

Стан популяційного здоров'я горян у багатьох випадках є лімітуючим фактором соціально-економічного розвитку Покутсько-Буковинських Карпат. Популяційне здоров'я жителів передгірних та гірських територій Чернівецької області детерміноване комплексом факторів, серед яких основними є гігієнічна якість навколишнього середовища та соціально-економічні показники розвитку регіону.

**Висновки.** В результаті проведених досліджень проаналізовано стан атмосферного повітря в Чернівецькій області. Запропоновано шкалу забруднення атмосферного повітря територій досліджуваного регіону. Досліджено санітарно-мікробіологічні показники якості повітря в районі Покутсько-Буковинських Карпат та їх зв'язок з рівнем популяційного здоров'я місцевого населення. Показано, що рівень популяційного здоров'я жителів передгірних та гірських територій Чернівецької області зумовлене комплексом факторів екологічного стану та соціально-економічних показників розвитку регіону.

#### LITERATURA

1. Glushkov A.V., Serga E. N., Bunyakova Yu.Ya. Khaos vo vremennykh ryadakh koncentraczij zagryaznyayushhikh veshhestv v atmosfere (g. Odessa) // *Visnik Odes'kogo derzh. ekologichnogo un-tu.* 2009.-N8.-C.233-238.

2. Ekologichna i pryrodno-tekhnogenna bezpeka Ukrainy v regionalnomu vymiri [Tekst]: [monografiya] / [M. Khvesyuk ta in.]. – Kyiv: In-t ekonomiky pryrodokorystuvannya ta stalogo rozvytku, 2014. – 339 s.

3. Ekologichna bezpeka transkordonnnykh regioniv Ukrainy v konteksti yevointegraciyi: [monografiya] / [M. Khvesyuk, A. Stepanenko, V. Symonenko ta in.]; za nauk. red. akad. NAAN Ukrainy M. Khvesyuka, chl.-kor. NAN Ukrainy V. Symonenka. – K.: Zadruga, 2015. – 512 s.

4. Obykhod G. O., Omel'chenko A. A., Bojko V. V. Ekologichna bezpeka atmosferного povitrya Ukrainy: prostorova strukturyzaciya // *Visnyk Pryazov'skogo derzhavnogo technichnogo universytetu. Seriya: Ekonomichni nauky: zbirnyk naukovykh prac'.* 2016.– tom 31, vyp. 1. – S.160 – 167.

5. Ukraina pochynaye rukhatysya v napryamku implementaciyi yevropejs'kykh norm z okhorony atmosferного povitrya. Nacional'nyj ekologichnyj centr. 2015, 22 sichnya. URL: <http://necu.org.ua/ukrayina-pochynaye-ruhatysya-v-napryamku-implementaciyi-yevropejs'kykh-norm-z-okhorony-atmosferного-povitrya...> (data zvernennya: 31.07.19).

6. Fedak I. A. Ukraina yak storona konvenciyi pro transkordonne zabrudnennya povitrya na velyki vidstani. *Nauk. prac'i ChDU im. Petra Mogyly.* 2008. Tom 87. Vyp. 74. S.23–29.

7. Kondratyuk S. Ya. Indykaciya stanu navkolyshn'ogo seredovyssha Ukrainy za dopomogoyu lyshajnykiv. Kyiv, 2008. 336 s.

8. M. V. Pirogov, S. O. Volgin. Bioindykacijni doslidzhennya za epifitnoyu lixenofloroyu shpyl'kovykh i lystyanykh derev na Zaxidnij Ukraini. URL: <http://www.ecoinst.org.ua/b7-2006/rs13.pdf> (data zvernennya: 31.07.19).

9. Simon M. Hutchinson, Olusola Akinyemi, Marcel Mindreyecu, James J. Rothwell. The atmospheric particulate pollution record of mountain lakes in the Romanian Carpathians. *Conference Proceedings of the 1st Forum Carpathicum, Integrating Nature and Society Towards Sustainability.* Eds. Katarzyna Ostapowicz and Jacek Kozak (Krakow, Poland, March 2010). Krakow, 2010. P. 27.

10. Demkiv T. M., Konopel'nyk O. I., Shopa Ya. I. Osnovy teorii pokhybok fizychnykh velychyn. L'viv: Vydavnychyj centr LNU im. I. Franka, 2008. 40 s. <http://physics.lnu.edu.ua/wp-content/uploads/pohybky.pdf>.

11. Naseleennya Chernivecz'koyi oblasti za 2018 rik. *Statystychnyj zbirnyk / za red. Petrovoyi G. I.* Chernivci: Golovne upravlinnya statystyky u Chernivecz'kij oblasti, 2019.- 156 s.

12. Regional'na dopovid' pro stan navkolyshn'ogo pryrodnogo seredovyssha v Chernivecz'kij oblasti u 2017 roci. [https://menr.gov.ua/files/docs/Reg.report/2017/Reg\\_Dop\\_Chernivecz\\_ka\\_2017.pdf](https://menr.gov.ua/files/docs/Reg.report/2017/Reg_Dop_Chernivecz_ka_2017.pdf).

13. Guczulyak V. M. Medyko-ekologichna ocinka landshaftiv Chernivecz'koyi oblasti: monografiya / V. M. Guczulyak, K. P. Nakonechnyj. – Chernivci: Chernivecz'kyj nac. un-t, 2010. – 200 s.

