

держашее интегралы Максвелла – Мора, для определения вертикального перемещения носка стойки лапы культиватора

$$\Delta_{\text{верт}} = \int_0^{3\pi/2} \frac{F(R_1(1 - \cos \varphi_1) + l_v - R_1)(R_2 \sin \alpha_2 + l_H + R_1 \sin \varphi_1)}{EI_{z1}} R_1 d\varphi_1 + \\ + \int_0^{\pi} \frac{FR_2(\cos \alpha_2(1 - \cos \varphi_2) + \sin \alpha_2 \sin \varphi_2)}{EI_{z2}} \times \\ \times R_2(\sin \alpha_2(1 - \cos \varphi_2) - \cos \alpha_2 \sin \varphi_2) R_2 d\varphi_2. \quad (2)$$

После интегрирования выражения (2) и подстановки пределов интегрирования соответствующих границам двух расчетных участков получим выражение для определения вертикального перемещения носка стойки лапы культиватора (рисунок 1, в)

$$\Delta_{\text{верт}} = \frac{FR_1^2 \left(R_2 \sin \alpha_2 - 0,5R_1 - \frac{R_2}{R_1} l_v \sin \alpha_2 + l_v + l_H \right)}{EI_{z1}} - \frac{2FR_2^3 \cos 2\alpha_2}{EI_{z2}}. \quad (3)$$

Как видно из выражения (3), вертикальное перемещение носка стойки лапы культиватора возрастает с увеличением нагрузки и размеров, уменьшается, прежде всего, при увеличении осевых моментов инерции поперечных сечений стойки, которые, как известно, зависят от формы и размеров этих сечений. Жесткость стойки лапы культиватора будет обеспечена при условии, что величина полученного перемещения не превышает допустимого значения, установленного агротехникой.

Список использованной литературы

1. Подскребко М.Д. Сопротивление материалов: учебник / М. Д. Подскребко. – Минск: Выш. шк., 2007, – 797 с.: ил.

Summary. An expression for determining the vertical displacement of the toe of the cultivator paw stand is obtained, which can be used to evaluate its rigidity.

УДК 631.312

Мисуно О.И., кандидат технических наук, доцент

Зорин Г.А., студент

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ МАЛОЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ КОРПУСА ПЛУГА

Аннотация. В статье рассмотрен расчет размеров малолистовой рессоры для защиты корпуса плуга, спроектированной как балка равного сопротивления, и определен режим ее работы.

Abstract. This article examines the calculation of the dimensions of a small-leaf spring for protecting a plow body, designed as an equal-strength beam, and determines its operating mode.

Ключевые слова. Плуги, рабочие органы, предохранительные устройства, рессорная защита, размеры малолистовой рессоры, критическая сила.

Keywords. Plows, working parts, safety devices, spring protection, small-leaf spring dimensions, critical force.

В современном сельскохозяйственном машиностроении прослеживается отчетливая тенденция к совершенствованию рабочих и вспомогательных рабочих органов плугов, включая плужные отвалы, лемеха, дисковые ножи, предплужники с целью повышения производительности и качества выполнения технологического процесса вспашки почвы.

Ведущие мировые производители выпускают почвообрабатывающие машины с различными типами предохранительных устройств. Защитные элементы корпусов плугов обеспечивают безопасность функционирования рабочих органов почвообрабатывающих машин при наезде на встречающиеся в почве различного рода препятствия в виде камней, корней и других инородных объектов.

В настоящее время выпускаются плуги с различными типами предохранительных устройств. Наибольшее распространение в конструкции плугов для вспашки почв с наличием естественных природных препятствий получили индивидуальные предохранители рабочих органов: гидропневматические, рессорные, пружинные, срезные болты.

Простой и надежной конструктивной системой предохранения рабочих органов плугов в работе и обслуживании является рессорная защита. Она позволяет корпусам плавно обходить препятствия в почве и автоматически возвращаться в исходное положение, что обеспечивает устойчивость работы корпусов при пахоте. При этом нет необходимости в использовании расходных материалов, применяемых в гидропневматических системах защиты корпусов.

