Ukraine z povodzhennia z tverdymy pobutovymy vidkhodamy. – Rezhym dostupu: <http://www.ukrwaste.com.ua>. [in Ukrainian]
2. Postanova Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 4 bereznia 2004 roku No. 265 "Pro zatverdzhennia Prohramy povodzhennia z tverdymy pobutovymy vidkhodamy". [in Ukrainian]
3. Martin C. S. Sovremennoe sostoyanie teorii gidravlicheskih perehodny'h processov, Teoreticheskie osnovy` inzhenerny'h raschetov, 1997, No. 2, pp. 209-229. [in Russian]
4. Savuliak V. I., Bereziuk O. V. Tekhnichne zabezpechennia zbyrannia, perevezennia ta pidhotovky do pererobky tverdyykh pobutovykh vidkhodiv: monohrafiia. Vinnytsia, UNIVERSUM-Vinnytsia, 2006, 218 p. – ISBN 966-641-194-6 (v per.). [in Ukrainian]
5. D`yakonov V. P. Spravochnik po algoritmam i programmam na yazyke bejsik dlya personal`ny'h EVM: spravochnik. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1989, 240 p. – ISBN 5-02-014530-0. [in Russian]
6. Musorovoz kuzovnoj KO-436: formulyar. Turbov, 1996, 20 p. [in Russian]

Рецензія/Peer review : 5.6.2013 р. Надрукована/Printed :26.9.2013 р.

Рецензент: д.т.н., проф., Ткаченко С.Й.,
завідувач кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет