

DEFINITION OF BASIC PARAMETERS OF SMALL-SIZED FLEXIBLE HARROW / ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МАЛОГАБАРИТНОЇ ГНУЧКОЇ БОРОНИ

PhD. Eng. Usenko M.

Lutsk National Technical University / Ukraine

Tel: +38(0332)74-61-03; Fax: +38(0332)77-48-40; E-mail: usmish@mail.ru

Abstract: The advantages and disadvantages of different constructions of flexible harrows are analyzed. A new construction of the flexible chain harrow with tines that rotate in different planes by contact with the soil is presented. The angles of outside links of the harrow and, accordingly, its working width are defined. The power to work of flexible chain harrow is defined.

Keywords: motoblock, harrow, chain, link, tine, angle, width, force, power

INTRODUCTION

Operation of basic soil tillage is prior to all operations for growing crops. Lately gets spread progressive system of minimum tillage which includes reducing of the number of tillages and declining of their depth by combining of various working operations such as ploughing and harrowing. To ensure of this tillage, it is necessary to use combined tillage tools.

Today for the operation of minimum tillage the combined units are used. A lot of constructions among which plows with flexible rotary harrows are developed [1, 2]. These harrows are called modular, flexible, and they are made in the form of chain with tines. Most of these harrows give good work results. But they have disadvantages, namely, their working parts (tines) cannot rotate by the contact with the soil in the longitudinal-vertical and horizontal planes and it is lead to faulty cultivation of different soil texture.

In many scientific papers the parameters of working tools for secondary tillage are substantiated and their constructions are discussed [3, 4, 5, 6, 7]. But many questions are not still clearly understood. Accordingly, the questions of theoretical substantiation of working parts parameters of the new constructions of flexible harrows, particularly for small-sized equipment, are not discussed.

MATERIAL AND METHOD

In works [6, 7] are described the construction of wheel-driven flexible harrow and a perspective of its use on the small-sized equipment. Theoretical researches of these works allowed defining the motion trajectory of characteristic points of flexible harrows tine and the force acting on the tine. But such important parameters as the angles of outside links of the harrow and, accordingly, its operating width and also a draught of flexible chain harrow are not defined. These parameters are particularly important in terms of using of flexible harrow with small-sized tractors and motoblocks. Operating width of small-sized harrow should not be large, since this would lead to an undesirable increase of size of the unit, as well as to increase of its draught. Therefore, the maximum use by the work of the chain harrows length, i.e. using by the work of maximum number of its units or giving it best possible working width by a

Резюме: Проаналізовано переваги та недоліки різних конструкцій гнучких борін. Подана нова конструкція гнучкої ланцюгової борони з зубами, що обертаються в різних площинах при контакті з ґрунтом. Визначені кути нахилу крайніх ланок даної борони і, відповідно, її робоча ширина захвату. Визначена потужність на роботу гнучкої ланцюгової борони.

Ключові слова: мотоблок, борона, ланцюг, ланка, зуб, кут, ширина захвату, сила, потужність

ПЕРЕДУМОВА

Операція основного обробітку ґрунту передусім операціям з вирощування сільськогосподарських культур. Останнім часом набуває поширення прогресивна система мінімального обробітку ґрунту, яка передбачає скорочення кількості обробітків та зменшення їх глибини за рахунок поєднання різних технологічних операцій, наприклад, оранки і боронування. Для забезпечення такого обробітку ґрунту необхідно застосування комбінованих знарядь.

Сьогодні для виконання операції мінімального обробітку ґрунту використовують комбіновані агрегати. Розроблено багато таких конструкцій, тобто плугів з боронами гнучкими обертальними [1, 2]. Ці борони називають модульними, гнучкими, ланцюговими і вони виконані у вигляді ланцюга з зубами. В основному дані борони дають хороші результати роботи. Але вони мають недоліки, а саме їх робочі органи (зуби) не можуть обертатись при контакті з ґрунтом в поздовжньо-вертикальній та в горизонтальній площинах, що призводить до неякісного обробітку різних за механічними складом ґрунтів.

В багатьох наукових працях обґрунтовані параметри робочих органів для передпосівного обробітку ґрунту та розглянуті їх конструкції [3, 4, 5, 6, 7]. Але багато питань ще повністю не вивчені. Відповідно, не розглянуті питання теоретичного обґрунтування параметрів робочих органів нових конструкцій гнучких борін, зокрема, для малогабаритної техніки.

МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

В роботах [6, 7] описана конструкція борони гнучкої з приводом від колеса та перспективність її застосування на малогабаритній техніці. Теоретичні дослідження даних робіт дозволили визначити траєкторію руху характерної точки зубу борони гнучкої і силу, що діє на зуб. Але такі важливі параметри як кут нахилу крайніх ланок борони і, відповідно, її ширина захвату, а також тяговий опір гнучкої ланцюгової борони не визначені. Дані параметри особливо важливі з точки зору використання гнучкої борони в агрегаті з малогабаритними тракторами і мотоблоками. Ширина захвату малогабаритної гнучкої борони не повинна бути великою, оскільки це призведе до небажаного збільшення габаритів агрегату, а також до збільшення його тягового опору. Тому максимальне використання при роботі довжини ланцюгової борони, тобто залучення в роботу максимальної кількості її ланок або надання їй найбільш можливої робочої ширини захвату

given number of links are very important for such small-sized harrow.

For qualitative tillage we proposed the flexible harrow with adjustable tines [8]. Here you can set the desired position (angle) of loosening tines 6, which determines their operation (Fig. 1). The angle of the tines 6 to the longitudinal axis of link is provided by the appropriate position of the bases 3, which are fixed with bolt 2. By turning the support 7 can be achieved the alignment of the supports 7 hole with the shaped sleeves 8 holes and the bases 3 holes for the vertical pin 9 and fix it. Vertical pin 9 can be fixed in position when loosening tine 6 will take perpendicular position to the longitudinal axis of the link, as shown on Fig. 1. To provide of more qualitative cultivation of different types of soils, than discussed above, we need to change the horizontal and vertical angles of location of loosening tines 6 to the longitudinal axis of the link. For this we need to rotate and fix by vertical pin 9 the support 7 in such position in which it is able to achieve the desired tines 6 position in the horizontal plane. To change the angle of the tines 6 in the vertical plane it is necessary to change the location of the bases 3, for the purpose we tighten and release each other bolts 2 as long as the bases 3 do not lie completely by one of the faces of their multifaceted surfaces on the link. In such position of two bases 3, which are attached to the same link, it is provided a stable angle of these bases and, accordingly, of tines 6 in the vertical plane. Optimum angles are selected according to external conditions of work.

Fig. 2 presents a plow with flexible harrow, which is aggregated to motoblock.

при даній кількості ланок є дуже важливим для такої малогабаритної борони.

Для якісного обробітку ґрунту нами запропонована борона гнучка з регульованим зубами [8]. Тут можливо встановити необхідне положення (кут нахилу) розпушуючих зубів 6, що визначає їх режим роботи (рис. 1). Кут нахилу зубів 6 до поздовжньої осі ланки забезпечується відповідним положенням основ 3, яке фіксується за допомогою болтів 2. Поворотом опори 7 можна досягти співпадання отвору даної опори з отворами фігурної втулки 8 і основи 3 для вертикального пальця 9 і закріпити його. Вертикальний палець 9 можна закріпити в такому положенні, коли розпушуючий зуб 6 займе перпендикулярне положення до поздовжньої осі ланки, як і показано на рис. 1. Для забезпечення більш якісного, ніж у вищерозглянутому випадку, обробітку різних типів ґрунтів необхідно змінити горизонтальні і вертикальні кути розташування розпушуючих зубів 6 до поздовжньої осі ланки. Для цього опору 7 необхідно повернути і зафіксувати вертикальним пальцем 9 в такому положенні, щоб можна було досягти необхідного розташування зубу 6 у горизонтальній площині. Для зміни кута розташування зубів 6 у вертикальній площині необхідно поміняти розташування основ 3, для чого поперемінно відпускають один і затягують інший болти 2 до тих пір, поки основи 3 не ляжуть повністю однією з граней своїх багатогранних поверхонь на ланку. При такому положенні двох основ 3, що закріплені на одній ланці, забезпечується стабільний кут розташування цих основ і, відповідно, зубів 6 у вертикальній площині. Оптимальні кути підбираються в залежності від зовнішніх умов роботи.

На рис. 2 поданий плуг з гнучкою борною, яка агрегується до мотоблоку.