УДК 621.01

*Воробйов М.С.,  
Прокопенко Д.П.*

#### СПЕЦИФІКА ЗВЕДЕННЯ МАС ДО ЛАНКИ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНО

**Анотація.** При складанні динамічних моделей механічних систем з одним ступенем вільності зручно маси і моменти інерції різних ланок, з'єднаних кінематичними зв'язками, замінити масою (моментом інерції), зведеною до однієї ланки. До цієї ланки також прикладаються зведені сили, еквівалентні силам, які діють на ланки механічної системи. Традиційно у теорії механізмів і машин розглядаються дві ланки зведення – кривошип, якій здійснює обертальний рух і повзун, що рухається поступально. Нами, на прикладі дезаксильного МРТ, розроблено алгоритм зведення мас до ланки, яка здійснює плоско-паралельний рух. Встановлено, що зведення мас у такому механізмі до ланки, яка рухається плоско-паралельно, спрощується, якщо за узагальнену координату прийняти кут обертання її центра мас в

абсолютному русі. Наведено графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення. Запропонований алгоритм може бути використаний при проектуванні нових механічних систем, в яких вхідна ланка рухається плоско-паралельно.

*Ключеві слова:* момент інерції механізму, зведення мас, ланка зведення, гідронасос, роламайт, тіла кочення, електромагнітний привід.

## 1. ВСТУП

Відомо, що для динамічного проектування складних багатоланкових систем найбільш вдалі конструкції можна отримати, використовуючи спрощені моделі у вигляді ланок зведення. Традиційно таке моделювання механізмів і машин відбувається шляхом їх заміни умовними рухомими вхідними ланками, які утворюють кінематичну пару п'ятого класу зі стояком [1]. Такими ланками зведення в теорії механізмів і машин є кривошип, що здійснює обертальний рух, та повзун, рух якого є поступальним. Проте існують механізми, в яких вхідна ланка рухається плоско-паралельно. Так, в дезаксиальному гідроелектронасосу [2] вхідною ланкою є феромагнітний ролик, який приводиться у планетарний рух за допомогою електромагніту за принципом ротора кочення. У літературі не знайдено відомостей щодо визначення зведених параметрів для даного випадку.

В динаміці механізмів вивчається їх рух з урахуванням діючих сил. Якщо всі прикладені до ланок сили відомі, можна встановити закон руху будь-якої ланки і механізму в цілому. Однак практичне вирішення цього завдання виявляється досить складним. Тому, як правило, вдаються до окремих часткових розв'язків при застосуванні методів наближеного визначення руху механізму. Для цього складний багатоланковий механізм замінюють його динамічною моделлю. Якщо розглядається жорстка модель механізму з одним ступенем рухливості, то для його вивчення досить знати закон руху однієї з ланок, зазвичай, вхідної (початкової).

Початкова ланка в механізмах є найбільш навантаженою через дію сумарного навантаження, що виникає під час роботи механізму. Наприклад, в важільно-стрижневих механізмах навантаження початкової ланки визначає потужність приводу механізму, яка необхідна для здійснення корисної роботи, що відповідає його призначенню. Для визначення загального навантаження на ланку зведення необхідно «привести» всі навантаження механізму до цієї ланки [4].

Для більшості механізмів як вхідні використовують ланки, що здійснюють обертовий або поступальний рух, для яких розроблені алгоритми розв'язку. Такі моделі руху вхідної ланки реалізовано і у випадку різноманітних насосів, серед яких найбільш поширеними є поршневі та плунжерні. Прискорений розвиток високотехнологічних галузей в двадцять першому столітті висуває перед проектувальниками насосного обладнання нові вимоги, оскільки з'явилася гостра необхідність транспортування не тільки води, але й інших рідких матеріалів, що

відрізняються за своїми фізико-хімічними показниками, зокрема, нафти і нафтопродуктів. Тому стають актуальними вимоги щодо вдосконалення насосного обладнання та його розрахунок [5].

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Сучасне моделювання динаміки механізмів зведених мас і сил базується на виборі рухомих ланок, кожна з яких утворює нижчу кінематичну пару 5-го класу зі стояком, як ланок зведення (приведення). Аналіз цим методом динамічних процесів у багатоланкових механізмах дозволяє у першому наближенні підібрати оптимальне співвідношення параметрів їхніх ланок за динамічними критеріями та критеріями економічності.

Загальний метод зведення мас до початкової ланки наведено в [4] на прикладі механізму, який складається з  $n$ -ланок. У роботі [3] запропоновано алгоритм розрахунку сумарного моменту інерції, зведеного до ведучої ланки механізму, яка здійснює обертовий рух. Алгоритм, що базується на визначенні передаточних відношень, призначений для оптимізації існуючих схем важільно-стрижневих механізмів і проектування нових раціональних механізмів. Праця [6] присвячена питанням проектування та принципам розв'язку завдань в області динаміки механізмів, де розглянуто приведення мас до початкової ланки, що здійснює обертальний рух. У статті [7] розглядається приведення параметрів, в тому числі і маси, до нижчих обертальних опор 5 класу у вібропоглиначах. Автори [8] досліджують приведення моменту інерції на прикладі об'єктів різних геометричних форм та мас, а також наводять оригінальний метод приведення маси до початкової ланки. У статті [9] проаналізовано розподіл мас в узагальненому кривошипно-повзунному механізмі з метою зменшення вібрації та здійснено приведення мас до вхідної ланки, що обертається. Не традиційний метод оцінки змінного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму двигуна внутрішнього згоряння представлено в роботі [10]. Розроблено алгоритм для оцінки змінної маси моменту інерції 12-циліндрового V-двигуна та метод приведення мас до вхідної ланки.

Інший вид механізмів, а саме механізми типу роламайт (МТР), запропоновані школою механіків США [11, 12], не мають жодної рухомої ланки, яка б утворювала нижчу кінематичну пару п'ятого класу зі стояком. Очевидно, що традиційну методичку моделювання динаміки механізмів шляхом зведення мас і сил неможливо застосувати для МТР.

