



УДК 621.879.31:622.234

## УНІВЕРСАЛЬНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ЩЕЛЕПНОГО ТИПУ ДЛЯ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА

М.Г. Діктерук<sup>1</sup>, М.М. Балака<sup>2</sup>, О.А. Марченко<sup>3</sup>

<sup>1</sup>кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматизації технологічних процесів, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

<sup>2,3</sup>асистент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, e-mail: [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)

**Анотація.** Для одноківшевого екскаватора розроблено універсальний робочий орган щелепного типу, який поєднує гідромолот і грейферне обладнання. Застосування даного робочого органу дозволяє розширити область ефективного використання одноківшевих екскаваторів у різноманітних ґрунтових і технологічних умовах за рахунок зниження енергоємності процесу розробки робочого середовища.

*Ключові слова:* одноківшевий екскаватор, робочий орган щелепного типу, гідромолот, грейферний ківш, паралелограмна навіска, технологічні умови.

## UNIVERSAL OPERATING ELEMENT OF A JAW-TYPE POWER SHOVEL

Mykhaylo Dykteruk<sup>1</sup>, Maxim Balaka<sup>2</sup>, Oleksandr Marchenko<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Candidate of Technical Science, Associate Professor of Technological Processes Automation Department, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

<sup>2,3</sup>Assistant of Building Machinery Department, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, e-mail: [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)

**Abstract.** The universal operating element jaw-type that combines hydrohammer and clamshell equipment for power shovel is developed. The application of this operating element allows to expand the effective use of shovels in the various ground and process conditions by reducing the energy intensity of the development process a working environment.

*Keywords:* power shovel, operating element jaw-type, hydrohammer, clamshell bucket, parallelogram suspension, process conditions.

**Вступ.** В сучасному будівництві і реконструкції промислово-цивільних об'єктів все більшого застосування знаходить високоефективна вітчизняна і закордонна будівельна техніка. Велике значення у вирішенні проблем створення високоефективної техніки має рівень і активність проектно-конструкторських і науково-дослідних робіт, спрямованих на зниження матеріалоемності, енергоємності та покращення техніко-економічних показників машин [1]. Використання нових технічних рішень є важливим напрямом підвищення ефективності будь-якої техніки, зокрема, одноківшевих гідравлічних



екскаваторів. Тому проектування до них навісного обладнання з широкими технологічними можливостями і прийнятною складністю конструкції без зменшення надійності під час експлуатації є актуальною задачею.

**Мета роботи.** Розробка спеціальної конструкції універсального робочого органу щелепного типу для одноківшевого гідравлічного екскаватора.

**Матеріал та результати досліджень.** В якості базової машини вибраний повноповоротний одноківшевий гусеничний екскаватор ET-14 [2], який використовується в будівельній і гірничодобувній галузях промисловості. Поворотна платформа уніфікована з пневмоколісним екскаватором EK-14. Короткий гусеничний хід забезпечує перевезення екскаватора на стандартному трейлері з встановленням гусеничного ходу перпендикулярно трейлеру. Одноківшевий екскаватор ET-14 призначений для розробки котлованів, траншей, кар'єрів у ґрунтах I...IV категорій, завантаження і розвантаження сипучих матеріалів, розпушених скельних порід і мерзлих ґрунтів.

