

Кравченко В.В.

Уманський національний університет садівництва

Войтік А.В.

Уманський національний університет садівництва

Оляднічук Р.В.

Уманський національний університет садівництва

Ковальчук Ю.О.

Уманський національний університет садівництва

МОЛОТОК ГОРИЗОНТАЛЬНО-РОТОРНОГО ПОДРІБНЮВАЧА ГІЛОК

У статті представлено результати розроблення та визначення конструктивних розмірів робочого органа горизонтально-роторного подрібнювача гілок. Критеріями до вибору форми робочого органа та розрахунку його основних розмірів виступали зниження затрат потужності на подолання опору повітря під час подрібнення гілок, збільшення ресурсу його роботи та здатність перерубувати гілки діаметром до 30 мм за швидкості руху робочого органа від 30 м/с, а також зрівноваження молотка на удар, яке необхідне для забезпечення довговічності роботи привідного вала подрібнювача.

Аналіз попередніх досліджень показав, що для подрібнення гілок використовують в основному шарнірно закріплені молотки лопатевої форми. Ці молотки мають достатню масу для перерубування гілок, але їхнім недоліком є наявність лише однієї робочої грані та підвищені вимоги до потужності на їхній привід шляхом підвищеного опору повітря.

Запропоновано конструкцію робочого органа, який має дві робочі грані, для збільшення ресурсу його роботи. А елементи, з яких складається молоток, мають менші, ніж у лопатевих молотків, площі поперечних перерізів щодо напрямку руху молотка та менші коефіцієнти обтікання. Оскільки дані фактори мають прямо пропорційний вплив на величину лобового опору молотка, то і загальний опір повітрю розробленого робочого органа буде знижено.

З урахуванням умов зрівноваження молотка на удар та умов забезпечення перерубування гілок у статті розраховано основні розміри молотка загалом та його конструктивних елементів зокрема, а саме: робоча ширина – 80 мм, загальна висота – 99,5 мм, товщина бокових граней та бойка – 10 мм, зовнішній радіус тримача – 16,5 мм, висота противаги – 16,5 мм, відстань від осі підвісу молотка до лінії дії ударного імпульсу на бойку – 88 мм. Відповідно до розрахованих розмірів маса молотка становитиме 1,39 кг.

Ключові слова: подрібнення гілок, молоток, зрівноваження на удар, опір повітря, момент інерції молотка.

Постановка проблеми. Основним елементом машин, робота яких пов'язана з подрібненням матеріалів, є робочий орган, який безпосередньо взаємодіє з оброблюваним матеріалом і здійснює розділення його на частинки. Критеріями для розроблення або вибору робочих органів слугують якісні та енергетичні показники роботи машини під час подрібнення матеріалу. Окрім фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, на значення цих показників впливають форма робочих органів, матеріал їхнього виготовлення, спосіб подрібнення ними матеріалу, спосіб кріплення несучої частини, кінематичні режими роботи тощо.

Гілки дерев і кущів є анізотропним матеріалом, і під час їх подрібнення використовується в основному спосіб руйнування різання-рубання. У начіпних машинах молотки або ножі розміщуються на вертикальному або горизонтальному валах і можуть мати жорстке або шарнірне кріплення. Під час подрібнення валка обрізаних гілок чи кущових насаджень відбувається підпірне або безпідпірне подрібнення, і, щоб досягнути необхідного результату, швидкість руху робочих органів повинна сягати 30–50 м/с. Робота на таких швидкостях призводить до виникнення опору повітря, на подолання якого витрачається додаткова енергія. У подрібнювачах із вертикальною

віссю обертання молотки виконані переважно у формі горизонтально-орієнтованих пластин, тож у них менш виражений цей опір. А в подрібнювачах із горизонтальним валом обертання молотки виконані переважно у формі лопаті, що сприяє підвищеному опору повітря. Ще однією перевагою прямокутних молотків подрібнювачів із вертикальною віссю обертання є збільшений ресурс їхньої роботи, адже вони мають дві робочі кромки, і під час затуплення однієї кромки молоток розвертається іншою стороною. Лопатеві молотки мають лише одну робочу кромку.

