

Для изготовления тензометрического звена принят материал – сталь 40ХН (предел текучести: при растяжении $\sigma_T = 750$ МПа; при сдвиге $\tau_T = 450$ МПа). Балку равного сопротивления рассчитаем для тензонавески к трактору тягового класса 50 кН. Принимая для балки $l = 120$ мм, $h = 40$ мм определим ее наибольшую и наименьшую ширину используя полученные зависимости (4) и (6).

$$b_{\max} = \frac{6 \cdot 50000 \cdot 2 \cdot 120}{40^2 \frac{750}{2}} = 120 \text{ мм} \cdot$$

$$b_{\min} = \frac{3 \cdot 50000 \cdot 2}{2 \cdot \frac{450}{2} \cdot 40} = 17 \text{ мм}, \text{ принимаем } b_{\min} = 20 \text{ мм} \cdot$$

Таким образом, применение тензонавески для измерения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин, у которой в качестве тензометрического звена применяется балка равного сопротивления, позволяет повысить точность полученных результатов за счет того, что во всех сечениях балки возникают одинаковые напряжения. При этом по всей длине базы тензорезисторов, наклеенных вдоль оси на поверхности балки возникают одинаковые деформации, что обеспечивает линейную зависимость снимаемого сигнала от тягового усилия.

Список использованных источников

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

УДК621.86

УСЛОВИЯ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗУБОВОЙ БОРОНЫ

Магистрант – Мурашко Д.В.

Студент – Жарков К.Н., 23 мо, 1 курс, ФТС

Научный

руководитель – Агейчик В.А., к.т.н., доцент

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

Аннотация. В статье рассматривается конструкция бороны, не подвергающейся значительным динамическим и вибрационным нагрузкам при обработке почвы.

Ключевые слова: борона активная, проблема сгуживания почвы.

При обработке почвы – наиболее трудоемком процессе сельскохозяйственного производства, значительная доля затрат труда и средств прихо-

дится непосредственно на предпосевные операции. Этим объясняется все большее распространение комбинированных машин, совмещающих их выполнение. Однако подавляющее большинство созданных машин базируется на серийно выпускаемых сельскохозяйственных орудиях с пассивным воздействием на почву за счет приложения тягового усилия. Такие агрегаты громоздки, металлоемки и малопроизводительны. Требуя для работы значительных тяговых усилий, они не соответствуют современным тенденциям повышения энергонасыщенности и снижения удельной металлоемкости агрегатов.

В последние годы внимание многих исследователей привлекают рабочие органы активного типа, в частности, с колебаниями в поперечной к направлению движения агрегата плоскости. Такие рабочие органы в процессе перемещения по полю совершают сложное движение: поступательное в продольном с трактором направлении и колебательное-в поперечном. Но при этом возникают большие динамические вибрационные усилия, которые требуют повышения прочностных характеристик конструкции и являются энергоемкими.

В БГАТУ разработана борона активная (рисунки 1 и 2), которая содержит раму 1, закрепленные на ней приводной механизм 2, расположенную вертикальной осью вращения на продольной оси симметрии бороны спереди по ходу движения агрегата ведущую сдвоенную звездочку 3 и сзади на одинаковом расстоянии от продольной оси симметрии и от ведущей сдвоенной звездочки 3 две ведомые сдвоенные звездочки 4 с вертикальными осями вращения, а также охватывающую их по внешнему контуру внешнюю двухрядную бесконечную цепь 5 с закрепленными на ней зубьями 6. Внутри внешнего контура цепи 5 на раме 1 закреплены с возможностью вращения относительно своих вертикальных осей прижимные сдвоенные звездочки 7, расположенные попарно вблизи внутренних частей, относительно внешнего контура цепи 5, ведущей сдвоенной 3 и двух ведомых сдвоенных звездочек 4 в соответствующих им горизонтальных плоскостях, таким образом, что с их помощью прижимается и вводится в зацепление с ведущей сдвоенной 3 и двумя ведомыми сдвоенными 4 звездочками внутренняя двухрядная бесконечная цепь 8 с закрепленными на ней зубьями 6, причем расстояние между зубьями внутренней двухрядной бесконечной цепи 8 меньше расстояния между зубьями внешней двухрядной бесконечной цепи 5. Натяжение внешней двухрядной бесконечной цепи 5 и внутренней двухрядной бесконечной цепи 8 осуществляется перемещением в направляющих (на рисунках не показаны) осей с ведущей сдвоенной звездочкой 3 и прижимной сдвоенной звездочкой 7 с помощью болтов 9 и 10.