На основі технічного рішення [3] до екскаватора розроблено універсальний робочий орган щелепного типу, який поєднує гідравлічний молот і грейферне обладнання. Робочий орган (рис. 1) містить підвісну раму 1, на якій встановлено гідромолот 2 зі змінним робочим інструментом 3, наприклад, конусною пікою. З підвісною рамою 1 за допомогою паралелограмних навісок 4 шарнірно з'єднані два грейферних ковша 5, які розташовано по обидві сторони підвісної рами 1. Кожна з паралелограмних навісок 4 складається з верхньої 6 і нижньої 7 тяг, які з одного боку шарнірно з'єднані з підвісною рамою 1, а з іншого боку – із штангою 8, та гідроциліндра 9, який шарнірно з'єднаний з верхньою тягою 6 і підвісною рамою 1. Керування режимом опускання чи піднімання грейферних ковшів 5 здійснюється за допомогою гідроциліндрів 9, які утворюють діагоналі паралелограмних навісок 4. Зусилля на гідроциліндрах 9 зменшуються за рахунок використання тяг і важелів. Поворот грейферних ковшів 5 здійснюється гідроциліндрами 10, які шарнірно встановлені між штангами 8 і ковшами 5.

Конструкція робочого органу дозволяє виконувати технологічні операції декількома способами з використанням: тільки гідромолота при максимально піднятих грейферних ковшах; тільки грейферним обладнанням; за принципом спільної, але поетапної роботи обох виконавчих елементів.

Робочий орган щелепного типу, який шарнірно закріплений на рукояті екскаватора, в залежності від вильоту стріли повертається у перпендикулярну площину до робочого середовища. Ця умова повинна постійно виконуватись як при роботі грейферним обладнанням, так і гідромолотом. Потім стріла опускається на висоту захоплення грейфером або удару гідромолотом. Після чого виконується технологічний процес згідно норм і правил безпеки при роботі грейферним обладнанням і гідромолотом.