Кріплення робочих органів у подрібнювачах переважно шарнірне – для запобігання поломок. Тому ще однією умовою для подрібнення гілок є достатня маса молотка. Лопатева форма молотків дає змогу надати достатньої маси молоткам, порівняно, наприклад, з пластинчастими загнутими чи Y-подібними ножами, як у подрібнювачів рослинних залишків зернових культур. Також лопатевими молотками краще транспортувати подрібнену масу, якщо це передбачено технологією.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Удосконалення робочих органів подрібнювачів гілок висвітлено в різних наукових дослідженнях. Наприклад, у джерелі [1, с. 29] проведено детальний огляд машин та їхніх робочих органів для подрібнення рослинних залишків. У роботі [2, с. 11] наведено робочі органи машин для знищення деревної рослинності під час культуртехнічних робіт. А в роботі [3, с. 3] наведено машини та їхні робочі органи під час збирання енергетичних культур. У статті [4, с. 63] виконано порівняння роботи подрібнювачів із горизонтальною віссю обертання з двома різними робочими органами під час знищення насаджень ананасів. При цьому визначено, що потужність на ВВП трактора, залежно від швидкості обертання ротора та швидкості руху агрегату, для двохелементних пластинчастих загнутих ножів є меншою до 21%, ніж для трьохелементних ножів. Дослідженню опору повітря робочих органів мульчувача залежно від висоти встановлення над поверхнею поля також присвячена робота [5, с. 669]. У статті [6, с. 129] запропоновано нові робочі органи для подрібнення стеблових кормів.

Удосконалені робочі органи подрібнювачів також представлені і в патентах. Але конструкції цих робочих органів не завжди відповідають умовам роботи з гілками дерев і кущів: вони можуть працювати тільки з рослинними рештками [7], або мають жорстке кріплення робочих органів [8], або форма лез ножів не буде сприяти якісному перерізанню гілок [9].

Тому обґрунтування параметрів молотків подрібнювачів гілок із горизонтальною віссю обертання, які б мали зменшений опір повітря та збільшений ресурс роботи, є актуальними.

Постановка завдання. Метою статті є розроблення та визначення конструктивних розмірів молотків горизонтально-роторних подрібнювачів гілок зі збільшеним ресурсом використання та зменшеним опором повітря, які забезпечать умови перерубування гілок за відсутності передачі ударних імпульсів на вісь підвісу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для досягнення поставленої мети пропонується молоток (рис. 1) з бойком 6 у вигляді прямокутника, бокові грані молотка 2, 5 прикріплені до тримача 3 молотка з противагою 4. Тримач, у свою чергу, шарнірно приєднується до обертового горизонтально-розміщеного вала. Бокові грані та бойок молотка виконані з суцільного металу – для надання йому достатньої ваги під час перерізування-перерубування гілок. Бойок є загостреним із двох робочих сторін 1. Це дасть змогу подовжити термін роботи молотка під час подрібнення гілок, адже під час зниження його гостроти, наприклад під час співударення з предметом підвищеної твердості (камінь, метал), досить буде лише повернути його на 180°, після чого роботу можна буде продовжити з використанням другої різальної кромки. Грані, які розміщені на площині обертання, молотка відсутні.

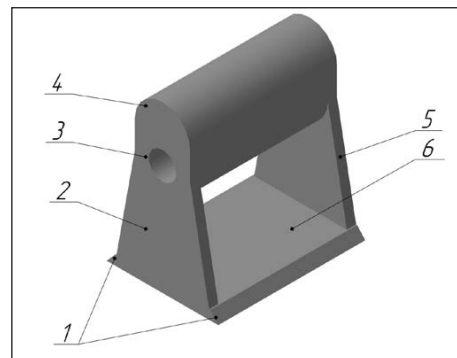


Рис. 1. Пропонована конструкція молотка подрібнювача гілок

Відомо, що форма молотків має вплив на силу лобового опору повітря через площу поперечного перерізу молотків S і коефіцієнт обтікання тіл C .

