



## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ҐРУНТУ РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ РОЗПУШУВАЧА

**А. К. Кралін, В. О. Талалай, Н. А. Юрченко**

*Донбаська національна академія будівництва і архітектури,  
вул. Державіна, 2, м. Макіївка, Донецька область, Україна, 86123.*

*E-mail: ak.kralin@rambler.ru, vtalalay@rambler.ru*

*Отримана 24 січня 2011; прийнята 25 березня 2011.*

**Анотація.** У роботі розглянуті питання щодо аналізу процесу руйнування ґрунтового масиву різальним елементом розпушувача. Розроблена та проаналізована розрахункова схема, яка є моделлю взаємодії різального елемента розпушувача з ґрунтовим середовищем та розглядається як система, що складається з приведеної маси і пружної ланки з приведеною жорсткістю, та умовної жорсткості ґрунту. Авторами розглянуті питання, пов'язані з визначенням швидкості руху на етапі занурення різального елемента в ґрунт, що дозволило визначити вплив жорсткості робочого органа по відношенню до жорсткості ґрунту та коливання швидкості різання. Також було визначено силу різання в початковий період зустрічі робочого органа з ґрунтом та швидкість руху у момент відділення чергового елемента зрізу, після чого починався другий етап руху, який також було повністю проаналізовано. Подальший розгляд поставленого завдання дозволив зробити деякі припущення щодо жорсткості робочого обладнання, яке визначається жорсткістю гідроциліндра, що в свою чергу дало змогу проаналізувати вплив гідросистеми на процес взаємодії робочого обладнання з ґрунтом.

**Ключові слова:** різальний інструмент, опір ґрунту, жорсткість, деформація пружної ланки, елементи зрізу.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ГРУНТА РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ РЫХЛИТЕЛЯ

**А. К. Кралин, В. А. Талалай, Н. А. Юрченко**

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,  
ул. Державина, 2, г. Макеевка, Донецкая область, Украина, 86123.*

*E-mail: ak.kralin@rambler.ru, vtalalay@rambler.ru*

*Получена 24 января 2011; принята 25 марта 2011.*

**Аннотация.** В работе рассмотрены вопросы, касающиеся анализа процесса разрушения массива грунта режущим элементом рыхлителя. Разработана и проанализирована расчетная схема, которая является моделью взаимодействия режущего элемента рыхлителя с грунтом, рассматриваемая как система, состоящая из приведенной массы и упругого звена с приведенной жесткостью, а также условной жесткости грунта. Авторами рассмотрены вопросы, связанные с определением скорости движения на этапе внедрения режущего элемента в грунт, что позволило определить влияние жесткости рабочего органа по отношению к жесткости грунта и колебаниям скорости резания. Также была определена сила резания в начальный период взаимодействия рабочего органа с грунтом, и скорость движения в момент отделения следующего элемента среза, после чего начинался второй этап движения, который также был полностью проанализирован. Дальнейшее рассмотрение поставленной задачи позволило сделать некоторые предположения относительно жесткости рабочего оборудования, которое определялось жесткостью гидроцилиндра, что в свою очередь позволило проанализировать влияние гидросистемы на процесс взаимодействия рабочего оборудования с грунтом.

**Ключевые слова:** режущий инструмент, сопротивление грунта, жесткость, деформация упругого звена, элементы среза.

## SOIL FAILURE SIMULATION WITH RIPPER'S EQUIPMENT

**Kralin Andrey, Talalay Victor, Yurchenko Natalia**

*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture,*

*2, Derzhavina Str., Makiivka, Donetsk Region, Ukraine, 86123.*

*E-mail: ak.kralin@rambler.ru, vtalalay@rambler.ru*

*Received 24 January 2011; accepted 25 March 2011.*

**Abstract.** The paper deals with the analysis of the soil failure by the ripper's cutting element. The design model of a ripper's cutting element and the soil interaction considered as the system consisting of a reduced mass and an elastic link with reduced rigidity as well as the conventional soil strength has been developed and analyzed in the paper. The authors have studied the problems of the rate identification at the stage of cutting element penetration into the soil enabling to determine the impact of the operating element rigidity both on soil strength and cutting rate vibrations. The cutting force at the initial period of interaction between an operating mechanism and the soil, and motion velocity of a separation moment of the next cutting element have been also determined; after which the second completely analyzed stage of motion has started. The further consideration of the formulated problem has enabled to make some suggestions of operational equipment rigidity determined by hydraulic cylinder stiffness which, in turn, has made possible to study the impact of a hydraulic system on interaction of operational equipment and the soil.