## 3. Мета та завдання дослідження

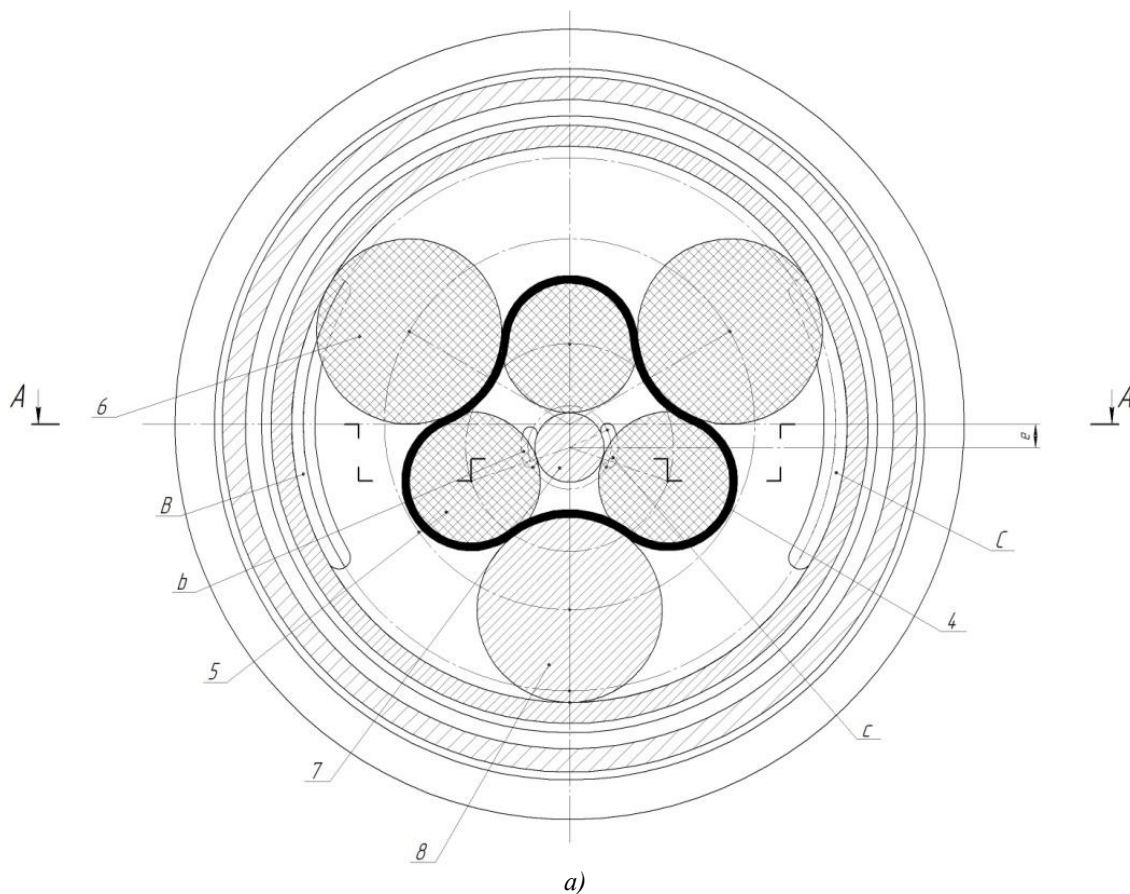
Мета дослідження полягає у розробці алгоритму зведення мас дезаксимального гідроелектронасоса [2] до ланки, яка рухається плоско-паралельно та утворює вищу кінематичну пару зі стояком. Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступні завдання:

1. Визначити положення ланок механізму МТР.
2. Визначити кінематичні передаточні відношення усіх зведених ланок.
3. Отримати формулу для визначення зведеного моменту інерції.
4. Побудувати графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення для конкретного МТР.

#### 4. Улаштування електромагнітного гідронасоса кочення

Для розробки алгоритму зведення мас розглянемо механізм електромагнітного

гідронасоса кочення [2], в якому робочими елементами є три робочі (опорні) 6, 8 та три розподільчі (сепаруючі) ролики 5 (рис. 1). Робочі та розподільчі ролики розділені замкнутою пружною тонкою діелектричною стрічкою 4, що щільно охоплює частину поверхні роликів. Усі ролики виготовлені з діелектричного матеріалу, за винятком одного робочого 8, який виконано з феромагнітного матеріалу. Розподільчим роликам надана можливість взаємодіяти коченням з нерухомим шипом 7, який ексцентрично закріплений в корпусі 2, а робочим – коченням по внутрішній поверхні корпусу. Постійний контакт робочих роликів із циліндричною поверхнею, а розподільчих – з віссю корпусу, та охоплення роликів стрічкою дозволяє уникнути втрат рідини через наявність радіального зазору, що дозволяє підвищити продуктивність насоса [5].