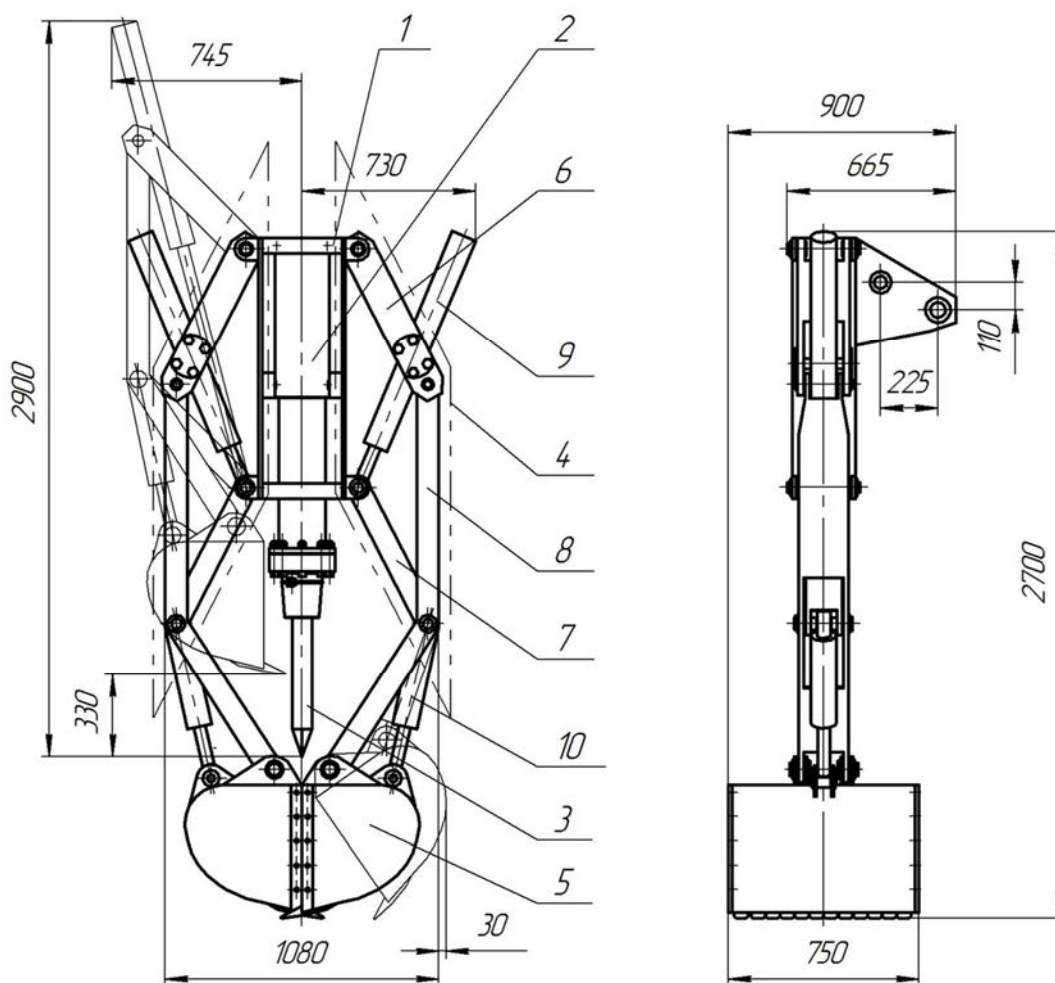


Рисунок 1 – Робочий орган щелепного типу: 1 – підвісна рама; 2 – гідромолот; 3 – конусна піка; 4 – паралелограмна навіска; 5 – рейферний ківш; 6, 7 – верхня і нижня тяги; 8 – штанга; 9, 10 – гідроциліндри тяги і ковша

Приймаємо гідравлічний молот ГПМ-120 з енергією одиничного удару 1200 Дж і частотою ударів 150...180 хв<sup>-1</sup>, який призначений для розпушення мерзлих і міцних ґрунтів, розкриття асфальтобетонних покриттів, дроблення негабаритів, ущільнення талих ґрунтів та інших видів робіт за температури навколишнього повітря -40...40 °С [4]. Конструкцією гідромолота передбачено можливість його оснащення наступними видами робочого інструменту: клином, конусною пікою і трамбувальною плитою.

Перевіряємо відповідність гідравлічного обладнання екскаватора ЕТ-14 для роботи гідромолотом, за тиском  $P$  і подачею робочої рідини  $Q$ :

$$k_p = \frac{P_{\text{ЕКС}}}{P_{\text{ГМ}}} = \frac{28}{15} = 1,87 > k_B = 1,2; \quad k_Q = \frac{Q_{\text{ЕКС}}}{Q_{\text{ГМ}}} = \frac{248}{120} = 2,07 > k_B = 1,2,$$

де  $P_{\text{ЕКС}}$ ,  $P_{\text{ГМ}}$  – відповідно тиск у гідросистемі базової машини,  $P_{\text{ЕКС}} = 28$  МПа [2] і тиск, необхідний для роботи гідромолотом,  $P_{\text{ГМ}} = 15$  МПа [4];  $Q_{\text{ЕКС}}$ ,  $Q_{\text{ГМ}}$  – відповідно подача робочої рідини гідравлічним обладнанням базової ма-



шини,  $Q_{EKC} = 248$  л/хв [2] і для роботи гідромолотом,  $Q_{ГМ} = 120$  л/хв [4];  $k_p, k_Q$  – відповідно співвідношення робочих тисків і подач робочої рідини базової машини і гідромолота;  $k_B$  – коефіцієнт відповідності,  $k_B = 1,2$  [1, 4].

Отже, технічні характеристики вибраного гідромолота ГПМ-120 цілком відповідають робочим параметрам гідравлічного обладнання екскаватора ET-14, причому з достатнім запасом надійності під час експлуатації.

Слід зазначити, що грейферні ковші оснащуються по п'ять зубів кожен, а переріз прорізу під час просування зубів під гребнями на поверхні масиву ґрунту є типовим [1, 5]. Тому розрахунок сил різання ковшем виконано за методикою [5] і в роботі не розглядається. З розрахунку випливає наступне: площі перерізу перед передніми гранями зубів і бокових розширень перерізу зрізу становлять відповідно  $S_{П} = 0,041$  м<sup>2</sup> і  $S_{БОК} = 0,076$  м<sup>2</sup>; сили різання, прикладені до передніх граней зубів і до площадок зносу зубів відповідно  $F_{П.Г} = 16,85$  кН і  $F_{ПЛ} = 3,58$  кН; максимальна і нормальна сили копання ґрунту грейферним ковшем відповідно  $F_{КОП} = 25,9$  кН і  $N_{КОП} = 7,3$  кН.