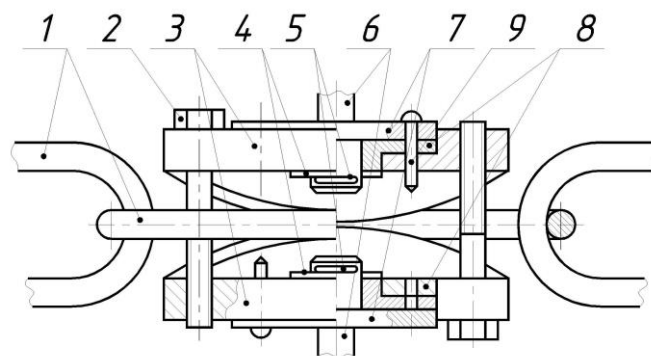


Fig. 1 - Flexible harrow with adjustable tins (excerpt)

1 – chain module with links; 2 – fasteners; 3 – bases ; 4 – washers; 5 – horizontal pins; 6 – loosening tines; 7 – supports; 8 – shaped sleeves; 9 – vertical pin



Fig. 2 – Motoblock with plow with flexible harrow

RESULTS

To characterize the work of the harrow it is necessary to determine the angles of outside links and therefore, the depth of plunging of the tines in the soil and then the power to the work. We consider two outside links of the chain on each side, which do not lie fully on the soil surface. We accept that other central links are fully lying on the soil. An attachment of the outside links to the frame is hinged, and then we take the following fastening scheme of two outside links. At a hinge O is fixed homogeneous link (rod) OA of the length $2l_1$ and of the weight P_1 , at the point A with this link is connected by a hinge the second homogeneous link (rod) AB of the length $2l_2$ and of the weight P_2 , to end B of this link is applied a horizontal force P_3 . The whole system is in balance in the vertical plane. It is necessary to define the angles φ_1 and φ_2 of links OA and AB with vertical (Fig.3).

РЕЗУЛЬТАТИ

Для характеристики роботи даної борони необхідно визначити кути нахилу її крайніх ланок і, відповідно, глибину занурення їх зубів в ґрунт і потім потужність на роботу. Будемо розглядати дві крайні ланки ланцюга з кожного боку, які не лежать повністю на поверхні ґрунту. Приймаємо, що інші центральні ланки повністю лежать на ґрунті. Оскільки кріплення крайніх ланок до рами шарнірне, то приймаємо наступну схему кріплення двох крайніх ланок. На шарнірі O закріплена однорідна ланка (стрижень) OA довжиною $2l_1$ і вагою P_1 , в точці A з даною ланкою з'єднана за допомогою шарніру друга однорідна ланка (стрижень) AB довжиною $2l_2$ і вагою P_2 , до кінця B даної ланки прикладена горизонтальна сила P_3 . Вся система знаходиться в рівновазі у вертикальній площині. Тут необхідно визначити кути φ_1 і φ_2 ланок OA і AB з вертикаллю (рис. 3).

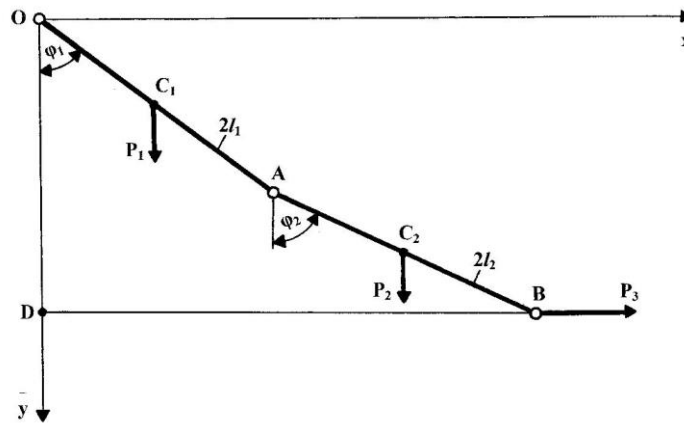


Fig. 3 – Scheme to defining the angles φ_1 and φ_2 of links OA and AB with vertical

We take the coordinate axes, as shown in Fig. 3. The angles φ_1 and φ_2 we take for generalized coordinates that define the position of the system. From Fig. 3 we find that the coordinates of the points $C_1 (x_1, y_1)$, $C_2 (x_2, y_2)$, $B (x_3, y_3)$, where the forces applied, expressed by φ_1 and φ_2 as follows:

Приймаємо осі координат, як вказано на рис. 3. Кути φ_1 і φ_2 приймаємо за узагальнені координати, які визначають положення даної системи. З рис. 3 знаходимо, що координати точок $C_1 (x_1, y_1)$, $C_2 (x_2, y_2)$, $B (x_3, y_3)$, в яких прикладені задані сили, виражаються через φ_1 і φ_2 наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= l_1 \sin \varphi_1, \\ x_2 &= 2l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2, \\ x_3 &= 2l_1 \sin \varphi_1 + 2l_2 \sin \varphi_2, \\ y_1 &= l_1 \cos \varphi_1, \\ y_2 &= 2l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2, \\ y_3 &= 2l_1 \cos \varphi_1 + 2l_2 \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Hence we find the variations of the Cartesian coordinates of points C_1 , C_2 and B , which determine the possible movement of these points as full differential functions of x_i and y_i of two independent variables φ_1 and φ_2 :

Звідси знаходимо варіації декартових координат точок C_1 , C_2 і B , які визначають можливі переміщення даних точок, як повні диференціали функцій x_i та y_i від двох незалежних змінних φ_1 і φ_2 :

$$\left. \begin{aligned} \delta x_1 &= l_1 \cos \varphi_1 \delta \varphi_1, \\ \delta x_2 &= 2l_1 \cos \varphi_1 \delta \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \delta \varphi_2, \\ \delta x_3 &= 2l_1 \cos \varphi_1 \delta \varphi_1 + 2l_2 \cos \varphi_2 \delta \varphi_2, \\ \delta y_1 &= -l_1 \sin \varphi_1 \delta \varphi_1, \\ \delta y_2 &= -2l_1 \sin \varphi_1 \delta \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 \delta \varphi_2, \\ \delta y_3 &= -2l_1 \sin \varphi_1 \delta \varphi_1 - 2l_2 \sin \varphi_2 \delta \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Projections of forces P_1 , P_2 and P_3 on the coordinate axes are equal:

Проекції сил P_1 , P_2 і P_3 на координатні осі дорівнюють:

$$X_1 = 0, Y_1 = P_1, X_2 = 0, Y_2 = P_2, X_3 = P_3, Y_3 = 0$$

The sum of the elementary works of all forces acting on the system is defined by the general formulas:

Сума елементарних робіт всіх сил, що діють на систему, визначається за загальними формулами:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n \left(X_i \frac{\partial x_i}{\partial q_1} + Y_i \frac{\partial y_i}{\partial q_1} + Z_i \frac{\partial z_i}{\partial q_1} \right) &= Q_1, \\ \sum_{i=1}^n \left(X_i \frac{\partial x_i}{\partial q_2} + Y_i \frac{\partial y_i}{\partial q_2} + Z_i \frac{\partial z_i}{\partial q_2} \right) &= Q_2, \\ \dots\dots\dots \\ \sum_{i=1}^n \left(X_i \frac{\partial x_i}{\partial q_k} + Y_i \frac{\partial y_i}{\partial q_k} + Z_i \frac{\partial z_i}{\partial q_k} \right) &= Q_k. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Thus, using the general formulas (3) we can find the generalized forces Q_1 and Q_2 , corresponding to the generalized coordinates φ_1 and φ_2 :

Таким чином, з використанням загальних формул (3) можемо знайти узагальнені сили Q_1 та Q_2 , що відповідають узагальненим координатам φ_1 і φ_2 :

$$\begin{aligned} Q_1 &= \sum_{i=1}^3 \left(X_i \frac{\partial x_i}{\partial \varphi_1} + Y_i \frac{\partial y_i}{\partial \varphi_1} \right) = P_1 \frac{\partial y_1}{\partial \varphi_1} + P_2 \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} + P_3 \frac{\partial x_3}{\partial \varphi_1} = \\ &= -P_1 h \sin \varphi_1 - 2P_2 h \sin \varphi_1 + 2P_3 h \cos \varphi_1 = h [2P_3 \cos \varphi_1 - (P_1 + 2P_2) \sin \varphi_1] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= \sum_{i=1}^3 \left(X_i \frac{\partial x_i}{\partial \varphi_2} + Y_i \frac{\partial y_i}{\partial \varphi_2} \right) = P_1 \frac{\partial y_1}{\partial \varphi_2} + P_2 \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_2} + P_3 \frac{\partial x_3}{\partial \varphi_2} = \\ &= -P_2 l_2 \sin \varphi_2 + 2P_3 l_2 \cos \varphi_2 = l_2 (2P_3 \cos \varphi_2 - P_2 \sin \varphi_2). \end{aligned} \quad (5)$$