**Keywords:** cutting tool, shearing strength, stiffness, rigidity, strength, elastic link strain, shearing elements.

### Вступ

Зниження енергоємності копання ґрунту шляхом удосконалювання робочого обладнання або одного з його компонентів, що найбільш значимо впливають на процес руйнування ґрунту, є найбільш ефективним і менш матеріалоємним способом підвищення ефективності робочого обладнання. Тому постає питання в необхідності визначення раціональних параметрів робочого органу шляхом аналізу процесу його взаємодії з середовищем, яке розробляється.

### Аналіз моделі взаємодії робочого органу розпушувача з ґрунтом

При русі різального інструмента з швидкістю, що перевищує критичну, в ґрунті не встигають розвинутися пластичні деформації і руйнування має крихкий характер. Енергія робочого органу витрачається на відділення ґрунту від масиву і відкидання частинок, що відділилися. Розсіяння енергії на в'язке тертя практично не відбувається [1–7].

Це дає підставу представити процес різання ґрунту за допомогою наступної розрахункової

схеми, наведеної на рис. 1. Робочий орган ідеалізується як система, що складається з приведеної маси  $m$  і пружної ланки, що має приведену жорсткість  $C_1$ . Система приводиться в дію деякою силою  $P$ , яка змінюється так, що точка  $M$  її прикладання весь час рухатиметься з постійною швидкістю  $v$ . Такий тип навантаження спостерігається у більшості землерийних машин, що працюють в умовах практично сталого руху [2].

Лінійний характер залежності опору ґрунту від шляху різання на довільно взятому відрізку дозволяє умовно представити ґрунт як пружну ланку, що має жорсткість  $C_2 = R/\lambda$ , де  $R$  – максимальне значення опору ґрунту;  $\lambda$  – шлях різання за час періоду коливань опору ґрунту [3].

Відмітна особливість ґрунту як пружного елемента виявляється у тому, що його умовна жорсткість  $C_2$  існує тільки у напрямі різання, жорсткість же в протилежному напрямі дорівнює нулю (ця особлива властивість жорсткості  $C_2$  відображена на рис. 1 стрілкою). Таким чином, процес різання при сталому русі робочого органу може бути описаний системою, що включає приведені масу і жорсткість робочого органу, а також умовну жорсткість ґрунту.

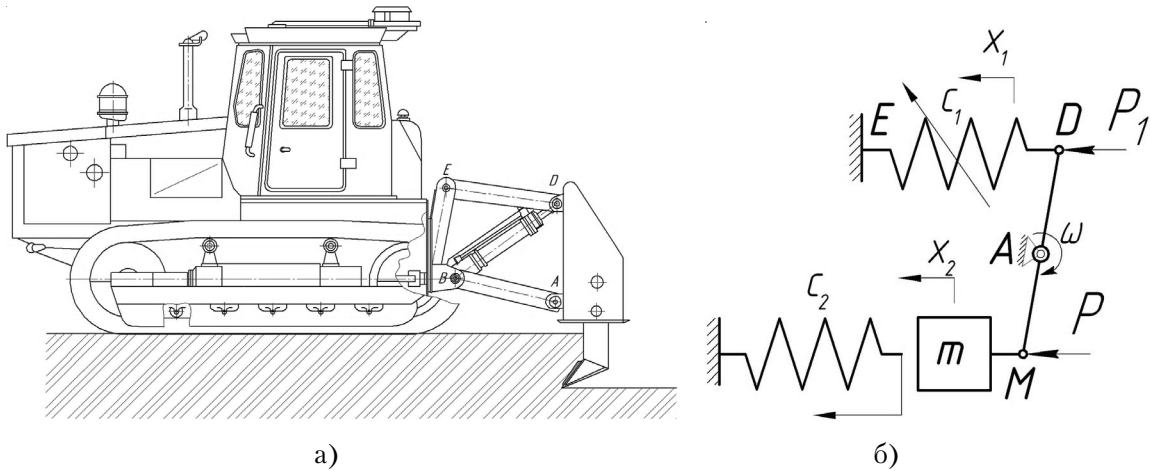


Рисунок 1. Схема розпушувача: а – загальний вигляд; б – модель.