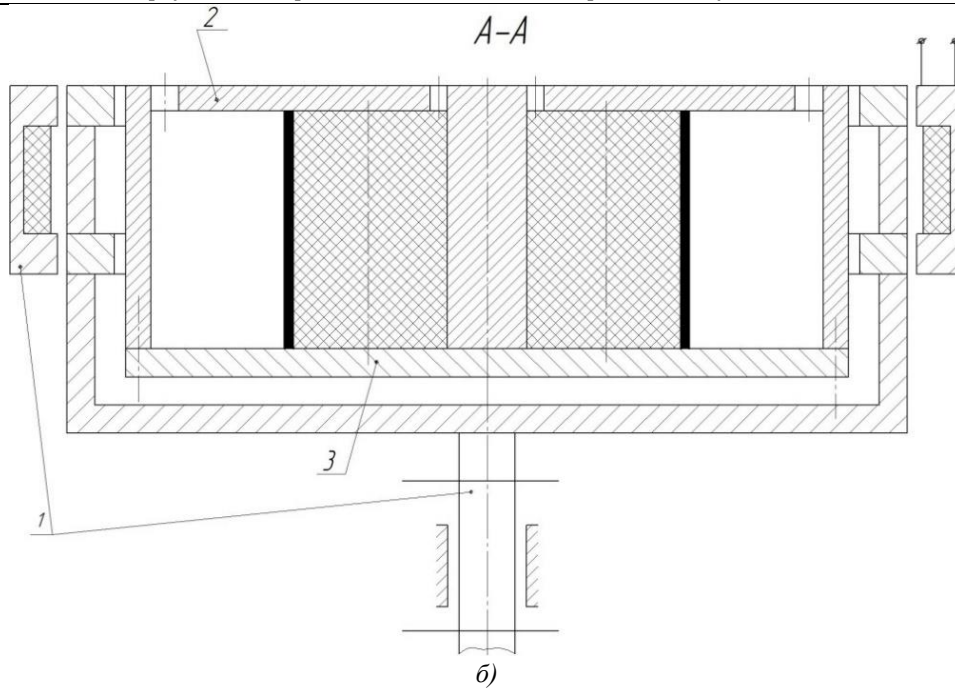


Рис. 1. – Гідронасос на базі дезаксиального механізму типу роломайт

а) Фронтальний вид насосу, б) переріз А-А:

1 – електромагніт; 2, 3 – корпус насосу; 4 – замкнута діелектрична стрічка; 5 – розподільчі ролики; 6 – робочі ролики з діелектричного матеріалу; 7 – нерухомий шип; 8 – робочий ролик з феромагнітного матеріалу.

### 5. Розрахунок залежності кутів положення роликів від кута повороту феромагнітного ролика

Для розробки алгоритму зведення мас необхідно знати залежність положення ведених

роликів від кута повороту феромагнітного ролика. Розглянемо рис. 2, на якому зображено геометричні параметри механізму.

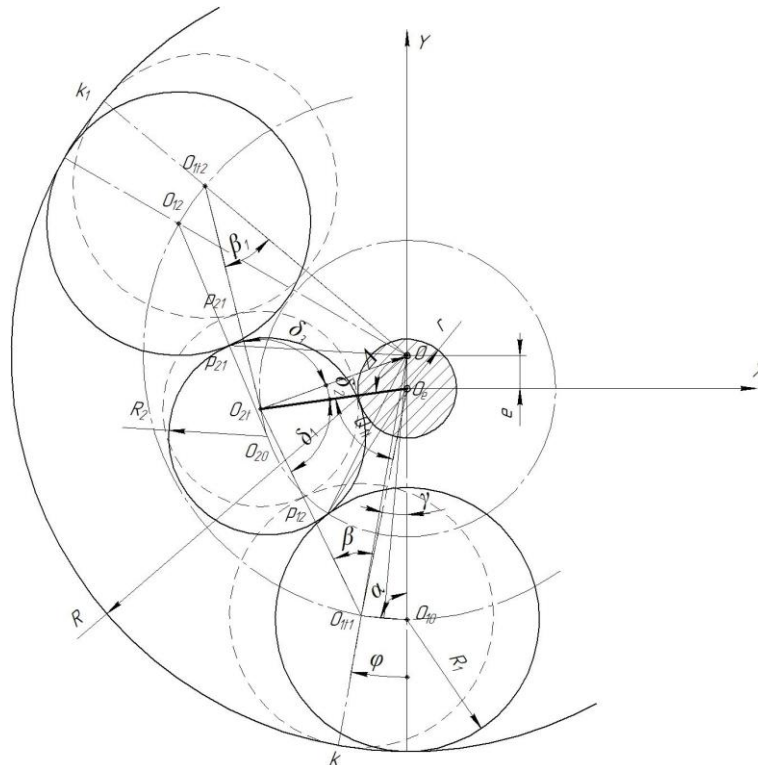


Рис. 2. Схема розрахунку залежності кутів положення роликів від кута повороту феромагнітного ролика

З трикутника  $OO_{1t1}O_{10}$  можна визначити кут  $\alpha$  за формулою:

$$\alpha = \frac{180^\circ - \varphi^0}{2},$$

де  $\varphi$  – узагальнена координата, за яку прийнятий кут обертання осі  $O_{10}$  феромагнітного опорного ролика;

$$O_{1t1}O_e = \sqrt{(O_{1t1}O_{10})^2 + (O_eO_{10})^2 - 2 \cdot (O_{1t1}O_{10}) \cdot (O_eO_{10}) \cdot \cos \alpha}$$

$$\text{де } (O_eO_{10}) = R - R_1 - e;$$

та кут між початковим та біжучим положеннями центра феромагнітного ролика відносно центра шипа  $O_e$

$$\gamma = \arcsin \frac{(O_{1t1}O_{10}) \sin \alpha}{(O_{1t1}O_e)}.$$

Розглянемо трикутник  $O_eO_{2t}O_{1t1}$  з метою визначення таких кутів:

$$Q_{1t} = \arccos \frac{(O_{2t}O_e)^2 + (O_{1t1}O_e)^2 - (O_{1t1}O_{2t})^2}{2 \cdot (O_{2t}O_e) \cdot (O_{1t1}O_e)},$$

$$O_{2t}O = \sqrt{(O_eO)^2 + (O_eO_{2t})^2 - 2 \cdot (O_eO) \cdot (O_eO_{2t}) \cdot \cos \Delta},$$

$$\text{де: } (O_eO) = e; (O_eO_{2t}) = R_2 + r; \Delta = 180 - (Q_{1t} + \gamma);$$