Equating to null the generalized forces Q_1 and Q_2 we have the following two equations:

Прирівнюючи до нуля узагальнені сили Q_1 та Q_2 , отримаємо наступні два рівняння:

$$2P_3 \cos \varphi_1 - (P_1 + 2P_2) \sin \varphi_1 = 0 \quad (6)$$

$$2P_3 \cos \varphi_2 - P_2 \sin \varphi_2 = 0 \quad (7)$$

After some mathematical transformations from equations (6) and (7) we have found:

Після певних математичних перетворень з рівнянь (6) та (7) знаходимо:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{2P_3}{P_1 + 2P_2}. \quad (8)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{2P_3}{P_2}. \quad (9)$$

As the links OA and AB are of the same length, i.e. $2l_1 = 2l_2 = 2l$, we can take that their weights are also the same, i.e. $P_1 = P_2 = P$. Also we take that the power P_3 is equal to the sum of two forces P_1 and P_2 , i.e. $P_3 = P_1 + P_2 = 2P$, because the power P_3 is created by two mid-links of chain lying on the ground with all its length. From formulas (8) and (9) we have $\operatorname{tg} \varphi_1 = 4/3$ and $\operatorname{tg} \varphi_2 = 4$, where $\varphi_1 \approx 53^\circ$ and $\varphi_2 \approx 75^\circ$.

Оскільки ланки OA та AB однакові за довжиною, тобто $2l_1 = 2l_2 = 2l$, то можемо прийняти, що їх ваги також однакові, тобто $P_1 = P_2 = P$. Також приймаємо, що сила P_3 дорівнює сумі двох сил P_1 та P_2 , тобто $P_3 = P_1 + P_2 = 2P$, оскільки сила P_3 створюється двома середніми ланками ланцюга, які лежать на ґрунті всією своєю довжиною. З формул (8) і (9) отримуємо $\operatorname{tg} \varphi_1 = 4/3$, а $\operatorname{tg} \varphi_2 = 4$, звідки $\varphi_1 \approx 53^\circ$, а $\varphi_2 \approx 75^\circ$.

Now we can determine the size OD - height of the hinge O or of the frame above the soil surface. From Fig. 3 we have:

Тепер можемо визначити величину OD – висоту розташування шарніра O або рами над поверхнею ґрунту. З рис. 3 маємо:

$$OD = OA \cos \varphi_1 + AB \cos \varphi_2 = 2l_1 \cos \varphi_1 + 2l_2 \cos \varphi_2 = 2l \cos \varphi_1 + 2l \cos \varphi_2 = 2l (\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2) \quad (10)$$

Taking constructive the links length of $2l = 10$ cm we determine from the formula (10) the value of $OD \approx 8.6$ cm. This value is acceptable in terms of free passage of frame in the presence of stitches on the soil surface and related to setting of the necessary position of depth wheel.

Working width of harrow is approximately 50 cm in view of the fact that the length of a link is equal to 15 cm (by the outside points of the tines) and in the work there are involved two central links fully and two outside (on each side) links in part.

Now we can define the power to work of the harrow. As the angle to the vertical of the link AB is $\varphi_2 \approx 75^\circ$, we have that the tines of this link plunge in the soil, but not fully. In the formula for defining of the power which is supplied on work of harrows, such factors as a section of soil chip c , tillage depth h , the mass of soil that is threw in 1 s Q_s should be taken a little less.

The power which is supplied on work of harrow can be defined from the known formula [4]:

$$N = 10^{-3} f m g v + 10^{-4} k c h z n / 6 + 10^{-3} \delta Q_s v_c^2 \quad (11)$$

Where

f – rolling coefficient (0.2),
 m – mass of the harrow (8 kg),
 g – gravitational acceleration (9.81 m/s²),
 v – speed of the harrow (0.4 m/s),
 k – soil resistivity (0.03 МПа),
 c – section of soil chip (50 cm²),
 h – tillage depth (10 cm),
 z – number of tillage tools (16 pcs.),
 n – rotation frequency of the harrow (17 min⁻¹),
 δ – coefficient of throwing, depending on the shape of tillage tool (≈ 1),
 Q_s – mass of soil that is thrown in 1 s (≈ 5 kg/s),
 v_c – linear speed of the harrow (0.4 m/s).

Substituting these data in the formula (11) we get $N \approx 0.078 \approx 0.1$ kW.