Силу лобового опору повітря для тіл обертання в загальному вигляді визначають за такою формулою:

$$F_a = C \cdot S \cdot \frac{\rho \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2}, \quad (1)$$

де C – коефіцієнт опору, який залежить від форми тіла; S – площа поперечного перерізу тіла, m^2 ; ρ – щільність повітря, kg/m^3 ; R – радіус обертання молотків, m ; ω – кутова швидкість обертання ротора, rad/s .

Площа поперечного перерізу тіл S має прямо пропорційний вплив на силу опору повітря, а коефіцієнт обтікання C – це безрозмірна величина, яка визначає реакцію повітря на рух тіла в ньому. Лопатеві молотки мають форму або пластини або напівциліндра і розміщені впоперек повітряного потоку. Вони мають коефіцієнт обтікання 1,2 та 2,3 відповідно [10, с. 72; 11, с. 3–17]. Згідно з формулою (1), щоб зменшити силу лобового опору, необхідно зменшити площу лобового опору та вибирати форму молотків із найменшим коефіцієнтом обтікання. Пропонована форма молотків передбачає зменшення площі лобового опору через відмову від елементів, які мають велику площу поперечного перерізу до напрямку руху повітря та зниження коефіцієнта обтікання; для пластин, з яких складається розроблений молоток і які розміщені вздовж потоку повітря, значення цього коефіцієнта становить 0,05. Це забезпечить зниження опору повітря під час руху молотків і значно зменшить витрати енергії на привід такого ротаційного робочого органа.

Для забезпечення підпороного та безпідпороного перерубування-перерізання гілок діаметром до 30 мм за швидкості руху від 32 м/с молоток повинен мати масу до 1,4 кг [12, с. 161]. При цьому він також повинен бути зрівноваженим на удар для уникнення передавання ударних імпульсів на підшипники осі підвісу ротора.

Умови зрівноваження молотка на удар такі [13, с. 145]: лінія ударного імпульсу повинна бути перпендикулярною до площини, яка містить центр мас молотка і вісь його шарніра, лінія дії ударного імпульсу повинна бути на відстані l_i (рис. 2) від осі обертання. Ця відстань визначається таким рівнянням:

$$l_i = \frac{J_{zz}}{M \cdot C}, \quad (2)$$

де J_{zz} – момент інерції молотка щодо осі підвісу, $kg \cdot m^2$; C – відстань від центру ваги молотка до осі підвісу, m ; M – маса молотка, kg ;

$$M = V \cdot \rho, \quad (3)$$

де V – об’єм молотка, m^3 ; ρ – питома маса матеріалу, з якого виготовлено молоток, kg/m^3 .

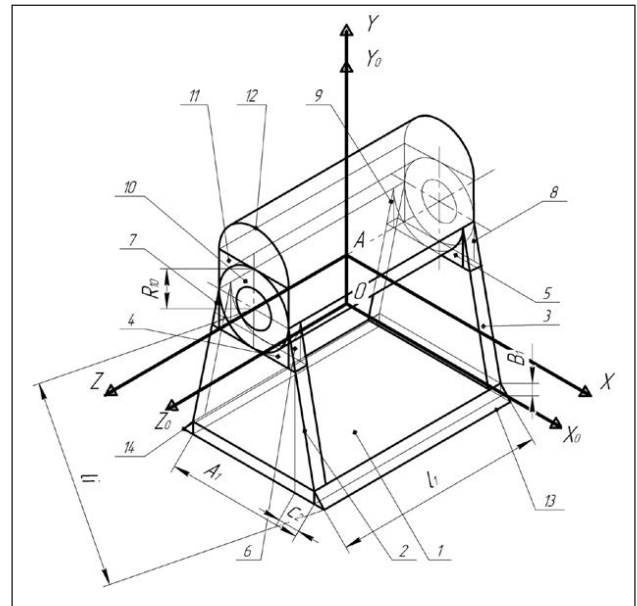


Рис. 2. Розрахункова схема молотка

Для визначення складників формули 2 скористаємось методикою, описаною у джерелі [14, с. 89].

