

Как видно из таблицы 2 коэффициент готовности восстанавливаемых систем при полнокомплектном резервировании выше, чем при поэлементном. Судя по приведенным примерам для обеспечения эксплуатационной надежности технических систем следует применять полнокомплектное ненагруженное резервирование замещением.

В заключение сравнения различных методов резервирования отметим, что резервирование с восстановлением отказавших элементов более эффективно, чем без восстановления [4,5,7,8] и, кроме этого, позволяет создавать высоконадежные системы даже при малых кратностях резервирования (отношении числа резервных машин к основным) за счет сокращения времени восстановления.

Таким образом, для повышения эксплуатационной надежности технических систем целесообразно использовать полнокомплектное ненагруженное резервирование замещением с восстановлением.

#### Литература

1. Щурин К.В. Надежность мобильных машин / К.В. Щурин, В.Е. Тарасенко. – Санкт-Петербург: Лань, 2024. – 400 с.
2. Тарасенко В.Е. Надежность технических систем / В.Е. Тарасенко, В.П. Миклуш, А.А. Жешко. – Минск: БГАТУ, 2015 – 204 с.
3. Ивашко В.С., Кураш В.В., Круглый П.Е. Надежность технических систем. – Минск: БГАТУ, 2003. – 154 с.
4. Тарасенко В.Е., Анискович Г.И., Круглый П.Е. и др. Надежность и ремонт сельскохозяйственной техники. – Минск: БГАТУ, 2023 – 392 с.
5. Ивашко В.С., Круглый П.Е., Немов И.А. Повышение надежности технических систем методом резервирования. – Изобретатель. – 2016. – № 4. – с. 35-38.
6. Дж. Сандлер. Техника надежности систем: Перевод с английского. – М.: Наука, 1986. – 300 с.
7. Левин Б.Р., Епишин Ю.Г. Теория резервирования систем с восстановлением. – Дополнение к книге: Базовский И. Надежность. Теория и практика: Перевод с английского. – М.: Мир, 1985, с. 334-363.
8. Круглый П.Е. Обеспечение эксплуатационной надежности машинного парка технологических комплексов резервированием полнокомплектных машин и их составных частей. – В кн.: Современная сельскохозяйственная техника: исследование, проектирование, применение. – Материалы Международной научно-практической конференции. Минск, БГАТУ. – 2010.

УДК 631.312.02

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕССОР ДЛЯ ЗАЩИТЫ КОРПУСОВ ПЛУГОВ**

**Мисуно О.И.**, к.т.н., доцент

Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Машиностроительные предприятия Республики Беларусь выпускают большое многообразие плугов с рессорной защитой корпусов. Простая конструкция рессорной защиты позволяет корпусам плавно обходить камни и другие препятствия и автоматически возвращаться в исходное положение, что обеспечивает устойчивость работы корпусов при пахоте почв различного механического состава, плотности и влажности.

Недостатком малолистовых рессор в качестве защитных элементов корпусов плуга является их недостаточная жесткость в процессе работы при не больших деформациях. Это приводит к тому, что рессоры работают по циклу извлечение-заглубление корпусов плуга при наезде на незначительные препятствия, которые не могут привести к повреждению рабочих органов. Тогда в процессе вспашки при наезде плуга на небольшие преграды (комки, уплотнения в почве) рессорная защита срабатывает вхолостую, что снижает качество

вспашки и условия работы деталей и узлов плуга. Наличие дополнительных рабочих циклов приводит к снижению долговечности работы.

Рациональным решением по выбору формы поперечных сечений упругого защитного звена – рессоры, является использование бруса равного сопротивления прямоугольного поперечного сечения, у которого, как известно, перемещения (прогибы) в полтора раза превышают перемещения в брусках постоянного сечения. В процессе работы рессоры в качестве защитного элемента корпуса плуга она сжимается силой  $F$ .