і кут  $\delta_2$  – кут розташування біжучого центра сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним опорним роликом, відносно міжосьової лінії  $O_eO_{2t}$

$$\delta_2 = \arcsin \frac{(OO_e) \sin \Delta}{(OO_{2t})}.$$

Нарешті, з трикутника  $OO_{2t}O_{1t2}$  визначимо кут розташування лінії центра неферомагнітного опорного ролика

$$\beta_1 = \arccos \frac{(O_{1t2}O_{2t})^2 + (O_{1t1}O)^2 - (O_{2t}O)^2}{2 \cdot (O_{1t2}O_{2t}) \cdot (O_{2t}O)},$$

$$\text{де } (O_{1t1}O_{2t}) = R_2 + R_1, (O_{1t2}O) = R - R_1,$$

та кут  $\delta_3$

$$\delta_3 = \arcsin \frac{(OO_{1t2}) \sin \beta_1}{(OO_{2t})}. \quad (18)$$

## 6. Загальний зведений момент інерції насосу

При визначенні загального зведеного моменту інерції дезаксіального МРТ знехтуємо масою стрічки внаслідок її малізни у порівнянні з масою найменшого ролика.

Власна маса вхідного опорного феромагнітного ролика 8 як суцільного тіла дорівнює

і довжину сторони  $O_{1t1}O_{10}$

$$O_{1t1}O_{10} = \frac{OO_{1t1} \sin \varphi}{\sin \alpha},$$

де  $OO_{1t1} = R - R_1$ .

З трикутника  $O_eO_{1t1}O_{10}$  маємо сторону  $O_{1t1}O_e$  – відстань від центра шипа до біжучого положення осі обертання феромагнітного ролика

$$\text{де: } (O_eO_{2t}) = R_2 - e; (O_{1t1}O_{2t}) = R_2 + R_1,$$

$$\delta_1 = \arcsin \frac{(O_{1t1}O_e) \sin Q_{1t}}{(O_{1t1}O_{2t})};$$

$$\beta = 180^\circ - Q_{1t} - \delta_1.$$

З трикутника  $O_eO_{2t}O$  визначається відстань від біжучого положення сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним роликом, до початку координат  $O_{2t}O$  та кут  $\Delta$  біжучого положення міжосьової лінії сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним роликом, і центром шипа  $O_e$ :

$$m_\Phi = \frac{\pi R_1^2 l \gamma}{g}, \quad (19)$$

а його момент інерції

$$J_\Phi = \frac{\pi R_1^4 l \gamma}{2g}, \quad (20)$$

де:  $l$  – довжина ролика;

$\gamma$  – питома вага його матеріалу;

$g$  – прискорення вільного падіння.

Для зведеного моменту інерції феромагнітного ролика з умови зведення маємо

$$J_\Phi^{зв} = m_\Phi \frac{v_{01}^2}{\omega^2} + J_\Phi \frac{\omega_1^2}{\omega^2}, \quad (21)$$

де  $v_{01} = \omega \cdot (R - R_1)$  – лінійна швидкість руху центра ролика навколо точки  $O$  – початку системи координат;

$\omega$  – вхідна кутова швидкість ролика 8 навколо точки  $O$ ;

$\omega_1 = \frac{R-R_1}{R_1} \cdot \omega$  – кутова швидкість обертання

опорного ролика 8 навколо точки  $O$ , оскільки відповідно до рисунку 2 цей ролик обертається за стрілкою годинника.

Якщо напрям руху вхідного ролика буде протилежним, тоді  $\omega_1 = \frac{R_1-R}{R_1} \cdot \omega$

Після підстановки та перетворень отримуємо

$$J_{\Phi}^{3B} = \frac{1.5\pi R_1^2 l y}{g} \cdot (R - R_1)^2 = 1.5m_{\Phi} \cdot (R - R_1)^2. \quad (22)$$

Для визначення зведеного моменту інерції маси одного з ферромагнітних опорних роликів при переміщенні його центру обертання з положення  $O_1$  в положення  $O_{11t}$  (рис.2) знаходимо

$$\psi = \varphi + \beta + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \beta_1 - \arccos \left[ \frac{e^2 + (R - R_1)^2 - (O_{1t2}O_e)^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right] - \arccos \left[ \frac{e^2 + (r - R_2)^2 - (O_{20}O_e)^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right],$$

де

$$OO_{20} = e^2 + (r + R)^2 - 2 \cdot e \cdot (r + R) \cdot \frac{e^2 + (r + R)^2 - (e + R - R_1)^2 - (R_1 + R_2)^2}{2 \cdot [e + (r + R) + (e + R - R_1) - (R_1 + R_2)]}$$

Кут обертання  $\psi_1$  самого ролика

$$\psi_1 = \frac{\psi \cdot (R - R_1)}{R_1}$$

Тоді вказана складова загального зведеного моменту інерції двох ферромагнітних опорних роликів можна визначити за формулою

$$J_{\Pi 1} = 2m_0(R - R_1)^2 \left( \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)^2$$

Складова частина зведеного моменту інерції від двох сепаруючих роликів (рисунок 3), які контактують з ферромагнітним роликом, визначаємо за формулою:

$$J_{2k}^{3B} = 2m_c \left[ \left( \frac{\partial O_{2t}O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left( \frac{\partial \psi_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right]$$

де:  $m_i$ - маса опорних і сепаруючих роликів,

$\psi_4$ - кут обертання сепаруючого ролика.