Розіб’ємо молоток на прості елементи (рис. 2), для яких можна визначити об’єм, моменти інерції та центр маси: паралелепіпед 1; трапеції 2 і 3; елементи циліндра 4, 5, 11, 12; трикутники 6, 7, 8, 9, 13 і 14 та пустотілий циліндр 10.

За систему відліку візьмемо прямокутну систему координат $AXYZ$, початок якої розміщено посередині молотка на осі підвісу. Вісь XX направлена по осі симетрії тіла, а вісь ZZ збігається з віссю обертання молотка. У центрі ваги молотка розмістимо осі $OZ_0Y_0X_0$ з центром O . У цьому випадку координатна площина XAY стає площиною симетрії, тому координати центра мас по осі YY рівні нулю, тобто $z_0=0$.

Для кожного з виділених елементів молотка необхідно визначити об’єм V_i , координати центрів мас щодо їхньої основи $(x_0, y_0)_i$, а також геометричні моменти інерції $I_{(y_0Oz_0)I}$ та $I_{(z_0Ox_0)I}$ щодо площин центральної системи $(OX_0Y_0Z_0)_i$ кожного елемента. Осі цих елементів повинні бути паралельними або збігатися з координатними осями загальної вибраної системи координат $AXYZ$. Для полегшення розрахунків у проміжних формулах використовується так званий геометричний момент інерції, тобто замість маси тіла використовується об’єм. А в кінці він множиться на питому масу матеріалу виготовлення молотка відповідно до формули (3).

Об’єм молотка становить:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (4)$$

де V_i – об’єми елементів молотка.

Момент інерції молотка щодо осі підвісу знаходиться за формулою:

$$J_{zz} = J_{z_0z_0} + M \cdot C^2, \quad (5)$$

де $J_{z_0z_0}$ – момент інерції молотка щодо його центру ваги, C – відстань від центру ваги молотка до його осі підвісу, м;

$$C = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (6)$$

де x_{0i}, y_{0i} – координати центра ваги молотка, M_i – маса i -го елемента, кг;

$$y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot y_{0i}}{M}; x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot x_{0i}}{M}, \quad (7)$$

де x_{0i} та y_{0i} – координати центра ваги i -го елемента щодо площин загальної системи координат:

$$x_{0i} = l_{xi} + x'_{0i}, y_{0i} = l_{yi} + y'_{0i}, \quad (8)$$

де l_{xi} та l_{yi} – відстань між осями загальної системи координат і власних систем координат елементів; x'_{0i} та y'_{0i} – координати центрів ваги

елементів молотка щодо їхніх власних систем координат.

У нашому випадку $C = |y_0|$, оскільки молоток є симетричним щодо осі xx .

Визначимо момент інерції молотка щодо його центру ваги:

$$J_{z_0z_0} = J_{y_0o z_0} + J_{z_0o x_0}, \quad (9)$$

де $J_{y_0o z_0}$ та $J_{z_0o x_0}$ – моменти інерції молотка щодо центральних площин Y_0OZ_0 та Z_0OX_0 .

$$J_{y_0o z_0} = \sum_{i=1}^n J(y_0o z_0)_i + \sum_{i=1}^n M_i \cdot x_{0i}^2 - M \cdot x_0^2, \quad (10)$$

$$J_{z_0o x_0} = \sum_{i=1}^n J(z_0o x_0)_i + \sum_{i=1}^n M_i \cdot y_{0i}^2 - M \cdot y_0^2, \quad (11)$$

Формули для визначення об’ємів, координат центрів ваги щодо основ елементів, відстаней між осями загальної системи координат і власних систем координат елементів, а також моментів інерції щодо центральних площин елементів молотка відповідно до [14, с. 400] наведено в таблиці 1.