Недостатком рессорной защиты корпусов плуга является их недостаточная жесткость в процессе работы при не больших нагрузках. Тогда рессоры работают по циклу извлечение-заглубление корпусов плуга при наезде на незначительные препятствия, которые не могут привести к повреждению рабочих органов и рессорная защита срабатывает вхолостую, снижая качество вспашки и срок службы.

При использовании защитного элемента с прямоугольным поперечным сечением (классические многолистовые и малолистовые рессоры) рессорный лист начинает деформироваться уже сразу с момента приложения нагрузки. Чтобы исключить срабатывание рессорной защиты при наезде на небольшие препятствия, необходимо оптимизировать размеры листов и режим работы.

Рациональным решением по выбору формы поперечного сечения упругого защитного звена – рессоры, является использование балки равного сопротивления прямоугольного поперечного сечения, у которой, как из-

вестно, перемещения (прогибы) в полтора раза превышают перемещения в балках постоянного по длине сечения. Эффективная работа системы защиты корпусов плуга зависит от конструкции и размеров элементов рессоры, при определении которых необходимо исходя из величины сжимающей силы F при заданной толщине листа найти наибольшую ширину балки равного сопротивления, а затем количество листов в пакете рессоры.

Величина силы F , сжимающей рессору, зависит от конструктивных размеров сборочной единицы (рисунок 1), усилия на корпусе плуга F_d , при котором срабатывает система защиты и равна

$$F = F_d \cdot \frac{l_{\text{ш}}}{l_p} \cdot \frac{l_d}{l_o} = 3500 \cdot \frac{75}{235} \cdot \frac{940}{100} = 3500 \cdot 3 = 10500 \text{ Н},$$

где F_d – усилие, действующее на корпус, $F_d = 3500 \text{ Н}$;

$l_{\text{ш}}$ – расстояние от оси опоры коромысла до штока, $l_{\text{ш}} = 75 \text{ мм}$;

l_p – расстояние от оси опоры коромысла до оси пальца рессоры, $l_p = 235 \text{ мм}$;

l_d – расстояние от точки соприкосновения с препятствием на корпусе до точки поворота на проушине, $l_d = 940 \text{ мм}$;

l_o – расстояние от точки поворота на проушине до оси штока, $l_o = 100 \text{ мм}$.

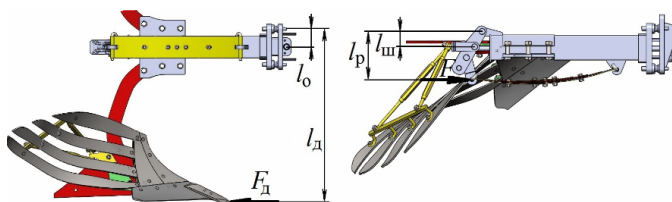


Рисунок 1 – Конструктивные размеры корпуса плуга

Для изготовления рессоры используем сталь 65С2ВА ГОСТ 14959-2016 (предел прочности $\sigma_b = 1860 \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_t = 1665 \text{ МПа}$). Принимая стандартную высоту сечения листа рессоры $h = 4,5 \text{ мм}$, длину рессоры $l = 700 \text{ мм}$, коэффициент безопасности $[n] = 1,4$ определим наибольшую ширину балки равного сопротивления b из условия прочности [1]:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{bh} \left(1 + \frac{6}{h} \left(\frac{e}{\cos \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{F}{F_k}} \right)} + \frac{a}{\left(1 - \frac{F}{F_k} \right)} \right) \right) \leq [\sigma] = \frac{\sigma_t}{[n]}, \quad (1)$$

где h – высота поперечного сечения (толщина листа);

e – эксцентриситет приложения силы, $e = 5 \text{ мм}$;

a – начальная кривизна рессоры, $a = 5$ мм;
 $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на сжатие;
 F_k – критическая сила.

Критическая сила для сжатого стержня, шарнирно закрепленного по концам, определяется по формуле Эйлера

$$F_k = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} = \frac{\pi^2 E}{l^2} \cdot \frac{bh^3}{12} K_c;$$

где K_c – расчетный коэффициент снижения осевого момента инерции сечений балки равного сопротивления, $K_c = 1/1,5 = 0,667$.

E – модуль упругости материала, $E = 215000$ МПа.