Рівняння руху точки  $M$  прикладання сили  $P$  і маси  $m$  можна записати у вигляді:

$$C_1(x_1 - x_2) = P; \quad (1)$$

$$m\ddot{X}_2 - C_1(x_1 - x_2) + C_2x_2 = 0, \quad (2)$$

де  $x_1$  та  $x_2$  – координати точки  $M$  і маси  $m$  у напрямі різання. В той же час шлях точки  $M$ :

$$x_1 = vt. \quad (3)$$

Підставивши вираз (3) в рівняння (2) і виконавши перетворення, отримаємо:

$$\ddot{X}_2 + \frac{C_1 + C_2}{m}x_2 = \frac{C_1}{m}vt.$$

Загальне рішення цього рівняння шукаємо у вигляді:

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}}t + B \cos \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}}t + Dt. \quad (4)$$

Початковими умовами при  $t = 0$  будуть  $x_2 = 0$ ;  $\dot{x}_2 = v$ . Підставляючи початкові умови в рівняння (4), одержуємо:

$$x_2 = \frac{v}{\omega} \frac{C_2}{C_1 + C_2} \sin \omega t + \frac{C_1}{C_1 + C_2} vt, \quad (5)$$

де  $\omega = \sqrt{(C_1 + C_2)/m}$  – частота коливань робочого органа.

Швидкість руху маси  $m$  на етапі занурення в ґрунт:

$$\dot{x}_2 = \frac{vC_2}{C_1 + C_2} \left( \cos \omega t + \frac{C_1}{C_2} \right). \quad (6)$$

Аналіз формули (6) показує, що у разі  $C_1 \leq C_2$  можливі зупинка і навіть відскік різального

інструмента від ґрунту. Коливання швидкості різання тим менше, чим більше жорсткість робочого органа по відношенню до жорсткості ґрунту [8].

Визначимо зусилля в пружній ланці, тобто силу різання в початковий період зустрічі робочого органа з ґрунтом. Для цього скористаємося формулами (1) і (2):  $P_x = R_x + m\dot{x}_2$ , де  $P_x$  та  $R_x$  – поточні значення сили і опору ґрунту різанню.

З урахуванням виразу (6) отримаємо:

$$P_x = R_x - v \frac{C_2 \omega m}{C_1 + C_2} \sin \omega t. \quad (7)$$

Максимальне значення сили різання:

$$P_x = R + vC_2 \omega \cdot \frac{m}{(C_1 + C_2)} \quad (8)$$

або:

$$P_x = R_x + vC_2 / \omega. \quad (9)$$

Таким чином, сила різання не дорівнює опору ґрунту, а її максимальне значення лінійно залежить від швидкості різання [2].

Швидкість руху робочого органа у момент відділення чергового елемента зрізу, коли сила різання досягає максимального значення, згідно з рівнянням (6), дорівнює:

$$\dot{x}_2 = \frac{vC_1}{(C_1 + C_2)}. \quad (10)$$

Після цього починається другий етап руху різального інструмента. Опір ґрунту різанню падає до нуля. Маса  $m$  починає взаємодіяти з новим елементом ґрунту, що має жорсткість  $C_2$ .

Стан коливальної системи описується рівнянням (1) і (2) за початкових умов  $t = 0$ ;  $x_1 = \Delta_1$ ;

$\dot{x}_2 = vC_1/(C_1 + C_2)$ , де  $\Delta_1$  – початкова деформація пружної ланки на першому етапі руху.

