

УДК 631.316

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ МЕЖДУРЯДНОЙ  
ОБРАБОТКЕ ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР  
REDUCTION OF ENERGY CONSUMPTION  
AT INTERROW CULTIVATION OF ROW CROPS

*Е.Н. Прошкин, В.И. Курдюмов*  
*E.N. Proshkin, V.I. Kurdyumov*  
*Ульяновская ГСХА*  
*Ulyanovsk state agricultural academy*

*A new working unit has been offered for interrow cultivation of row crops. The formulae to define draft resistance of cultivator section components have been given. The ways of energy consumption reduction for interrow cultivation of row crops have been determined.*

Повышение эффективности и рентабельности сельскохозяйственного производства возможно на основе широкого внедрения энергосберегающих машин и технологий. Поскольку затраты на топливо-смазочные материалы являются одной из основных статей расходов в растениеводстве, то снижение удельного веса этой статьи в общих затратах на производство продукции приводит к улучшению экономического состояния сельскохозяйственных предприятий. Один из путей решения данной задачи – создание и внедрение энергосберегающих средств механизации междурядной обработки пропашных культур.

Анализ способов и средств механизации междурядной обработки пропашных культур показал, что задача создания устройств, которые с относительно небольшими затратами энергии наиболее полно обеспечивали бы выполнение агротехнических требований при обработке полных междурядий до настоящего времени не решена. Также имеются проблемы с сохранностью культурных растений при использовании известных рабочих органов пропашных культиваторов. В связи с вышесказанным задача разработки новых рабочих органов пропашных культиваторов и проведения исследований, направленных на оптимизацию конструктивных параметров и режимов использования этих органов, является актуальной и имеет большое значение для современного растениеводства.

На основе анализа средств механизации междурядной обработки и их классификации, результатов поисковых опытов, в Ульяновской ГСХА создан перспективный рабочий орган пропашного культиватора, новизна технического решения которого подтверждена решением ФИПС о выдаче патента на изобретение по заявке № 2006145675.

Предложенный рабочий орган состоит из стойки и закрепленной на ней стрелчатой лапы с отвалом, выполненным в виде свободно установленного на оси с возможностями перемещения вдоль стойки и регулирования углового положения относительно направления движения диска, кронштейна и многозвенного механизма с зубьями. На кронштейне установлена пластина с закрепленным на ней дополнительным кронштейном. Диск выполнен сферическим

и расположен выпуклой стороной к стойке с возможностью изменения зазора между ним и внутренней поверхностью стрелчатой лапы. Ось диска установлена на дополнительном кронштейне. На пластине с возможностью регулирования углового положения в горизонтальной плоскости относительно направления движения установлен многозвенный механизм, звенья которого имеют возможность изменять свое положение относительно смежных звеньев. В каждом звене выполнены вертикальные отверстия, в которых с возможностью регулировки по высоте установлены параллельно относительно друг друга зубья.

Особенностью предложенного нами рабочего органа является то, что при его использовании вместо серийных органов культиватора за один проход можно взрыхлить почву и уничтожить сорняки в междурядьях, подавить сорняки в защитной зоне путем сдвига почвы в рядок растений, а также обеспечить ее мульчирование и подокучивание растений. Это стимулирует развитие у растений дополнительных корней, что способствует повышению их урожайности.

Важной задачей при оптимизации параметров и режимов работы орудия для междурядной обработки является снижение затрат энергии на выполнение процесса, которое зависит от сопротивления секций культиватора. Оно, в свою очередь, складывается из сопротивления перемещению стрелчатой лапы, приваливающего диска, секции бороны и колеса культиватора.

Общее тяговое сопротивление лапы культиватора  $F_x$  равно сумме горизонтальных проекций (на ось  $x$ ) четырех сил:  $R_d$  - сопротивления почвы деформации, вызываемой рабочей поверхностью клина;  $R_G$  - результирующей элементарных нормальных сил сопротивления почвы и сил трения на рабочей поверхности клина;  $R_F$  - реактивной силы, отклоненной на угол  $\varphi$  от нормали к поверхности клина;  $R_3$  - сопротивления, возникающего при износе лезвия и образовании у него затылочной фаски, производящей уплотнение слоя почвы на дне борозды:

$$F_x = R_{dx} + R_{Gx} + R_{Fx} + R_{3x}. \quad (1)$$

Сила  $R_d$  приложена около лезвия клина и отклонена от нормали к его рабочей поверхности на угол трения  $\varphi$ . Обычно принимают, что  $R_d = kab$ , где  $k$  - коэффициент, учитывающий свойства почвы и геометрическую форму клина,  $a$  и  $b$  - соответственно толщина и ширина пласта почвы.