Для визначення кута  $\psi_4$  необхідно з трикутника  $O_eO_{20}O_{10}$  визначити спочатку кут  $\theta_{21t}$  так:

$$\theta_{21t} = \arccos \left( \frac{(O_eO_{10})^2 + (O_eO_{20})^2 - (O_{20}O_{10})^2}{2 \cdot (O_eO_{10}) \cdot (O_eO_{20})} \right)$$

По ньому визначаємо кут обертання центра ролика  $O_2$

$$\psi_3 = (\theta_{1t} + \gamma) - \theta_{1t}$$

Тоді обертання  $\psi_4$  сепаруючого ролика знайдемо з формули Вілліса

$$\frac{\psi_4}{\psi_3} = - \left( 1 + \frac{r}{R_2} \right) \Rightarrow \psi_4 = -\psi_3 \cdot \left( \frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

Якщо напрям руху ланки зведення буде направлений протилежно до ходу стрілки годинника, тоді

$$\psi_4 = \psi_3 \cdot \left( \frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

Складову зведеного моменту інерції від сепаруючого ролика, який не контактує з ферромагнітним роликом, визначимо за формулою

$$J_{22k}^{3B} = 2m_{\Pi} \left[ \left( \frac{\partial O_{3t}O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left( \frac{\partial \psi_6}{\partial \varphi} \right)^2 \right]$$

де кут оберту розглядуваного ролика дорівнює

$$\psi_6 = -\psi_5 \cdot \left( \frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

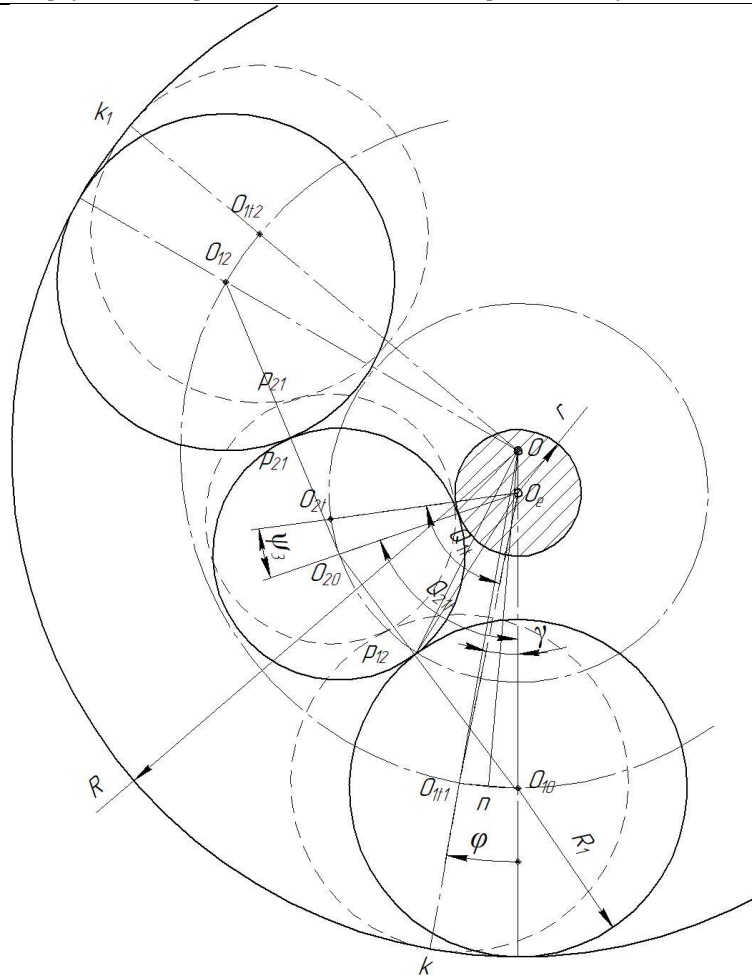


Рисунок 3 – Розрахункова схема визначення кута  $\psi_3$

Кут  $\psi_5$  - переміщення центра сепаруючого ролика з положення  $O_{30}$  в положення  $O_{3t}$  (рисунок 4) дорівнює  $\psi_5 = \psi_{55} + \mu - \psi_{35} - \psi_{31}$  де складові кутів знайдені так:

$$\psi_{55} = \arccos \left( \frac{(O_e O_{1t2})^2 + (O_e O_{3t})^2 - (O_{3t} O_{1t2})^2}{2 \cdot (O_e O_{1t2}) \cdot (O_e O_{3t})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{3t})$$

де

$$O_e O_{1t2} = \sqrt{(O_e O_{2t})^2 + (O_{2t} O_{1t2})^2 - 2 \cdot (O_e O_{2t})^2 \cdot (O_{2t} O_{1t2})^2 \cdot \cos(\delta_2 + \delta_3)} \quad (3 \Delta O_e O_{2t} O_{1t2})$$