Диференціальне рівняння руху маси  $m$ :

$$\ddot{x}_2 + \omega^2 x_2 = \frac{C_1}{m}(vt + \Delta_1). \quad (11)$$

Його загальне рішення шукаємо у вигляді:

$$x_2 = A \sin \omega t + B \cos \omega t + Dt + E. \quad (12)$$

Використовуючи початкові умови, одержимо:

$$A = 0; B = -\frac{C_1 \Delta_1}{C_1 + C_2}; D = \frac{C_1 v}{C_1 + C_2}; E = \frac{C_1 \Delta_1}{C_1 + C_2}. \quad (13)$$

Тоді загальне рішення рівняння (7) буде:

$$x_2 = -\frac{C_1 \Delta_1}{C_1 + C_2} \cos \omega t + \frac{C_1 v}{C_1 + C_2} t + \frac{C_1 \Delta_1}{C_1 + C_2}. \quad (14)$$

Сила різання на другому етапі руху:

$$P_x = R_x - \frac{C_1 \Delta_1}{m} \cos \omega t; \quad (15)$$

а її максимальна величина:

$$P = R + \frac{C_1 \Delta_1}{m}. \quad (16)$$

Деформація пружної ланки на першому етапі:

$$\Delta_1 = vt_1 - x_2(t_1). \quad (17)$$

де  $t_1$  – час руху робочого органа від початку занурення в масив до моменту виникнення максимального опору різанню;  $x_2(t_1)$  – шлях різання за час  $t_1$ .

Аналізуючи вирази (9)–(11), вважаємо, що максимальне значення сили різання і на другому етапі руху лінійно залежить від швидкості руху різального інструмента.

Швидкість різання на другому етапі руху:

$$\dot{x}_2 = C_1(v + \Delta_1 \omega \sin \omega t)/(C_1 + C_2). \quad (18)$$

В кінці другого етапу, коли сила різання досягає максимального значення, швидкість  $\dot{x}_2(t_2) = C_1 v/(C_1 + C_2)$ , яка дорівнює швидкості різання в кінці першого етапу.

Деформація пружної ланки різального органа в кінці другого етапу  $\Delta_2 = vt_2 + \Delta_1 - x_2(t_2)$ , де  $x_2(t_2)$  – шлях різання за час  $t_2$  другого етапу. Надалі коливальний процес стабілізується. Період коливань  $T = 2\pi/\omega$ .

Аналіз руху різального інструмента на перших двох етапах дає можливість знайти основні параметри процесу у будь-який момент часу  $t$ .

Час  $t_1$  руху різального інструмента на етапі впровадження в ґрунт визначається згідно з виразом (5):

$$\lambda = \frac{v}{C_1 + C_2} \left( \frac{C_2 \sin \omega t_1}{\omega} + C_1 t_1 \right). \quad (19)$$

Деформація пружної ланки на першому етапі  $\Delta_1 = vt_1 - \lambda$ . Час  $t_2$  руху на другому і подальших етапах визначається з формули (8):

$$\lambda = C_1(vt_2 + \Delta_1 - \Delta_1 \cos \omega t_2)/(C_1 + C_2). \quad (20)$$

Кількість елементів зрізу, відокремлених від масиву ґрунту за час  $t$ ,  $i' = 1 + (t - t_1)/t_2$ . Це число округляється до цілого  $i$  в меншу сторону. Розрахунковий час руху ріжучого інструмента на  $(i + 1)$ -му етапі  $t_p = t - it_2 - t_1$ . Деформація пружної ланки ріжучого органа в кінці другого і кожного подальшого етапів  $\Delta = vt_2 + \Delta_1 - \lambda$ .

Шлях різання у момент часу  $t$ :

$$x = i\lambda + C_1(vt_p + \Delta - \Delta \cos \omega t)/(C_1 + C_2). \quad (21)$$

Швидкість різання у цей момент:

$$\dot{x} = C_1(v + \Delta \omega \cos \omega t); \quad (22)$$

а сила різання:

$$P_x = C_2(x - i\lambda) - C_1 \Delta \cos \omega t. \quad (23)$$

Оскільки величина  $\Delta$  лінійно залежить від швидкості  $v$  руху робочого органа, сила різання виявляється також функцією першого ступеня швидкості.