Розрахунок діючих зусиль у шарнірі 1 повороту грейферного ковша виконуємо за схемою (рис. 2, а) з такими вихідними даними: дотичне зусилля на копання ґрунту  $F_D = F_{КОП} = 25,9$  кН, нормальне зусилля на копання ґрунту  $F_H = N_{КОП} = 7,3$  кН, геометричні параметри навантажень  $\alpha = 24^\circ$  і  $\beta = 66^\circ$ .

Складаємо рівняння рівноваги моментів відносно шарніру 1:

$$\sum M_1 = 0; \quad F_{ГЦК} \cdot 0,17 - F_D \cdot 0,57 = 0;$$

$$F_{ГЦК} = F_D \cdot 0,57 / 0,17 = 25,9 \cdot 0,57 / 0,17 = 86,84 \text{ кН.} \quad (1)$$

Зусилля, що діє на шток гідроциліндра повороту грейферного ковша, з урахуванням коефіцієнта динамічності  $k_d = 1,5$  [1], складає

$$F'_{ГЦК} = k_d \cdot F_{ГЦК} = 1,5 \cdot 86,84 = 130,26 \text{ кН.} \quad (2)$$

Розраховуємо діаметр поршня гідроциліндра за формулою

$$D_{ГЦК} = \sqrt{\frac{4 \cdot F'_{ГЦК}}{\pi \cdot P_{EKC}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 130,26 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28}} = 76,98 \text{ мм.} \quad (3)$$

Приймаємо діаметр поршня гідроциліндра повороту ковша 80 мм [1].

Розглянемо рівновагу всіх сил у шарнірі 1 відносно осей X і Y:

$$\sum X_1 = 0; \quad R_{X1} + F_D \cdot \cos \alpha - F_H \cdot \cos \beta - F_{ГЦК} \cdot \cos \gamma = 0;$$

$$R_{X1} = -F_D \cdot \cos \alpha + F_H \cdot \cos \beta + F_{ГЦК} \cdot \cos \gamma;$$

$$R_{X1} = -25,9 \cdot \cos 24^\circ + 7,3 \cdot \cos 66^\circ + 86,84 \cdot \cos 70^\circ = 9,01 \text{ кН.} \quad (4)$$

$$\sum Y_1 = 0; \quad R_{Y1} + F_D \cdot \sin \alpha + F_H \cdot \sin \beta - F_{ГЦК} \cdot \sin \gamma = 0;$$