Выразить из уравнения (1), ширину балки при заданных параметрах весьма затруднительно. Поэтому для выхода из создавшейся ситуации была разработана в многофункциональной интегрированной среде Delphi программа, позволяющая выполнить подобный расчет.

В результате расчета получена наибольшая ширина балки равного сопротивления равная $b = 600$ мм (рисунок 2).

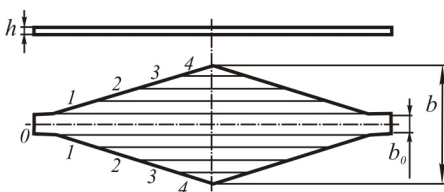


Рисунок 2 – Балка равного сопротивления

Разделяя b на ширину одного листа $b_0 = 120$ мм собирается рессора из 5 листов (рисунок 3).

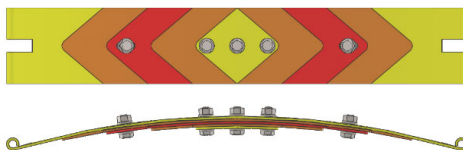


Рисунок 3 – Рессора для защиты корпуса плуга

Для спроектированной рессоры, принимая во внимание соотношение (1), построим и исследуем графические зависимости наибольшего напряжения $\sigma_{\max}$ от сжимающей силы F (рисунок 4, а), наибольшего прогиба f от сжимающей силы F (рисунок 4, б).

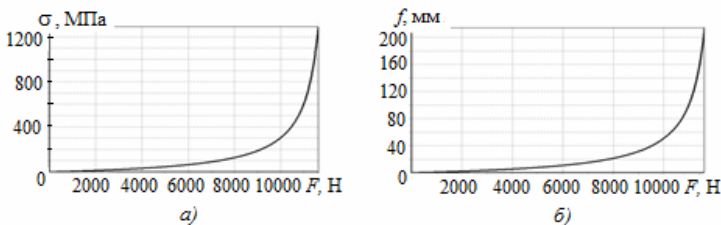


Рисунок 4 – Зависимость наибольшего напряжения $\sigma_{\max}$ (а), наибольшего прогиба f (б) от сжимающей силы F

Собранная рессора устанавливается на корпус плуга и регулировочным винтом за счет изменения длины и угла расположения тяг привода предварительно создается номинальная сжимающая нагрузка величиной $F_n = 10000$ Н, что составляет примерно 80 % от критической силы $F_k = 12240$ Н. При этом наибольший прогиб рессоры составит $f = 50$ мм.

При взаимодействии корпуса плуга с препятствием, когда резко возрастает нагрузка на рессору до $F = 11600$ Н (95 % от критической силы) наибольшие напряжения равны $\sigma_{\max} = 1150$ МПа (рисунок 4, а), что меньше допустимых напряжений $[\sigma] = \sigma_T / [n] = 1665 / 1,4 = 1190$ МПа. При этом величина наибольшего прогиба рессоры f составляет примерно 200 мм (рисунок 4, б). Тогда точка соприкосновения корпуса с препятствием переместится на расстояние равное

$$l = f \cdot \frac{l_{\text{ш}}}{l_p} \cdot \frac{l_d}{l_o} = 200 \cdot \frac{75}{235} \cdot \frac{940}{100} = 600 \text{ мм},$$

что достаточно для выхода корпуса плуга из пахотного горизонта и предотвращения повреждений рабочего органа.

Рессоры с полученными по данной методике параметрами обеспечат качественную работу плуга и извлечение корпусов из почвы при наезде на препятствие, столкновение с которым может привести к повреждению элементов плуга, когда нагрузка достигает более 80 % от критического значения.

Список использованной литературы

1. Мисуно, О.И. Определение параметров рессор для защиты корпусов плугов / О.И. Мисуно // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Международной научно-практической конференции, Минск, 16-17 октября 2024 г. : в 2 ч. – Минск : БГАТУ, 2024, - Ч.2. – С 47-50.

Summary. Springs with parameters obtained using this method will ensure high-quality operation of the plow and the extraction of bodies from the soil when hitting an obstacle, a collision with which can lead to damage to the plow components when the load reaches more than 80% of the critical value.