Аналізуючи динаміку різання ґрунтів, заключаємо, що різання – це автоколивальний процес.

Відзначимо, що для забезпечення процесу різання ґрунту необхідно, щоб виконувалась умова  $C_1 > C_2$ . В разі, коли така умова не виконується, землерийна машина не може виконувати руйнування такої категорії ґрунту даним робочим органом. В загальному випадку, для землерийних машин параметр  $C_1$ , що визначає жорсткість робочого органа машини, має значення набагато більше значення параметру  $C_2$ , що характеризує розроблюваний ґрунт. Таким чином забезпечується запас потужності робочого органа землерийної машини. З іншого боку, запас потужності робочого органа спричиняє занижений ККД машини під час її роботи [9].

#### Аналіз впливу гідроприводу робочого обладнання на процес взаємодії з ґрунтом

Для визначення жорсткості  $C_1$  проаналізуємо схему розпушувача на рис. 1. Прийнемо деякі припущення:

- ланка  $AB$  – абсолютно жорстка;
- робочий орган  $MAD$  представляє собою абсолютно жорстку конструкцію.

Тоді, очевидно, що жорсткість  $C_1$  визначається жорсткістю гідроциліндра  $DE$  (рис. 1). Виходячи з цих положень, складемо модель робочого органа землерийно-транспортної машини з регульованим запасом його потужності (рис. 1).

Тоді рівняння моментів відносно точки  $A$ :  
 $\sum M_A = 0$ ; звідки  $P \cdot AM = P_1 \cdot AD$ ;  $P_1 = P \cdot AM / AD$ .

Пружні властивості гідравлічної системи, що визначаються стискаемістю рідини і деформативністю конструкції системи, встановлюються в основу аналізу динамічних процесів, що виникають при імпульсній зміні навантаження на вихідній ланці системи.

Приведений модуль пружності гідравлічного тракту залежить від об'ємного модуля пружності рідини, модуля пружності  $E_{ж}$  матеріалу, товщини  $\delta$  і внутрішнього діаметра труби  $d$ . Якщо в трубопроводі тиск  $P$ , то за рахунок радіальної деформації труби і стиснення рідини у відрізьку труби довжиною, рівній одиниці, повинна додатково поступити рідина об'ємом [10]:

$$\Delta V = \Delta V_{тр} + \Delta V_{ж} = V_0 \frac{pd}{\delta E_T} + V_0 \frac{p}{E_{ж}}. \quad (24)$$

Звідси приведена об'ємна деформація одиниці довжини гідравлічного тракту:

$$\varepsilon = \frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta V_{тр}}{V_0} + \frac{\Delta V_{ж}}{V_0} = \frac{pd}{\delta E_T} + \frac{p}{E_{ж}} = \frac{p}{E}; \quad (25)$$

тобто приведений модуль пружності  $E$  буде

$$E = \frac{1}{\frac{1}{E_{ж}} + \frac{d}{\delta E_T}}. \quad (26)$$

Таким чином,  $E$  залежить від модулів пружності рідини і матеріалу труби, її діаметра і товщини стінки.

Приведений модуль пружності дозволяє визначити жорсткість ділянки трубопровода, під яким розумітимемо коефіцієнт пропорційності між повною силою  $P_1 = pF$  в перетині  $F$  трубопровода і переміщенням цього перетину унаслідок деформації.

Для визначення жорсткості  $C_1$  можна написати:

$$P_1 = pF = \frac{\Delta V}{V_0} EF = \frac{\Delta l}{l} EF = \Delta l c. \quad (27)$$