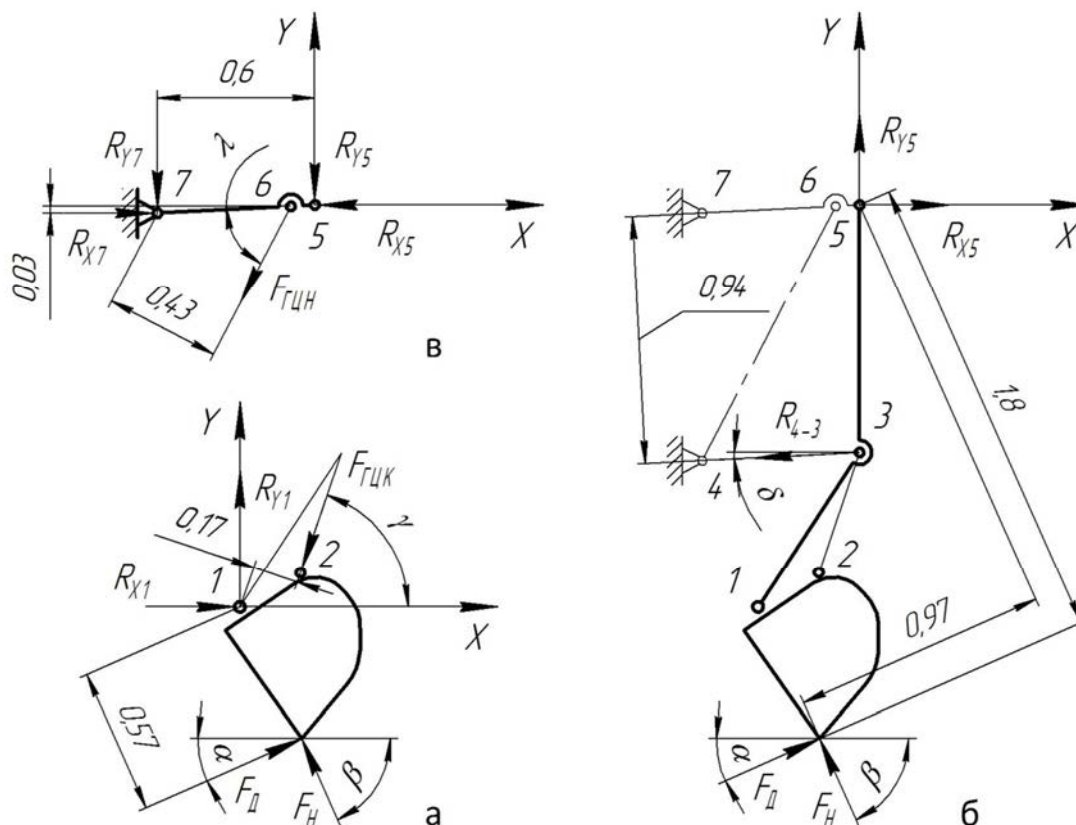


Рисунок 2 – Розрахункова схема діючих зусиль у шарнірах 1 (а) повороту ковша, 5 (б) і 7 (в) при середньому положенні паралелограмної навіски

$$R_{Y1} = -F_D \cdot \sin \alpha - F_H \cdot \sin \beta + F_{ГЦК} \cdot \sin \gamma ;$$

$$R_{Y1} = -25,9 \cdot \sin 24^\circ - 7,3 \cdot \sin 66^\circ + 86,84 \cdot \sin 70^\circ = 64,4 \text{ кН}, \quad (5)$$

де  $\gamma$  – кут між вектором зусилля на штоку гідроциліндра повороту грейферного ковша і горизонтальною прямою,  $\gamma = 70^\circ$ .

Розрахунок паралелограмної навіски (див. рис. 1) грейферного обладнання виконуємо для декількох положень: у двох крайніх з мінімальними плечима дій сил на керуючому гідроциліндрі та у середньому положенні.

Розрахунок діючих зусиль в елементах паралелограмної навіски при її середньому положенні виконуємо за схемою, що наведено на рис. 2.

Реакції в тязі 4-3 визначаємо з рівняння рівноваги моментів відносно шарніру 5 (рис. 2, б):

$$\sum M_5 = 0; \quad R_{4-3} \cdot 0,94 - F_D \cdot 1,8 + F_H \cdot 0,97 = 0;$$

$$R_{4-3} = (F_D \cdot 1,8 - F_H \cdot 0,97) / 0,94 = (25,9 \cdot 1,8 - 7,3 \cdot 0,97) / 0,94 = 42,06 \text{ кН}. \quad (6)$$