Power of the motoblock for tillage operations (plowing with harrowing) is 5-6 kW. As seen from the calculation this power is sufficient for efficient conduct of this operation.

CONCLUSIONS

Resulted higher analysis of work of the flexible chain harrow allows to defining the angles of outside links of the harrow and, accordingly, its working width and the power to work of this harrow also.

It is established that the angle to the vertical of the outside (on each side) link with tines is 75° , so the tines of this link plunge in the soil, but not fully.

It is established that working width of harrow is approximately 50 cm.

It is established that power which is supplied on work of harrow is approximately 0.1 kW, and as the power of the motoblock for tillage operations (plowing with harrowing) is 5-6 kW, so it is sufficient for efficient conduct of this operation.

We developed a new construction of the flexible chain harrow with tines which are rotated by the contact with the soil in the different planes. This allows providing more intensive tillage cultivation, to increase its quality and reducing the cost of power to work of harrows.

Приймаючи конструктивно довжину ланки $2l = 10$ см, визначаємо за формулою (10) величину $OD \approx 8,6$ см. Таке значення є прийнятним з точки зору забезпечення вільного проходження рами при наявності гребенів на поверхні ґрунту та для встановлення необхідного положення опорного колеса.

Робоча ширина захвату борони становить приблизно 50 см з врахуванням того, що довжина однієї ланки дорівнює 15 см (по крайніх точках зубів) і в роботі беруть участь дві центральні ланки повністю і дві крайні (з кожного боку) ланки частково.

Тепер можемо визначити потужність на роботу борони. Оскільки кут нахилу ланки AB до вертикалі становить $\varphi_2 \approx 75^\circ$, то можемо прийняти, що зуби даної ланки входять в ґрунт, але не повністю. В формулі для визначення потужності, що витрачається на роботу борони, такі коефіцієнти як переріз ґрунтової стружки c , глибина обробітку h , маса ґрунту, що відкидається за 1 с Q_s слід прийняти дещо меншими.

Потужність, що витрачається на роботу борони, можна визначити за відомою формулою [4]:

де

f – коефіцієнт перекочування (0,2),
 m – маса борони (8 кг),
 g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²),
 v – швидкість руху борони (0,4 м/с),
 k – питомий опір ґрунту (0,03 МПа),
 c – переріз ґрунтової стружки (50 см²),
 h – глибина обробітку ґрунту (10 см),
 z – число робочих органів (16 шт.),
 n – частота обертання борони (17 хв⁻¹),
 δ – коефіцієнт відкидання, що залежить від форми робочого органа (≈ 1),
 Q_s – маса ґрунту, що відкидається за 1 с (≈ 5 кг/с),
 v_c – колова швидкість борони (0,4 м/с).

Підставляючи значення в формулу (11) отримуємо $N \approx 0,078 \approx 0,1$ кВт.

Потужність мотоблока для виконання операції обробітку ґрунту (оранка з боронуванням) становить 5-6 кВт. Як видно з розрахунків така потужність є достатньою для якісного проведення даної операції.

ВИСНОВКИ

Наведений теоретичний аналіз роботи гнучкої ланцюгової борони дає можливість визначити кути нахилу крайніх ланок даної борони і, відповідно, її робочу ширину захвату, а також потужність на роботу даної борони.

Встановлено, що кут нахилу до вертикалі крайньої (з кожного боку) ланки з зубами становить 75° , і таким чином, зуби даної ланки входять в ґрунт, але не повністю.

Встановлено, що робоча ширина захвату борони становить приблизно 50 см.

Встановлено, що потужність, що витрачається на роботу борони становить приблизно 0,1 кВт і оскільки потужність мотоблока для виконання операції обробітку ґрунту (оранка з боронуванням) становить 5-6 кВт, то вона є достатньою для якісного проведення даної операції.

Розроблена нова конструкція гнучкої ланцюгової борони з зубами, що обертаються в різних площинах при контакті з ґрунтом. Це дозволяє забезпечити більш інтенсивний обробіток ґрунту, підвищити якість обробітку і зменшити витрати потужності на роботу даної борони.

Resulted higher method of calculation is the main for the flexible chain harrows of such construction and, accordingly, for the matching of its optimal parameters for work in various environmental conditions.