Результирующая элементарных нормальных сил сопротивления почвы и сил трения на рабочей поверхности клина

$$R_{Gx} = \frac{G[\sin \beta \sin \gamma + f(\cos^2 \gamma + \cos \beta \sin^2 \gamma)]}{\cos \beta - f \sin \gamma \sin \beta}, \quad (2)$$

где  $G$  - вес пласта;  $\beta$  - угол крошения, образуемый рабочей поверхностью с плоскостью  $xOy$ ;  $\gamma$  - угол скоса лезвия, образуемый линией лезвия с осью  $x$ ;  $f$  - коэффициент трения почвы о поверхность лапы культиватора.

Составляющая тягового сопротивления

$$R_{Fx} = \frac{abv^2 \rho \sin^2 \gamma [\sin \beta + f \sin \gamma (\operatorname{ctg}^2 \gamma + \cos \beta)]}{\operatorname{ctg} \beta - f \sin \gamma}, \quad (3)$$

где  $v$  - скорость рабочего органа;  $\rho$  - плотность почвы.

Сила сопротивления, возникающего при износе лезвия и образовании у него загилочной фаски, производящей уплотнение слоя почвы на дне борозды

$$R_{\text{ж}} \leq \frac{\lambda G_{\text{к}} [\sin \varepsilon_3 \sin \gamma + f (\cos \varepsilon_3 \sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma)]}{\cos \varepsilon_3 - f \sin \gamma \sin \varepsilon_3}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  - коэффициент, обычно  $\lambda \leq 0,3 \dots 0,4$ ;  $G_{\text{к}}$  - вес культиватора.

Сопротивление плоского приваливающего диска, установленного с углом атаки  $\theta$ ,

$$F_{\text{п}} = p \frac{h}{R} (1,172 b_{\text{к}} + 1,387 f_{\text{п}} \delta) + \frac{R^2}{2} \sin \theta \left( \frac{\pi \alpha}{180} - \sin \lambda \right), \quad (5)$$

где  $p$  - удельное давление ножа,  $h$  и  $b_{\text{к}}$  - соответственно глубина погружения ножа в почву и толщина режущей кромки ножа;  $f_{\text{п}}$  - коэффициент трения почвы о диск;  $\delta$  - ширина режущей кромки диска;  $R$  - радиус диска;  $\lambda$  - центральный угол.

Давление зуба бороны на слой почвы по передней грани зависит от таких факторов, как коэффициент трения на поверхности контакта, угол внедрения и др. В общем случае эпюра нормального давления (рисунок) - выпуклая кривая, максимальная ордината которой равна временному сопротивлению почвы на смятие  $\sigma_{\text{в.см}}$ . Практически при достаточном заглублении зуба бороны в почву нормальное давление может быть принято одинаковым по всей поверхности. Современные экспериментальные данные показывают, что нормальное давление  $p$  возрастает от нуля в точке отхода элемента слоя почвы от зуба бороны

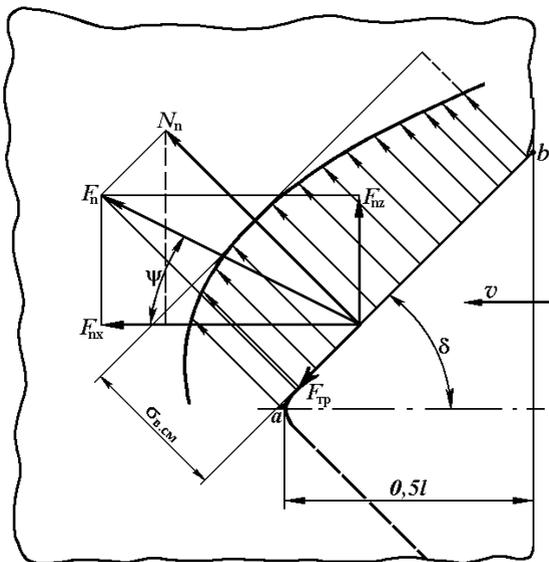


Рис. Эпюры нормального давления на передней грани зуба бороны

до максимума в точке  $a$  встречи зуба с почвой с нарастающей интенсивностью. Зависимость удовлетворительно описывается формулой