Розглянемо рівновагу всіх сил у шарнірі 5 відносно осей X і Y:

$$\sum X_5 = 0; \quad R_{X5} + F_D \cdot \cos \alpha - F_H \cdot \cos \beta - R_{4-3} \cdot \cos \delta = 0;$$

$$R_{X5} = -F_D \cdot \cos \alpha + F_H \cdot \cos \beta + R_{4-3} \cdot \cos \delta ;$$

$$R_{X5} = -25,9 \cdot \cos 24^\circ + 7,3 \cdot \cos 66^\circ + 42,06 \cdot \cos 3^\circ = 21,31 \text{ кН}. \quad (7)$$



$$\begin{aligned} \sum Y_5 &= 0; \quad R_{Y5} + F_D \cdot \sin \alpha + F_H \cdot \sin \beta - R_{4-3} \cdot \sin \delta = 0; \\ R_{Y5} &= -F_D \cdot \sin \alpha - F_H \cdot \sin \beta + R_{4-3} \cdot \sin \delta; \\ R_{Y5} &= -25,9 \cdot \sin 24^\circ - 7,3 \cdot \sin 66^\circ + 42,06 \cdot \sin 3^\circ = -15 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (8)$$

де  $\delta$  – кут між вектором сили на тязі 4-3 і горизонтальною прямою,  $\delta = 3^\circ$ .

Складаємо рівняння рівноваги моментів відносно шарніру 7 (рис. 2, в):

$$\begin{aligned} \sum M_7 &= 0; \quad F_{ГЦН} \cdot 0,43 + R_{Y5} \cdot 0,6 - R_{X5} \cdot 0,03 = 0; \\ F_{ГЦН} &= (-R_{Y5} \cdot 0,6 + R_{X5} \cdot 0,03) / 0,43; \\ F_{ГЦН} &= (-(-15) \cdot 0,6 + 21,31 \cdot 0,03) / 0,43 = 22,42 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (9)$$

Розглянемо рівновагу всіх сил у шарнірі 7 відносно осей X і Y:

$$\begin{aligned} \sum X_7 &= 0; \quad R_{X7} - R_{X5} - F_{ГЦН} \cdot \cos \lambda = 0; \\ R_{X7} &= R_{X5} + F_{ГЦН} \cdot \cos \lambda = 21,31 + 22,42 \cdot \cos 60^\circ = 32,52 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sum Y_7 &= 0; \quad -R_{Y7} - R_{Y5} - F_{ГЦН} \cdot \sin \lambda = 0; \\ R_{Y7} &= -R_{Y5} - F_{ГЦН} \cdot \sin \lambda = -(-15) - 22,42 \cdot \sin 60^\circ = -4,42 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $\lambda$  – кут між вектором зусилля на штоку гідроциліндра керування паралелограмною навіскою і горизонтальною прямою,  $\lambda = 60^\circ$ .

Розрахунки діючих зусиль в елементах паралелограмної навіски при її крайніх нижньому (рис. 3, а) і верхньому (рис. 3, б) положеннях виконуються аналогічно до розрахунку у середньому положенні, тому в роботі вони не представлені. Отримані значення зусиль зведено в таблицю 1.

У відповідності до розрахунків максимальне зусилля на штоку гідроциліндра керуванням паралелограмною навіскою виникає у крайньому нижньому положенні  $F_{ГЦН} = 38,38$  кН, тому розрахунок внутрішнього діаметра гідроциліндра виконуємо за умов навантаження штокової порожнини.

Таблиця 1 – Значення зусиль в елементах паралелограмної навіски

Положення	$R_{4-3}$ , кН	$R_{X5}$ , кН	$R_{Y5}$ , кН	$F_{ГЦН}$ , кН	$R_{X7}$ , кН	$R_{Y7}$ , кН
Середнє	42,06	21,31	-15,0	22,42	32,52	-4,42
Найнижче	84,13	21,37	-90,06	38,38	36,98	55,0
Найвище	58,84	21,63	23,67	-34,27	12,18	9,27