У формулах (табл. 1) R_i, A_i, B_i, l_i – це радіус, ширина, висота та довжина елементів відповідно,

Таблиця 1

Формули для визначення параметрів елементів молотка

№ елем.	$V_i =$	$y'_{0i} =$	$l_{yi} =$	$J_{(y_0o z_0)_i} =$	$J_{(y_0o x_0)_i} =$
1	$A_1 \cdot B_1 \cdot l_1$	$0,5 \cdot B_1$	$B_2 + R_{10}$	$0,08333 \cdot M_1 \cdot A_1^2$	$0,08333 \cdot M_1 \cdot B_1^2$
2, 3	$B_2 \cdot l_2 \cdot (A_2 + c_2)$	$\frac{1}{6} \cdot B_2 \cdot (3 - \frac{c_2}{A_2 - c_2})$	$(B_2 - y'_2) + R_{10}$	$\frac{1}{12} \cdot M_2 \times$ $\times ((A_2 + c_2)^2 + c_2^2)$	$\frac{1}{36} \cdot M_2 \cdot B_2^2 \times$ $\times \left(3 - \frac{c_2^2}{(A_2 + c_2)^2} \right)$
4, 5	$0,42920 \cdot R_4^2 \cdot l_4$	$0,77663 \cdot R_4$	0	$0,63832 \cdot M_4 \cdot R_4^2$	$0,03516 \cdot M_4 \cdot R_4^2$
6, 7, 8, 9	$0,5 \cdot A_6 \cdot B_6 \cdot l_6$	$\frac{1}{3} \cdot B_6$	$B_6 - y'_6$	$0,05556 \cdot M_6 \cdot A_6^2$	$0,05556 \cdot M_6 \cdot B_6^2$
10	$\pi \cdot l_{10} \cdot (R_{10}^2 - r_{10}^2)$	$0,77663 \cdot R_{10}$	0	$\frac{1}{4} \cdot M_{10} \cdot (R_{10}^2 + r_{10}^2)$	$\frac{1}{4} \cdot M_{10} \cdot (R_{10}^2 + r_{10}^2)$
11	$0,42920 \cdot R_{11}^2 \cdot l_{11}$	$0,77663 \cdot R_{11}$	0	$0,63832 \cdot M_{11} \cdot R_{11}^2$	$0,03516 \cdot M_{11} \cdot R_{11}^2$
12	$1,57080 \cdot R_{12}^2 \cdot l_4$	$0,57559 \cdot R_{12}$	$R_{10} + R_{12}$	$\frac{1}{4} \cdot M_{12} \cdot R_{12}^2$	$0,06987 \cdot M_{12} \cdot R_{12}^2$
13, 14	$0,5 \cdot A_{13} \cdot B_{13} \cdot l_{13}$	$\frac{1}{3} \cdot B_{13}$	$R_{10} + B_2 + \frac{2}{3} B_1$	$0,05556 \cdot M_{13} \cdot A_{13}^2$	$0,05556 \cdot M_{13} \cdot B_{13}^2$

причому $R_4=R_{10}=R_{11}=R_{12}=B_6$, r_{10} – радіус осі підвісу, приймаємо $r_{10}=7$ мм, $l_1=l_{10}=l_{11}=l_{12}=l_{13}=l_{14}$ – конструктивна ширина захвату молотка, знаходиться як [15, с. 101]: $l_1 = d_{\max} + (30 - 50)$ мм ($d_{\max}=30$ мм – максимальний діаметр гілок), ширину захвату молотка приймаємо $l_1=80$ мм. Для забезпечення необхідної маси молотка товщину бойка B_1 та товщину боковин $l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_9$ приймаємо рівними 10 мм. З технологічних міркувань приймаємо $B_2=40$ мм, $A_1=40$ мм. Інші розміри елементів молотка визначаються за такими формулами:

$$A_6 = \frac{R_{10} \cdot (0,5 \cdot A_1 - R_{10})}{B_2 + R_{10}}, \quad c_2 = 0,5 \cdot A_1 - R_{10} - A_6,$$

$$A_2 = A_1 + 2 \cdot c_2, \quad A_{13} = A_{14} = \frac{B_1}{\tan \alpha},$$

де c_2 – елемент трапеції 2 (рис. 2); α – кут загошення бойка молотка, приймаємо $\alpha=30^\circ$ [12, с. 49].