Опыты со сжатием прямых брусков показывают, что зависимость между прогибом и сжимающей силой в значительной степени определяется точностью ее приложения, однородностью материала, прямолинейностью оси бруса. Даже в тех случаях, когда принимаются все меры, чтобы нагрузка была приложена центрально, всегда имеются некоторые несовершенства, выражающиеся в наличии начальной кривизны  $a$  и малого эксцентриситета приложения силы  $e$  (рисунок 1).

Следовательно, в опытах нагрузка  $F$  будет вызывать не только сжатие, но и изгиб бруса. Наибольшая ширина поперечного сечения  $b$  рессоры определяется из условия прочности при сжатии и изгибе

$$b \geq \frac{F}{h[\sigma]} \left| -1 - \frac{6(y_{\max} - a - e)}{h} \right|, \quad (1)+$$

где  $y_{\max}$  – наибольшее перемещение в бруске;

$h$  – высота поперечного сечения;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение на сжатие.

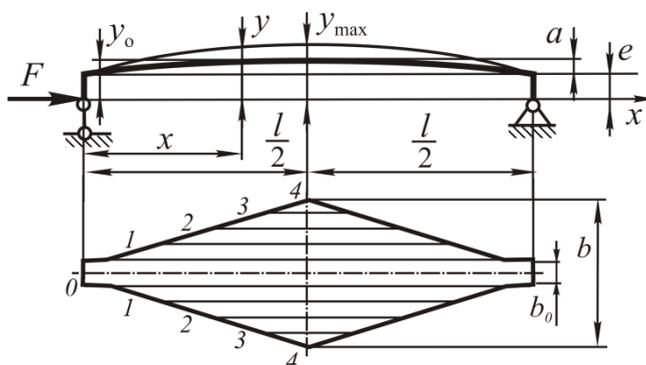


Рисунок 1 – Расчетная схема бруса

Опытные кривые, представляющие собой зависимость между нагрузкой и прогибом, показывают, что вследствие неточностей искривление начинается при малых нагрузках, однако прогибы возрастают медленно, пока нагрузка значительно меньше критического значения. Когда нагрузка приближается к критическому значению, прогибы резко увеличиваются.

Для определения наибольшего прогиба бруса используем уравнение изогнутой оси, которое в деформированном состоянии принимает вид уравнения

$$\frac{d^2(y - y_0)}{dx^2} = -\frac{Fy}{EI_{\min}}, \quad (2)$$

где  $y_0$  – начальный прогиб бруса;

$E$  – модуль упругости материала;

$I_{\min}$  – наименьший осевой момент инерции сечения бруса, равный  $I_{\min} = bh^3 K_c / 12$ ;

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

Изогнутая ось бруса до нагружения представляется уравнением

$$y_0 = e + a \sin(\pi x / l), \quad (3)$$

из выражения (2) введя обозначение  $k^2 = F / EI_{\min}$  получим

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = -a \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \sin \frac{\pi x}{l}, \quad (4)$$

где  $l$  – длина бруса равного сопротивления – рессоры.

Известно, что критическая сила для сжатого стержня с шарнирно закрепленными концами определяется по формуле Эйлера

$$F_k = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{l^2}. \quad (5)$$

Тогда, наибольший прогиб, возникающий в среднем сечении бруса, при  $x = l/2$ , будет равен

$$y_{\max} = e / \cos \left( \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{F}{F_k}} \right) + a / \left( 1 - \frac{F}{F_k} \right) \quad (6)$$

Зависимость  $y_{\max} / l = f(F / F_k)$  при заданных относительных значениях эксцентриситета приложения силы  $e/l$  и начальной кривизны  $a/l$  бруса показана на рисунке 2. В отличие от идеально прямого центрально нагружаемого стержня перемещения появляются с самого начала действия сжимающей силы. При приближении величины силы  $F$  к критическому значению  $F_k$  на 70-80 % прогибы резко возрастают. По мере увеличения эксцентриситета приложения силы и начальной кривизны интенсивность роста прогибов также увеличивается.