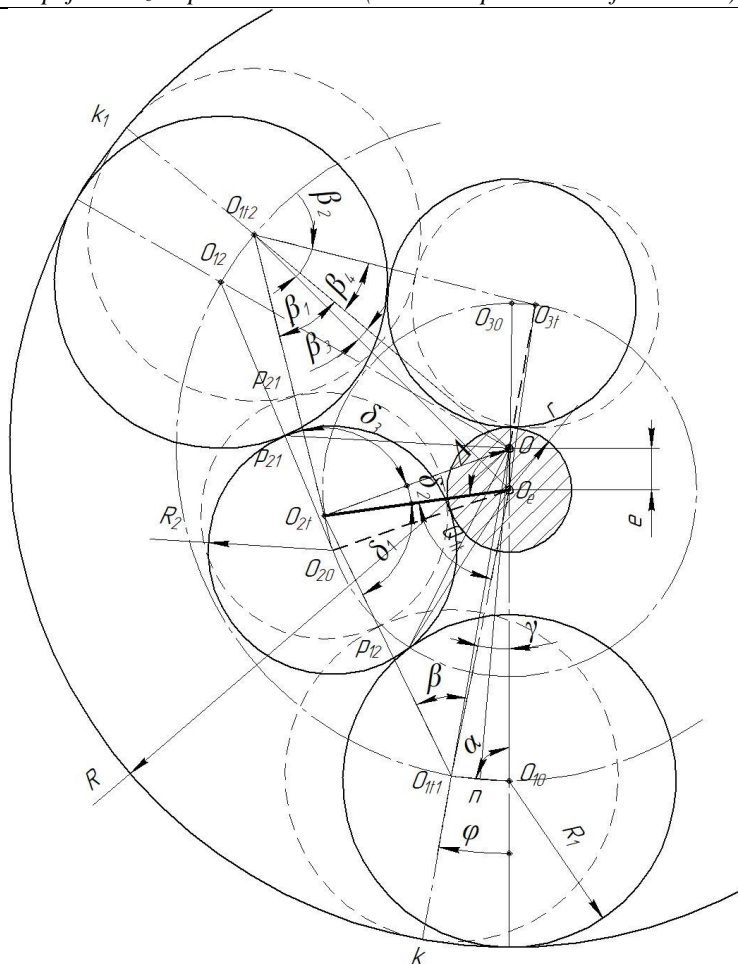


Рисунок 4 – Розрахункова схема визначення кута  $\psi_5$

$$\psi_{55} = \arccos \left( \frac{(O_e O_{12})^2 + (O_{20} O_e)^2 - (O_{20} O_{12})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_{20} O_e)} \right)$$

$$O_e O_{12} = \sqrt{(O_{12} O_{20})^2 + (O_e O_{20})^2} \quad (3 \Delta O_{12} O_e O_{20})$$

$$\psi_{35} = \arccos \left( \frac{(O_e O_{12})^2 + (O_e O_{30})^2 - (O_{12} O_{30})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_e O_{30})} \right) \quad (3 \Delta O_{12} O_e O_{30})$$

$$\mu = \arccos \left( \frac{(O_e O_{20})^2 + (O_e O_{1t2})^2 - (O_{12t} O_{20})^2}{2 \cdot (O_e O_{20}) \cdot (O_e O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{20})$$

Змінну відстань руху центру обертання ролика  $O_2$  навколо  $O$  визначаємо за теоремою косинуса з  $\Delta OO_{1t2}O_{3t}$ :

$$OO_{3t} = \sqrt{(OO_{1t2})^2 + (O_{1t2}O_{3t})^2 - 2 \cdot (OO_{1t2}) \cdot (O_{1t2}O_{3t}) \cdot \cos(\beta_4)}$$

де  $\beta_4 = \beta_2 - \beta_3$

$$\beta_2 = \arccos \left( \frac{(O_e O_{1t2})^2 + (O_{3t} O_{1t2})^2 - (O_e O_{3t})^2}{2 \cdot (O_e O_{1t2}) \cdot (O_{3t} O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{3t})$$

$$\beta_3 = \arccos \left( \frac{(OO_{1t2})^2 + (O_e O_{1t2})^2 - (O_e O)^2}{2 \cdot (OO_{1t2}) \cdot (O_e O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_e O O_{1t2})$$

Загальний зведений момент інерції насосу буде являти собою суму моментів інерції

$$J_{\text{нас}}^{3B} = J_{\Phi}^{3B} + J_{\Pi 1} + J_{2k}^{3B} + J_{22k}^{3B}$$



Наведений алгоритм реалізуємо за допомогою середовища MATHCAD і отримуємо значення наведених моментів інерції та їх суму. Зміну зведеного моменту інерції відобразимо на графіку (рисунк 5, 6 і 7).

$$RR := 0.12 \quad R1 := 0.04 \quad R2 := 0.0293 \quad r := 0.015 \quad e := 0.01 \quad R11 := 0.08$$

$$m\pi := 0.5 \quad m_o := 0.5 \quad m_c := 0.3 \quad m\phi := 0.3 \quad R_{\text{сум}} := RR$$

$$\phi_0 := 0 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{-Кут нульового положення}$$

$$x := 0, \frac{\pi}{6.5} .. 2\pi$$

$$\phi_1(x) := x + \phi_0 \quad \text{- Кут зміни положення механізму}$$

Рисунок 5 – Вхідні дані для розрахунку зведеного моменту інерції.

$\frac{\phi_1(x)}{\text{deg}} =$	$J\phi = 0.00288$	$J\pi_1(x) =$	$J_c(x) =$	$J_k(x) =$
0		0.09	0.000387	0.00000126
27.69		0.09	0.0003353	0.00000084
55.38		0.06	0.0003104	0.00000128
83.08		0.14	0.0003016	0.00000199
110.77		0.07	0.0003007	0.0000011
138.46		0.11	0.0003039	0.00000099
166.15		0.1	0.0003082	0.00000038
193.85		0.08	0.0003158	0.00000038
221.54		0.07	0.0003396	0.00000099
249.23		0.05	0.000389	0.00000125
276.92		0.08	0.000448	0.00000079
304.62		0.09	0.000478	0.00000093
332.31		0.09	0.0004505	0.00000125
360		0.09	0.000387	0.00000126