Координати x_{0i} центра мас i -го елемента щодо площин загальної системи координат для елементів 1, 2, 3, 4, 5, 10, 11, 12 дорівнюють нулю, оскільки вони лежать у площині ZOY загальної системи координат, а для елементів 6, 7, 8, 9, 13 та 14 відстань від їхніх центрів мас до цієї площини визначаються так:

$$x_{06} = x_{08} = \frac{1}{3} \cdot A_6 + R_{10}, \quad x_{07} = x_{09} = -\left(\frac{1}{3} \cdot A_7 + R_{10}\right),$$

$$x_{013} = \frac{1}{3} \cdot A_{13} + \frac{1}{2} \cdot A_1, \quad x_{014} = -\left(\frac{1}{3} \cdot A_{14} + \frac{1}{2} \cdot A_1\right).$$

Також відповідно до схеми (рис. 2) відстань від осі шарніру до лінії ударного імпульсу буде відповідати:

$$l_i = \sqrt{(R_{10} + B_2 + B_1)^2 + (A_1 + A_{13})^2}. \quad (12)$$

Ще однією умовою для визначення геометричних параметрів молотка є його маса, яка визначається за формулою (3).

Отже, відповідно до заданих умов і за використання вже відомих значень розмірів молотка було розв'язано систему рівнянь із рівнянь 2, 3 та 12 щодо розміру R_{10} . Це дало можливість визначити невідомі розміри складників молотка, пов'язані з R_{10} ($R_{10}=16,5$ мм). Отримані внаслідок розрахунків розміри молотка забезпечують необхідні відстань l_i та масу M ($l_i=88$ мм, $M=1,39$ кг).

Висновки. Відповідно до поставленої мети розроблено молоток для подрібнення гілок, який:

- має зменшений лобовий опір повітря завдяки зменшенню площі молотка в площині обертання та вибору елементів молотка зі зменшеним коефіцієнтом обтікання;
- має збільшений ресурс роботи завдяки додатковій робочій грані.

Обґрунтовані конструктивні параметри розробленого молотка забезпечують умови перерубування гілок і зрівноваження молотка на удар:

- отримані внаслідок розрахунків розміри молотка: робоча ширина – 80 мм, загальна висота – 99,5 мм, товщина бокових граней і бойка – 10 мм, зовнішній радіус тримача – 16,5 мм, висота противаги – 16,5 мм. При цьому його маса становитиме $M=1,39$ кг, що забезпечить можливість подрібнення гілок діаметром до 30 мм за швидкості його руху від 30 м/с;

– відстань від лінії удару до осі підвісу молотка $l_i=88$ мм забезпечить зрівноваження молотка на удар під час подрібнення гілок.

Застосування молотка запропонованої конструкції в машинах для подрібнення обрізаних гілок у міжряддях саду чи в машинах для знищення кущів дасть змогу подовжити строк служби робочих органів і зменшити загальні енерговитрати на процес.