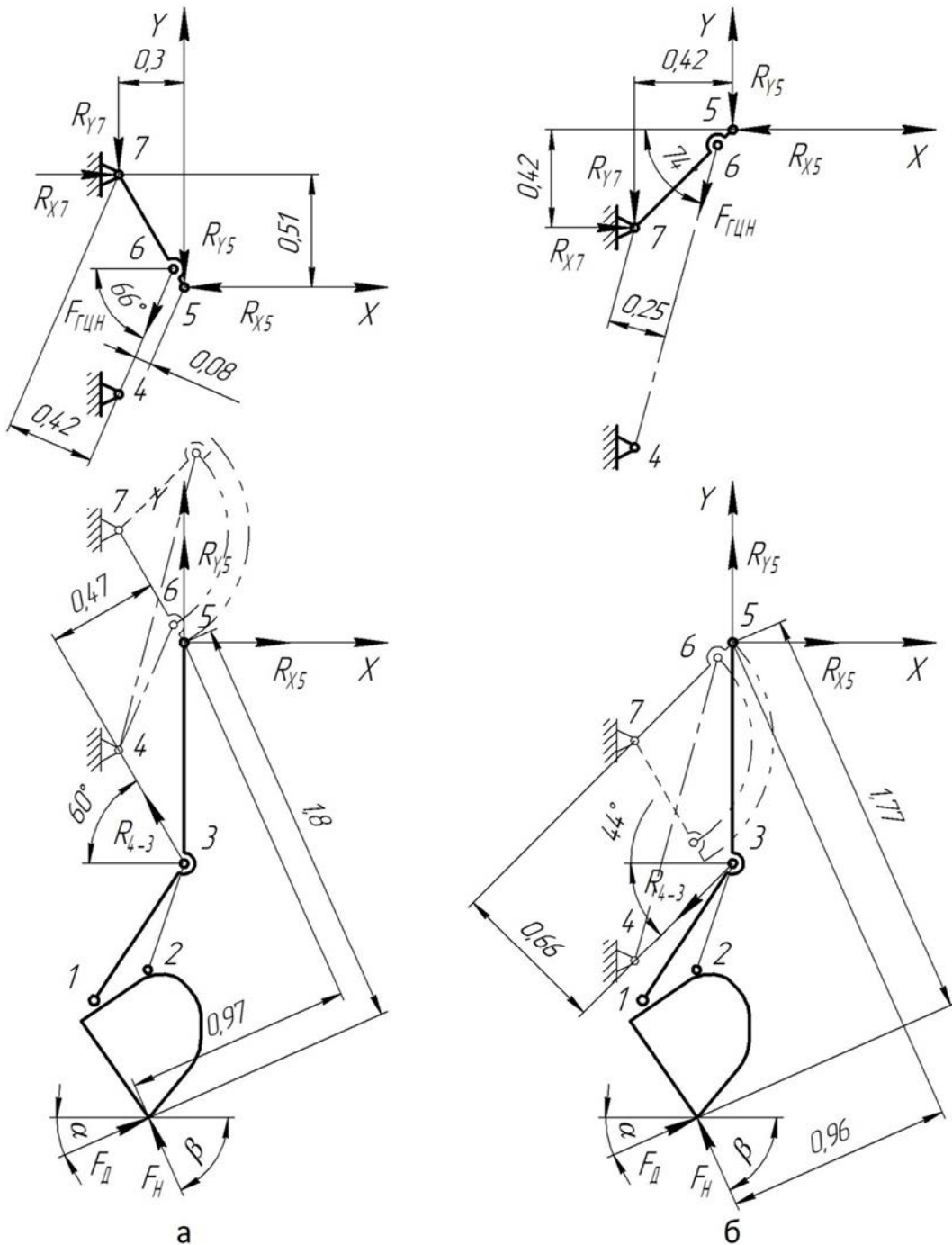


Рисунок 3 – Розрахункова схема діючих зусиль в елементах паралелограмної навіски при крайніх положеннях: а – нижньому; б – верхньому

Зусилля втягування штока гідроциліндра визначаємо за формулою

$$F'_{ГЦН} = \frac{\pi \cdot P_{ЕКС}}{4} \cdot (D_{ГЦН}^2 - d_{ГЦН}^2), \quad (12)$$

де  $D_{ГЦН}$ ,  $d_{ГЦН}$  – відповідно діаметри поршня і штока гідроциліндра.