REFERENCES

- [1]. Bezdolny M.I., (1995) – *Agricultural unit*, Patent №17384 Ukraine, IPC A01B 149/02; appl. 23.02.1995; publ. 29.12.1999; Bul. №8;
- [2]. Bezdolny M.I., (1995) – *Device for cultivation*, Patent №17395 Ukraine, IPC A01B 19/02, 49/02; appl. 26.04.1995; publ. 28.02.2000; Bul. №1;
- [3]. Kanarev F.M., (1983) – *Rotary tillage machines*, Machine-building, p.142, Moscow;
- [4]. Listopad G.E. (1986) – *Agricultural and reclamation machines*, Agropromizdat, p.688, Moscow;
- [5]. Sysolin P.V., (2001) – *Agricultural machines: theoretical foundations, design*, Harvest, p.384, Kiev;
- [6]. Usenko M.V., (2011) – *Study of flexible harrows with driven wheels*, Collection of scientific articles "Agricultural machines", № 21/II, pp.142-149, Lutsk;
- [7]. Usenko M.V., Pryshlyak V.M., (2012) – *Experimental studies of the work of flexible harrow with loosening tins*, Scientific collection VSAU, № 11, v. 1 (65), pp.218-223, Vinnitsa;
- [8]. Usenko M.V., Ponikarchuk A.M., Bozhydarnik V.V., Mirchuk V.S., (2004) – *Flexible harrow with adjustable tins*, Patent №67581 Ukraine, IPC A01B 49/02; appl. 30.10.2003; publ. 15.06.2004; Bul. №6;
- [9]. Usenko M.V., Ponikarchuk A.M., Bozhydarnik V.V., Mirchuk V.S., Kuzhel E.V., Podzizey T.T., (2005) – *Module of flexible rotary harrow with loosening tins*, Patent №74089 Ukraine, IPC A01B 49/02; appl. 17.03.2004; publ. 17.10.2005; Bul. №10;
- [10]. Usenko M.V., Bozhydarnik V.V., (2009) – *Flexible harrow with driven wheels*, Patent №42099 Ukraine, IPC A01B 49/02; appl. 05.01.2009; publ. 25.06.2009; Bul. №12.

Наведена методика розрахунку є основою для гнучких ланцюгових борін такої конструкції і, відповідно, для підбору її оптимальних параметрів для роботи в різноманітних зовнішніх умовах.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Бездольний М.І., (1995) – *Сільськогосподарський агрегат*. Патент №17384 Україна. МКВ А01В 49/02; заявл. 23.02.1995; опубл. 29.12.1999, Бюл. №8;
- [2]. Бездольний М.І., (1995) – *Пристрій для обробітку ґрунту*. Патент №17395 Україна. МКВ А01В 19/02, 49/02; заявл. 26.04.1995; опубл. 28.02.2000, Бюл. №1;
- [3]. Канарев Ф.М., (1983) – *Ротационные почвообрабатывающие машины*. –М.: Машиностроение, –142 с;
- [4]. Листопад Г.Е., (1986) – *Сельскохозяйственные и мелиоративные машины*.–М.: Агропромиздат, –688 с;
- [5]. Сисолин П.В., (2001) – *Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування*. –К.: Урожай, 384;
- [6]. Усенко М.В., (2011) – *Дослідження роботи борони гнучкої з приводом від колеса*, Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини», №21/II, -с.142-149, Луцьк;
- [7]. Усенко М.В., Пришляк В.М., (2012) – *Експериментальні дослідження роботи гнучкої борони з розпушувачими зубами*, Збірник наукових праць ВДАУ, № 11, т. 1 (65), -с. 218-223, -Вінниця;
- [8]. Усенко М.В., Понікарчук А.М., Божидарник В.В., Мірчук В.С., (2004) – *Борона гнучка з регульованими зубами*. Патент №67581 Україна. МКВ А01В 49/02; заявл. 30.10.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. №6;
- [9]. Усенко М.В., Понікарчук А.М., Божидарник В.В., Мірчук В.С., Кужель Е.В., Подзізей Т.Т., (2005) – *Модуль гнучкої борони обертвової з розрихляючими зубами*. Патент №74089 Україна. МКВ А01В 49/02; заявл. 17.03.2004; опубл. 17.10.2005, Бюл. №10;
- [10]. Усенко М.В., Божидарник В.В., (2009) – *Борона гнучка з приводом від колеса*. Патент №42099 Україна. МКВ А01В 49/02; заявл. 05.01.2009; опубл. 25.06.2009, Бюл. №12.