Устройство работает следующим образом.

Через присоединительную балку 11 борона активная соединяется с трактором (на рисунках не показан).

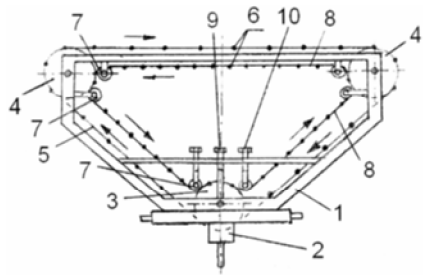


Рисунок 1 – Вид бороны сверху

От вала отбора мощности трактора с помощью привода 2 крутящий момент передается на приводную звездочку 3, с помощью которой внешняя двухрядная бесконечная цепь 5 с зубьями 6 приводится в движение, выполняя рыхление почвы. Одновременно в противоположном направлении за счет сцепления с помощью прижимных сдвоенных звездочек 7 с ведущей сдвоенной 3 и двумя ведомыми сдвоенными звездочками 4 перемещается внутренняя двухрядная бесконечная цепь 8, выполняющая дополнительное рыхление почвы. Так как на ней зубья установлены на меньшем расстоянии, чем на внешней двухрядной бесконечной цепи 5, то на уже разрыхленной передними зубьями почве возникающий от взаимодействия с ней разворачивающий трактор момент уравнивает направленный в противоположную сторону разворачивающий трактор момент от взаимодействия с почвой внешней двухрядной бесконечной цепи 5.

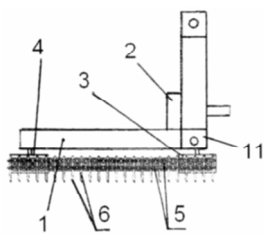


Рисунок 2 – Вид бороны сбоку

При эксплуатации бороны возникает проблема сгуживания почвы перед ней вследствие затруднений при прохождении комков почвы между зубьями. Однако этот может быть устранен путем выбора правильного соотношения между поступательной скоростью движения агрегата V и перпендикулярно ей направленными скоростями первого V_1 и второго V_2 . При выполнении неравенств

$$\arctg V V_1 < \varphi \text{ и } \arctg V V_2 < \varphi$$

где φ – угол трения между поверхностью зубьев и комками почвы.

Сгруживание почвы перед бороной будет сведено до минимума и эксплуатационные показатели бороны будут оптимальными.

Конструктивные элементы такой бороны не подвергается значительным динамическим и вибрационным нагрузкам и предлагаемая схема не требует дополнительных энергетических затрат на резкую смену направления движения зубьев бороны.

УДК621.86

БЕСШУМНЫЙ ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ

*Студенты – Жарков К.Н., 23 мо, 1 к., ФТС;
Шалоник М.Е., 17 рпт, 2 к., ФТС*

*Научный
руководитель – Агейчик В.А., к.т.н., доцент
УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г.Минск, Республика Беларусь*

Аннотация. В статье рассматривается техническое решение, позволяющее снизить уровень скрипа тормозных механизмов на всех режимах торможения при движении автомобиля.

Ключевые слова: тормозные колодки, фрикционная накладка, конусность отверстий.

Известно [1], что перфорационные отверстия оказывают существенный поглощающий шум эффект за счет того, что звуковые волны, попадая в них, отражаются от стенки к стенке отверстия и поглощаются не находя выхода.

Задачей, которую решает новое техническое решение, является снижение уровня скрипа тормозных механизмов на всех режимах торможения при движении автомобиля.

Устройство (рисунок 1) содержит опорную пластину 1, фрикционную накладку 2 с пазом 3, образующие тормозную колодку. В дисковом тормозе пластина 1 с накладкой 2 устанавливаются по обе стороны тормозного диска 4. Вдоль оси паза во фрикционной накладке на расстоянии 2-3 мм друг от друга выполнены отверстия 5 в виде усеченных прямых круговых конусов, соприкасающихся большими основаниями с отпорными пластинами, при этом диаметры оснований прямых круговых конусов уменьшаются по мере удаления от оси дискового тормоза.

Работает устройство следующим образом.

В тормозном механизме устанавливают тормозные колодки, при этом пазы 3 накладок 2 за счет их смещения от оси симметрии колодки располагаются асимметрично. При торможении автомобиля накладка прижимается к диску и в ней возникают вибрации. Вибрации накладок имеют одинако-