Слід зазначити, що для гідроциліндрів з одностороннім штоком можна забезпечити рівність зусиль і швидкостей під час руху в обидві сторони. Для чого необхідно при висуванні штока робочу рідину подавати в обидві



порожнини гідроциліндра, а при втягуванні – тільки в штокову порожнину. При цьому відношення між діаметрами поршня і штока буде  $D/d = \sqrt{2}$  [1].

З урахуванням вище наведеного, вираз (12) прийме наступний вигляд

$$F'_{ГЦН} = \frac{\pi \cdot P_{ЕКС}}{4} \cdot \left( D_{ГЦН}^2 - \frac{D_{ГЦН}^2}{2} \right) = \frac{\pi \cdot P_{ЕКС} \cdot D_{ГЦН}^2}{8}. \quad (13)$$

Тоді діаметр поршня гідроциліндра розраховуємо за формулою

$$D_{ГЦН} = \sqrt{\frac{8 \cdot F'_{ГЦН}}{\pi \cdot P_{ЕКС}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot k_D \cdot F_{ГЦН}}{\pi \cdot P_{ЕКС}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,5 \cdot 38,38 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28}} = 72,38 \text{ мм}. \quad (14)$$

Приймаємо діаметр поршня гідроциліндра керування паралелограмною навіскою грейферного обладнання  $D_{ГЦН} = 80$  мм згідно [1].

**Висновки.** На основі запропонованого технічного рішення, для одноківшевого екскаватора ЕТ-14 розроблено спеціальну конструкцію робочого органу щелепного типу, що поєднує гідромолот і грейферне обладнання. Це дозволяє розширити область ефективного використання одноківшевих екскаваторів у різноманітних ґрунтових і технологічних умовах за рахунок зниження енергоємності процесу розробки робочого середовища.

Екскаватор ЕТ-14 з даним робочим органом може бути використаний у промисловому і цивільному будівництві для розкриття підземних комунікацій у мерзлих і міцних ґрунтах, асфальтних покриттів, руйнування скельних порід і конструкцій, що зроблено із бетону, залізобетону чи цегляної кладки, та виконання навантажувально-розвантажувальних робіт грейферним обладнанням, а також у складі механізованих загонів сил Державної служби з надзвичайних ситуацій під час аварійно-відновлюваних робіт.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Гоберман Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин / Л. А. Гоберман. – М. : Машиностроение, 1988. – 464 с.
2. Компания строительной-дорожной техники "RM-Terex" [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://www.rm-terex.com/Gusenichniy\\_gidravlicheskiy\\_eksavator\\_ET14](http://www.rm-terex.com/Gusenichniy_gidravlicheskiy_eksavator_ET14).
3. Пат. 73208 У Україна, МПК Е 02 F 5/30, В 66 С 3/00. Навісне обладнання для одноковшового екскаватора / Балака М. М, Діктерук М. Г., Марченко О. А., Музолевський С. О.; заявники і патентовласники Балака М. М, Діктерук М. Г., Марченко О. А., Музолевський С. О. – № у 2012 04219; заявл. 05.04.12; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17.
4. Ушаков Л. С. Гидравлические машины ударного действия : монография / Л. С. Ушаков, Ю. Е. Копылов, В. А. Кравченко. – М. : Машиностроение, 2000. – 416 с.
5. Ветров Ю. О. Машины для земляных работ. Приклады расчета : навч. посібник / Ю. О. Ветров, В. В. Власов. – К. : ІСДО, 1995. – 304 с.