$$p = p_0(1 - y/L)^n, \quad (6)$$

где  $y$  - расстояние рассматриваемой точки от вершины внедряемого в почву клина;  $L$  - длина зоны контакта;  $p_0$  - давление в точке встречи вершины клина с почвой;  $n$  - показатель степени, учитывающий форму эпюры.

Итак, если принять прямоугольную эпюру распределения нормального давления по передней грани зуба бороны и учесть, что нормальное давление в любой точке контакта равно  $\sigma_{\text{в.см}}$ , можно записать, что равнодействующая нормального давления на зуб бороны

$$N_n = 0,5\sigma_{\text{в.см}}lh_3/\cos\delta, \quad (7)$$

где  $\sigma_{\text{в.см}}$  - временное сопротивление почвы на смятие;  $l$  - длина диагонали поперечного сечения зуба бороны, м;  $h_3$  - глубина погружения зуба бороны в почву, м;  $\delta$  - половина угла внедрения зуба бороны в почву, град.

Равнодействующая сил трения

$$F_{\text{тр}} = 0,5f\sigma_{\text{в.см}}lh_3/\cos\delta, \quad (8)$$

где  $f$  - коэффициент трения почвы о грани зуба бороны.

Нормальная сила

$$F_{\text{nz}} = N_n \cos\delta - F_{\text{тр}} \sin\delta = 0,5\sigma_{\text{в.см}}lh_3(1 - f\text{tg}\delta). \quad (9)$$

Касательная сила

$$F_{\text{нх}} = N_n \sin\delta + F_{\text{тр}} \cos\delta = 0,5\sigma_{\text{в.см}}lh_3(\text{tg}\delta + f). \quad (10)$$

Следовательно, сила, необходимая для перемещения секции бороны,

$$F_0 = \sigma_{\text{в.см}}lh_3n_3(\text{tg}\delta + f), \quad (11)$$

где  $l$  - длина диагонали поперечного сечения зуба бороны;  $h_3$  - глубина погружения зуба бороны в почву;  $n_3$  - число зубьев, установленных на одной секции бороны;  $n_3$  - число зубьев, установленных на одной секции бороны;  $\delta$  - половина угла внедрения зуба бороны в почву;  $f$  - коэффициент трения почвы о грани зуба бороны.

Таким образом, формула (11) показывает, что сила, необходимая для перемещения бороны, зависит от площади контакта зубьев с почвой и физико-механических свойств почвы.

Тяговое сопротивление колеса, установленного на секции культиватора,

$$F_x = 0,86k_n \sqrt[3]{G_{\text{ск}}^4 / (b_k q d^2)}, \quad (7)$$

где  $k_n$  - коэффициент, учитывающий снижение сопротивления перекатыванию обремененного колеса;  $G_{\text{ск}}$  - вес секции культиватора;  $b_k$  - ширина колеса;  $q$  - коэффициент объемного смятия почвы;  $d$  - диаметр колеса.

Сопротивление секции культиватора

$$F_c = F_x + F_d + F_0 + F_k. \quad (8)$$

Из сказанного выше следует, что тяговое сопротивление секции культиватора зависит от свойств почвы, веса культиватора, скорости агрегата, угла атаки приваливающего диска, а также от конструктивных параметров лапы, диска, зубьев бороны и колеса. При уменьшении скорости агрегата, угла атаки приваливающего диска и веса культиватора сопротивление перемещению агрегата снижается. Поэтому при оптимизированных конструктивных параметрах и режимах работы культиватора снижения энергозатрат можно достичь за счет меньшей металлоемкости агрегата.