Звідси жорсткість ділянки трубопровода довжиною  $l$  і поперечним перетином  $F$

$$C_1 = \frac{EF}{l}. \quad (28)$$

Потенційна енергія  $\Pi$ , накопичена в результаті деформації рідини у відрізьку трубопровода,

$$\Pi = \frac{P \Delta l}{2} = \frac{(\Delta l)^2}{2} c.$$

Нехай даний неоднорідний трубопровід з послідовним з'єднанням окремих ділянок  $1, \dots, i$  (рис. 2). Тиск на всіх ділянках за відсутності місцевих гідравлічних і інерційних опорів по магістралі буде однаковим. Тоді деформація рідини на кожній з ділянок:

$$\Delta l_1 = \frac{pF_1}{c_1}; \Delta l_2 = \frac{pF_2}{c_2}; \Delta l_{i-1} = \frac{pF_{i-1}}{c_{i-1}}; \Delta l_i = \frac{pF_i}{c_i}. \quad (29)$$

Якщо зусилля  $P_1$  докладене до поршня, то кількість рідини, витисненої з циліндра, буде:

$$\Delta x_i = p \left( \frac{F_1^2}{F_1 c_1} + \frac{F_2^2}{F_2 c_2} + \dots + \frac{F_i^2}{F_i c_i} \right). \quad (30)$$

Оскільки результуюча деформація рідини приводиться до поршня, тоді:

$$\Delta x_i = \frac{pF_i}{c_{i\text{пр}}}, \quad (31)$$

де  $c_{i\text{пр}}$  – приведена жорсткість.

Порівнюючи вирази (28) і (30), знаходимо:

$$\frac{1}{c_{i\text{пр}}} = \left( \frac{1}{\frac{F_i^2 c_1}{F_1^2}} + \frac{1}{\frac{F_i^2 c_2}{F_2^2}} + \dots + \frac{1}{c_i} \right). \quad (32)$$

Формулами для визначення приведених жорсткостей можна користуватися тільки у випадку, якщо відсутні місцеві опори і можна нехтувати інерцією ділянок рідини. Слід також мати

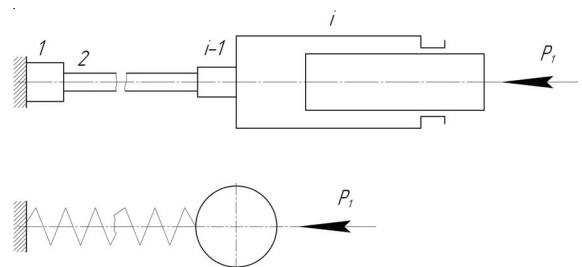


Рисунок 2. Схема трубопровода гідросистеми.

на увазі, що формули для визначення приведеної жорсткості гідравлічного тракту виведені з умови, що гідравлічний тракт лінійний. Насправді трубопроводи, як правило, мають просторове розташування з недостатньо жорстким кріпленням до опор, самі ж опори пружні. У зв'язку з цим на загальну жорсткість гідравлічного тракту робитиме вплив не тільки пружність рідини і поперечна жорсткість трубопроводу в його перетині, але і деформативність трубопроводу як просторового стержня, пружно закріпленого в певних перетинах.

Заміна гідравлічної системи з розподіленими параметрами – масою рідини, лінійними дисипативними опорами і жорсткістю – системою із зосередженими (дискретними) параметрами дозволяє виробити наближену динамічну оцінку процесів, що протікають в гідроприводі. Наприклад, можна оцінити підвищення тиску в гідравлічній системі при раптовому або швидкозмінному перекритті прохідного перетину розподільника на напірній лінії, при роботі системи в високоімпульсному режимі [6].

У таких випадках гідромеханічну систему можна представити як коливальну, в якій носієм потенційної енергії є рідина, що деформується, трубопровід і пружні ланки, що приводяться поршнем, а кінетичної – маса  $m_i$  поршня і ланок, з ним зв'язаних і приведена до поршня або замінена дискретною системою маса рідини.