Рисунок 6 – Числові значення

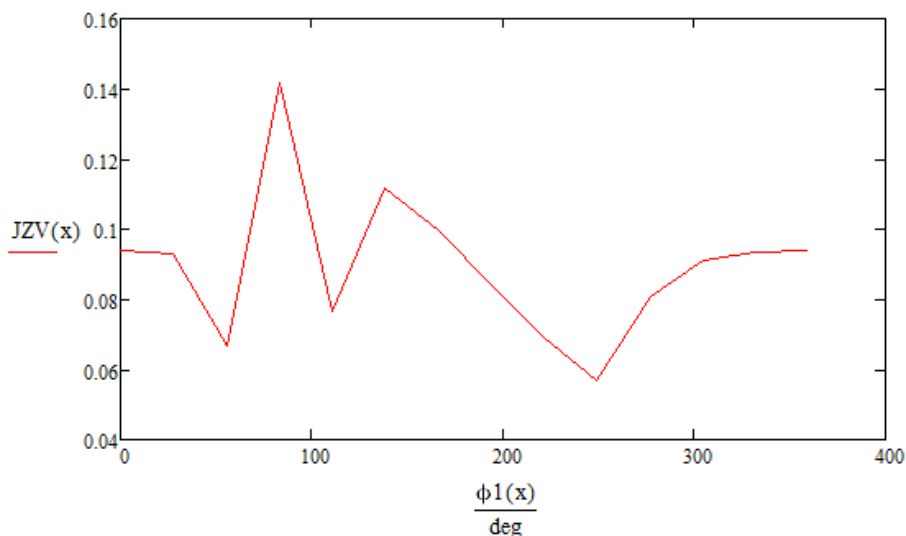


Рисунок 7 – Графік зміни сумарного моменту інерції в залежності від кута повороту.

Як видно з наведеного графіку найбільша величина зведеного моменту припадає на куті  $83^{\circ}$ .

### 7. Висновки

1. Розроблено алгоритм зведення мас до вхідної ланки, яка здійснює плоско-паралельний рух, на базі гідравлічного насоса з механізмом типу роламайт.

2. Зведення мас розглянутого насоса до ланки, яка рухається плоско-паралельно, спрощується, якщо за узагальнену координату прийняти кут обертання її центра мас в абсолютному русі.

3. Постійна частина зведеного моменту інерції ланки зведення складається з двох доданків: від абсолютного і відносного рухів.

4. У розглянутому насосі з приводним феромагнітним роликом 8, який рухається плоско-паралельно, два інші опорні ролики 6 вносять кожний рівну долю в загальний зведений момент інерції механізму. Так само доля кожного з сепаруючих роликів, які контактують з приводним феромагнітним роликом, є однаковою та відрізняється від такої для сепаруючого ролика, що контактує з опорними неферомагнітними роликами.

5. Наведено графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення.

### Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин, - М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24. Електромагнітний гідронасос кочення [Текст]/Воробйов М.С., Прокопенко Д.П.; патентовласник Івано-Франківський національний університет нафти і газу. заяв.05.03.00; опуб. 10.03.15. Бюл. №5.

УДК 504/510

3. Е. Н. Хозина, А. Н. Гаврилов, В. А. Макаров. О приведении масс и моментов инерции к ведущему звену рычажно-стержневого механизма. Сборник научных трудов семинара «Современные технологии в горном машиностроении». – М.: НИТУ «МИСиС». – 2015. – 255 с.

4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1988. 640 с.

5. Vorobyov, M. and Prokopenko, D., 2018. Hydraulic pump based on the rolamite mechanism. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, 4(1), pp.105–115.

6. Бычков М. В., Ладиков С. А. Методические особенности решения задач по динамике механизмов [Электронный ресурс] // Огарев-online. Раздел "Педагогические науки". – 2015. – №14

8. Petrescu, F.I., Apicella, A., Aversa, R., Petrescu, R.V., Calautit, J.K., Mirsayar, M. and Riccio, A. Something about the mechanical moment of inertia. American Journal of Applied Sciences, 2016, 13(11).

9. P. S. S. Murthy, A. Satyadevi, A. Gopala Krishna and K. Eswaraiah. Mass Distribution in a Spatial Mechanism to Reduce Shaking Moment. Indian Journal of Science and Technology. 2016, 9(41).

10. Bulatović, Ž.M., Tomić, M.V., Knežević, D.M. and Cvetić, M.R., 2011. Evaluation of variable mass moment of inertia of the piston–crank mechanism of an internal combustion engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 225(5), pp.687-702.

11. Wilkes, D. F. Roller-band devices. US Patent US3452309A (1969).

12. Cadman, R. V. Rolamite-geometry and force analysis. J. Eng. Ind. 91, 186–191 (1969). Wilkes, D. F. Roller-band devices. US Patent US3452309A (1969).

**I. Rabosh**

*PhD*

**O. Kofanova**

*Prof.*

*National Technical University of Ukraine  
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"*

## TECHNOGENIC LOAD ON THE URBAN AREA FROM THE SIDE OF THE OBJECTS OF THE MOTOR TRANSPORT COMPLEX (FOR EXAMPLE, THE CITY OF KIEV)

**Рабощ І. А.**

*аспірант кафедри інженерної екології*

**Кофанова Е. В.**

*д-р. пед. наук, канд. хім. наук, проф.*

*кафедри інженерної екології*

*Національний технічний університет України*

*«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»*

*Київ, Україна*

## ТЕХНОГЕННАЯ НАГРУЗКА НА УЧАСТОК ГОРОДСКОГО РАЙОНА СО СТОРОНЫ ОБЪЕКТОВ АВТОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА (НА ПРИМЕРЕ ГОРОДА КИЕВА)

**Annotation.** The work considers a section of the district in the city of Kiev, on which ATK facilities have a dangerous environmental impact. The relevance of the work is determined by the increase in the technogenic load