Список літератури:

1. Говоров О.Ф. Машины для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення подрібнених частинок по поверхні ґрунту. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2010. Вип. 94. С. 29–48.
2. Windell K., Bradshaw S. Understory biomass reduction methods and equipment catalog. Missoula, MT : U.S Department of Agriculture, Forest Service, Missoula Technology and Development Center, 2000. 156 p.
3. Lechasseur G., Savoie P. Cutting bundling and chipping short rotation willow. *The Canadian society for engineering in agricultural, food, and biological systems*. 2005. 11 p.
4. Power demand of a flail mower during pineapple field demolition / J.S. Pérez de Corcho Fuentes et al. *Ciencia Investigacion Agraria*. 2009. No. 36 (1). P. 59–68.
5. Air flow conditions in workspace of mulcher / Ćedik J. et. al. *Agronomy Research*. 2018. No. 16 (3). P. 669–678.
6. Брагінец Н.В., Вертий А.А. Экспериментальные исследования процесса измельчения грубых и стельчатых кормов измельчителем с комбинированными ножами. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2015. Вип. 45. Ч. II. С. 129–134.

7. Ніж різального апарата з горизонтальною віссю обертання для скошування та подрібнення рослин: пат. на корисну модель 77289 Україна: МПК А01D 34/42. № u 2012 08524; заявл. 10.07.2012 ; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.
8. Brush cutter: pat. US 6,764,035 B2: МПК В02С 18/16. № 10/159,045; Filed. Jun- 3, 2002; Prior Publication Data. US 2003/0222164 A1 Dec. 4, 2003.
9. Rotor for land clearing device: pat. US 5,642,765 A: МПК А01G 23/08. № 648,623; Filed. May- 16, 1996; Date of patent. Jul. 1, 1997.
10. Королев Е.В., Жамалов Р.Р. Аэродинамическое сопротивление плохо обтекаемых тел. *Вестник НГИЭИ*. 2011. № 1(2). Т. 2. С. 61–77.
11. Hoerner S.F. Fluid-dynamic Drag. Published by the author, 1965. 455 p.
12. Сарана В.В., Кравченко В.В., Войтик А.В. Машины для утилізації плодової деревини в інтенсивних садах та кущових ягідниках : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2015. 203 с.
13. Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І. Машины та обладнання для тваринництва : підручник. Київ : Кондор, 2016. 731 с.
14. Фаворин М.В. Моменты инерции тел : справочник. Москва : Машиностроение, 1970. 312 с.
15. Заїка Л.М. Теорія сільськогосподарських машин : навч. посібник для студ. вищ. навч. закл. тех. Харків : Око, 2003. Т. 2. Ч. 1: Машины для заготівлі кормів. 360 с.

Kravchenko V.V., Voitik A.V., Oliadnichuk R.V., Kovalchuk Y.O.

HAMMER OF HORIZONTAL-ROTORY CHOPPER OF BRANCHES

There are the results of development and determination sizes the horizontal-rotary branch grinder's working body. The reducing of the power for air resisting with branch grinding, increasing of the work resource and a possibility to cut the 30 mm branches with 30 m/s work body's speed were the criterions of the choice by a work body's shape and it's the size's counties. Also, for the shredder drive shaft's longevity it needs the hammer balancing.

Analysis of previous researches shows that the swing joint hammers for the brunch grinding have a plate shape. These hummers have enough weight for the brunch cutting but they also have the disadvantage – only one working side for brunch grinding and increased requirements of the driving power for the overcome of the increased air resistance.

It is proposed the construction of working body, which is having two working sides for increasing his working resource. And the elements of this hummer have smaller the cross-sectional area relative to the direction of hummer's travel then plate hummers and less flow coefficients. Since these factors have a pro-proportional effect on the magnitude of the hammer frontal resistance, the overall air resistance of the designed working body will be reduced.

Using the conditions of equilibrium of the hammer for impact and the conditions of securing the cutting of branches, the article was calculated the basic dimensions of the hammer as a whole and its structural elements, namely: working width of 80 mm, total height of 99.5 mm, thickness of lateral faces and bump 10 mm, outer radius holder 16.5 mm, counterbalance height 16.5 mm, distance from the axis of the suspension of the hammer to the line of action of the impulse to the 88 mm dash. According to the calculated dimensions, the weight of the hammer will be 1.39 kg.

Key words: *crushing of branches, hammer, equilibrium on impact, air resistance, moment of inertia of hammer.*