Підставимо значення  $C_1$  (28) в рівняння сили різання (23):

$$P_x = C_2(x - i\lambda) - \frac{EF}{l} \Delta \cos \omega t. \quad (33)$$

Виходячи з міркувань, що складова  $C_2(x - i\lambda)$  рівняння змінюється в часі за емпіричними законами, необхідно забезпечити умову зміни другої складової сили різання в часі. Конструктивно таку зміну можна забезпечити регулюванням прохідного перетину трубопроводу  $F$ . На рис. 3 зображено схему розподільчого пристрою, завдяки якому можна регулювати величину прохідного перетину [1]. Такий розподільчий пристрій забезпечує у вимкненому стані гаран-

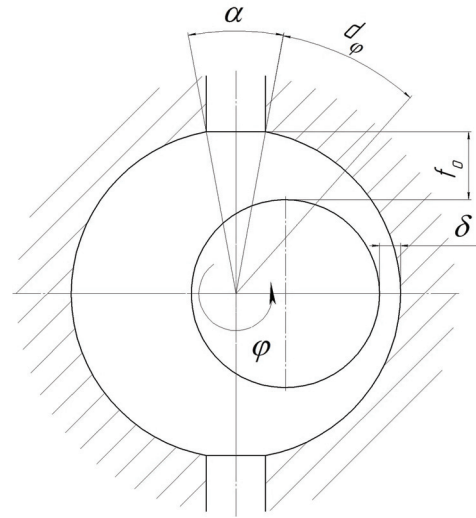


Рисунок 3. Схема розподільчого пристрою.

тований прохідний перетин  $f_0$ , а при роботі – гарантований зазор  $\delta$ , що дозволяє уникнути ефекту кавітації.

При повороті ексцентрика на величину  $\alpha$  прохідний перетин буде:

$$f = f_0 - \int_0^{\alpha} \delta(\varphi) d\varphi; \quad 0 < \varphi < \alpha. \quad (34)$$

Тоді рівняння (23) набуде вигляду:

$$P_x = C_2(x - i\lambda) - \frac{E}{l} \Delta \cos \omega t \left( f_0 - \int_0^{\alpha} \delta(\varphi) d\varphi \right). \quad (35)$$

### Висновки

Для різних умов роботи гідроприводу та відповідно робочого органу, можливо задавати різні закони зміни гарантованого зазору  $\delta(\varphi)$ . При визначенні таких законів потрібно встановити значення можливих максимумів сили різання та врахувати швидкодію системи. Визначення точного закону зміни гарантованого зазору потребує врахування багатьох процесів, що протікають як в розроблюваному середовищі, так і в самому приводі, що ставиться за мету подальшого вивчення та дослідження при розробці машин та робочих органів такого типу.

## Література

1. Бауман, В. А. Строительные машины : справочник. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских, гидротехнических сооружений и дорог / В. А. Бауман. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 502 с.
2. Машины для земляных работ : підручник / В. Л. Баладинський, О. М. Гаркавенко, С. В. Кравец [та ін.] – Рівне : РДТУ, 1999. – 288 с.
3. Ветров, Ю. А. Машины для специальных земляных работ : учебн. пособие для ВУЗов / Ю. А. Ветров, В. Л. Баладинский. – К. : Вища школа, 1980. – 192 с.
4. Сукач, М. К. Модель резания пластичного водонасыщенного ґрунта ножом землеройной машины / М. К. Сукач, В. И. Магнусhevский // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво : зб. наук. праць. – Харків : ХНАДУ, 2005. – Вип. 29. – С. 74–79.
5. Нічке, В. В. Робочі процеси землерійно-транспортних машин і їх інтенсифікація : навч. посіб. / В. В. Нічке, М. А. Антонов, О. А. Єрмаков. – Х. : УСДО, 1995. – 184 с.
6. Кравец, С. В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини для прокладки підземних комунікацій / С. В. Кравец. – Рівне : Вид-во РДТУ, 1999. – 277 с.
7. Пенчук, В. А. Резервы повышения эффективности силового метода резания ґрунта / В. А. Пенчук // Механизация строительства. – 1998. – № 10. – С. 13–16.
8. Станевский, В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин / В. П. Станевский. – К. : Вища школа, 1984. – 254 с.
9. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1987. – 205 с.
10. Пелевін, Л. Є. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи / Л. Є. Пелевін. – К. : Наукова думка, 1999. – 260 с.