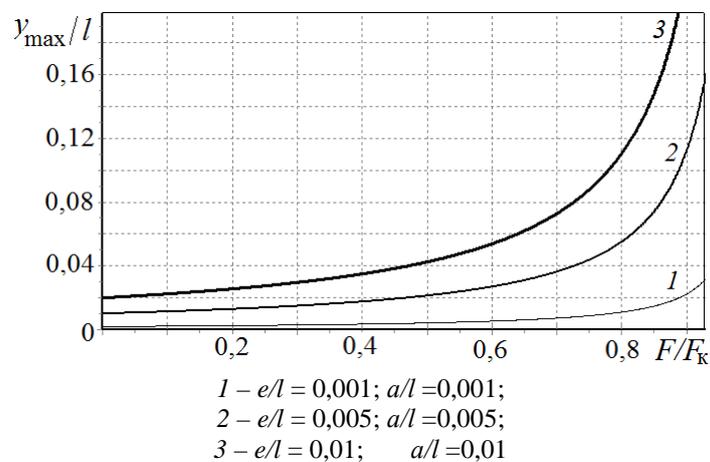


Рисунок 2 – Зависимость отношения наибольшего прогиба к длине рессоры от отношения величины сжимающей силы к критической силе

С учетом найденного наибольшего прогиба, возникающие в рессоре максимальные напряжения можно найти в виде

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{bh} \left| -1 - \frac{6}{h} \left( e / \cos \left( \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{F}{F_k}} \right) + a / \left( 1 - \frac{F}{F_k} \right) - a - e \right) \right|. \quad (7)$$

Как показывает выражение (7), наибольшие напряжения в рессоре возникают с самого начала действия сжимающей силы, причем возрастают не пропорционально силе. При приближении величины силы  $F$  к критическому значению  $F_k$  на 70-80 % наибольшие напряжения в рессоре резко возрастают. По мере увеличения эксцентриситета приложения силы и начальной кривизны интенсивность роста напряжений также увеличивается.

Таким образом, при определении основных параметров рессоры для защиты корпуса плуга необходимо исходя из величины сжимающей силы при заданной толщине листа определить наибольшую ширину бруса равного сопротивления, а затем количество листов в пакете рессоры. Собранная рессора устанавливается на корпус плуга и создается на нее нагрузка величиной 70-80 % от критической силы за счет изменения длины и угла расположения тяг привода. При этом наибольший прогиб рессоры составляет 0,04-0,08 от длины. При достижении установленной силы сжатия в процессе вспашки в рессоре резко возникают перемещения. Рессоры с полученными по данной методике параметрами обеспечат извлечение корпусов плуга из почвы при наезде на препятствие, столкновение с которым может привести к повреждению элементов плуга, когда нагрузка достигает более 80 % от критического значения, тем самым обеспечивая безаварийную работу плуга.

#### Литература

1. Перспективные материалы и технологии / Под редакцией В.В. Клубовича - Витебск: Изд-во УО «ВГТУ», 2013. - 655с. - Глава 18. Аналитический расчёт и компьютерное моделирование напряжённо-деформированного состояния лист-товых рессор // Клубович В.В., Василевич Ю.В., Томило Е.В., Игнатков Д.А.

УДК 631.3.004.67

### **ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ К ФОРМИРОВАНИЮ ПРОГРАММ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

**Круглый П.Е., к.т.н., доцент, Василевский П.Н.**

Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Можно выделить два подхода к формированию программ технического сервиса сельскохозяйственной техники: 1) технический – подход, ориентированный на производителя техники и его продукцию. Здесь программа технического сервиса чаще разрабатывается в рамках систем фирменного обслуживания с учетом принятых стандартов логистической поддержки; 2) рыночный – подход, ориентированный на потребителя, когда формирование программ технического сервиса совпадает с процессом проектирования деятельности предприятия сервиса [1, 2, 3].

Использование технического подхода предполагает выполнение ряда этапов технического сервиса (рис. 1).