## References

1. Bauman, V. A. Construction machines. Handbook 1: Machines for civil engineering, industrial constructions, hydraulic structures and roads. Moscow: Mashinostroyeniye, 1976. 502 p. (in Russian)
2. Baladinsky, V. L.; Garkavenko, O. M.; Kravets, S. V. et al. Earth-movers. Undergraduate text-book. Rivne: Rivne State Technical University Press, 1999. 288 p. (in Ukrainian)
3. Vetrov, Yu. A.; Baladinsky, V. L. Special-purpose earth-movers. Undergraduate manual. Kyiv: Vyshcha Shkola, 1980. 192 p. (in Russian)
4. Sukach, M. K.; Magnushevskiy, V. I. In the collection of papers *Motorways and Roadworks*. Kharkiv: Kharkiv National Motorways University Press, 2005, Vol. 29, p. 74-79. (in Russian)
5. Nichke, V. V.; Antonov, M. A.; Yermakov, O. A. Work processes of digging and earth-moving machines and their intensification. Undergraduate text-book. Kharkiv: Engineering and Road Equipment University Press, 1995. 184 p. (in Ukrainian)
6. Kravets, S. V. Soil protecting and energy preserving machines for underground utilities laying. Rivne: Rivne State Technical University Press, 1999. 277 p. (in Ukrainian)
7. Penchuk, V. A. Enhancement of efficiency reserves of the cutting of soil by force procedure. *Construction Work Mechanization*, 1998, № 10, p. 13-16. (in Russian)
8. Stanevskiy, V. P. Earth-movers activities updating. Kyiv: Vyshcha Shkola, 1984. 254 p. (in Russian)
9. Popov, D. N. Dynamics and hydraulic and pneumatic systems control. Moscow: Mashinostroyeniye, 1987. 205 p. (in Russian)
10. Pelevin, L. E. Hydraulics, hydraulic and pneumatic drives. Kyiv: Naukova Dumka, 1999. 260 p. (in Ukrainian)

**Кралін Андрій Костянтинович** – к. т. н., доцент кафедри підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин та обладнання Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: пластичне формоутворення різьбового профілю; дослідження динамічних процесів, що виникають в роторних установках.

**Талалай Віктор Олександрович** – к. т. н., доцент кафедри підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин та обладнання Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: підвищення ефективності роботи будівельних і дорожніх машин шляхом удосконалювання параметрів робочого обладнання на підставі теоретичних та експериментальних досліджень, а також за рахунок формування багатфункціональних робочих органів; удосконалювання металокопструкцій будівельних і дорожніх машин на підставі аналізу динамічних моделей, застосування методики заповнення порожнеч у місцях критичного напруження.

**Юрченко Наталя Андріївна** – асистент кафедри підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин та обладнання Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: надійність приладів безпеки.

**Крaлiн Андрей Константинович** – к. т. н., доцент кафедры подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: пластическое формообразование резьбового профиля; исследование динамических процессов, возникающих в роторных установках.

**Талалай Виктор Александрович** – к. т. н., доцент кафедры подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: повышение эффективности работы строительных и дорожных машин путем совершенствования параметров рабочего оборудования на основании теоретических и экспериментальных исследований, а также за счет формирования многофункциональных рабочих органов; совершенствование металлоконструкций строительных и дорожных машин на основании анализа динамических моделей, применения методики заполнения пустот в местах критического напряжения.

**Юрченко Наталья Андреевна** – ассистент кафедры подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: надежность приборов безопасности.

**Kralin Andrey** – Ph. D. (Engineering), an Assistant Professor of the Hoisting-and-Conveying, Construction, Road-Building Machines Department of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Research interests: plastic shape forming of thread sections; investigations of dynamic processes in rotor units.

**Talalay Victor** – Ph. D. (Engineering), an Assistant Professor of the Hoisting-and-Conveying, Construction, Road-Building Machines Department of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Research interests: increasing in efficiency of construction and road-building machines operation by improvement of the equipment parameters and research, and by the multifunctional operational elements formation; improvement of metal structures of construction and road-building machines on the basis of dynamic models designing and by filling cavities technique in ultimate stress places.

**Yurchenko Natalia** – a teaching fellow of the Hoisting-and-Conveying, Construction, Road-Building Machines Department of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Research interests: reliability of safety devices.