

УДК 629.027

СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»
РЕБРОВ А.Ю., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»
СЕРГИЕНКО А.Н., аспірант, НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ БАЛАНСИРА ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Представлены результаты количественной оценки нагруженности балансира подвески гусеничного трактора при сборке и аварийных условиях работы МТА.

Введение. Элементы ходовой системы являются наиболее нагруженными деталями трактора, так как они передают увеличенный трансмиссией момент от двигателя трактора, обеспечивают взаимодействие с опорной поверхностью и передачу усилий, задающих движение трактора в заданном направлении. Одним из нагруженных элементов трактора является балансир, который обеспечивает соединение опорных катков с кронштейнами рамы.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросами определения параметров элементов ходовой системы и нагрузок, возникающих в процессе работы трактора, постоянно занимаются исследователи. Работы [1-3 и др.] широко используется инженерами-конструкторами, исследователями при создании и модернизации тракторов. Определение запаса прочности любого элемента подвески позволяет оценить его работоспособность и выбрать рациональные конструктивные параметры при различных условиях взаимодействия с гусеницей и с опорной поверхностью [4]. Однако исследователями не достаточно внимания уделено вопросу определения нагруженности балансира трактора на предельных режимах работы МТА с учетом напряженного состояния его в собранном виде.

Цель и постановка задачи.

Определение нагрузок, возникающих в балансире ходовой системы при сборке и работе гусеничного трактора на пахоте.

Определение нагруженности балансира. При сборке в отверстие балансира запрессовывается втулка. Для определения напряжения в балансире при запрессовке втулки составлена расчетная схема, приведенная на рис. 1. Размеры принятые на схеме следующие: $d_2 = 94$ мм; $D_2 = 70$ мм; $d_3 = 58$ мм. Принимаем, что втулка запрессована в цилиндр, как показано на рис. 1. Согласно заданных размеров по чертежу (150.31.102-1) - натяг посадки втулки в балансире составляет: $N_{\max} = 0,148$ мм, $N_{\min} = 0,046$ мм.

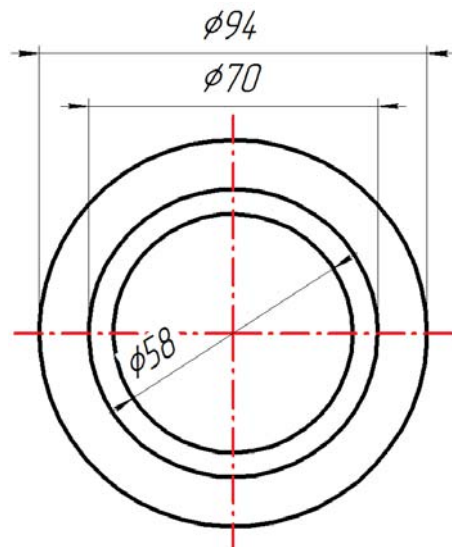


Рисунок 1 – Схема определения напряжения в балансире подвески

Удельное давление в сопрягаемом соединении равно [1]:

$$P = \frac{N}{D_2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

где $C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D_2}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D_2}{d_1} \right)^2} + \mu = 3.789$; $C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_3}{D_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_3}{D_2} \right)^2} - \mu = 5.08$;

μ – коэффициент Пуассона, равный 0,3;

$E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для втулки;

$E_2 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для балансира.

При максимальном натяге соединения величина

$$P = 37 \frac{H}{\text{мм}^2} (\text{МПа}).$$

Напряжение на разрыв равно:

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D_2}{\frac{(d_2 - D_2)}{2} \cdot 2};$$

$$\sigma_{p \max} = 107 \text{ МПа}; \sigma_{p \min} = 40,8 \text{ МПа}.$$

При нагрузке на опорном катке $Q = 50$ кН (см. рис. 2) усилие на пружине будет равно:

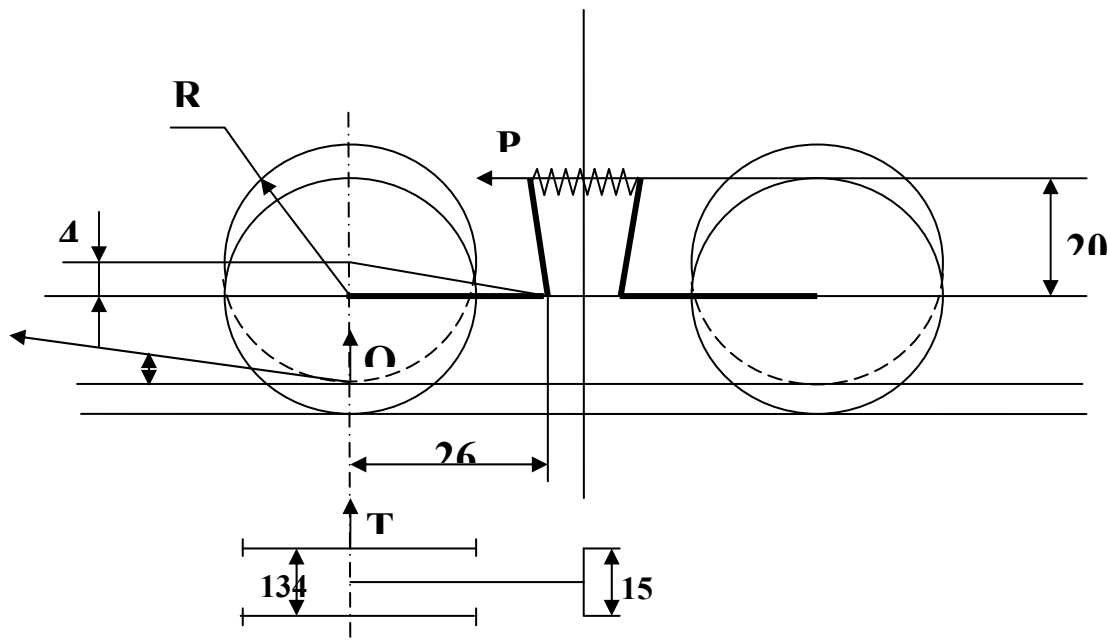


Рисунок 2 – Расчетная схема определения нагрузок на втулки балансира

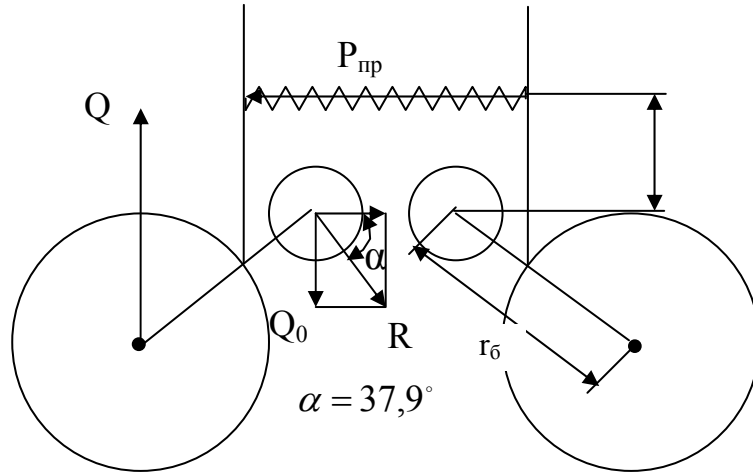


Рисунок 3 – Расчетная схема

$$P_{np} = \frac{Q \cdot r_b}{r_n},$$

$$P_{np} = \frac{50000 \cdot 0,267}{0,208} = 64182H.$$

Результирующая сила, действующая на втулку балансира (рис. 3), равна

$$R = \sqrt{Q_0^2 + P_{np}^2} = 81359,4H.$$

Поскольку сила тяги не центральная, то возникает поворачивающий момент трактора. При движении трактора, к примеру ХТЗ 150-09, на первой передаче второго диапазона сила тяги на крюке равна $P_{кр} = 50000H$ ($5000кг$), а на второй передаче – $P_{кр} = 42000H$ ($4200кг$).

При работе с 3-х корпусным плугом ПН3-450 смещения силы тяги составит 277 мм (см. рис. 4). Эта величина определяется $1435/2 + 420/2 + 100 = 277$ мм. Защитная зона принята равной 100 мм.

При работе с 4-х корпусным плугом ПН4-450 смещения не будет

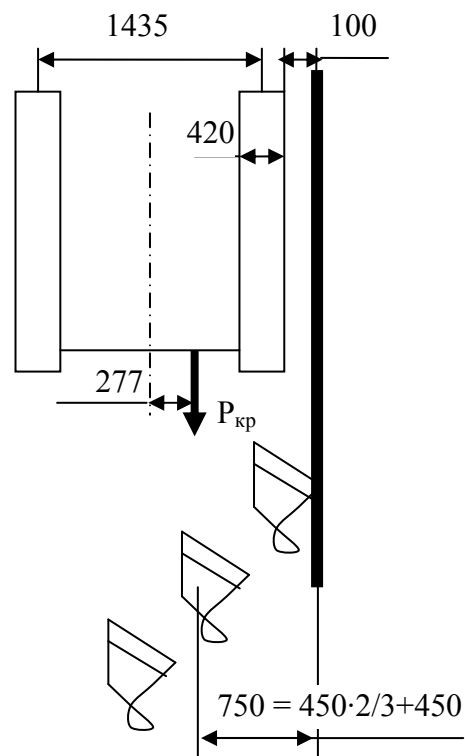


Рисунок 4 – Схема определения смещения силы тяги

при защитной зоне 50 мм ($1925 - (300 + 450 + 225) = 50$ мм). Если взять защитную зону 100 мм, то смещение в сторону борозды составит 50 мм.

При движении гусеницы в борозде и с плугом ПНЗ-450 без защитной зоны смещение силы в противоположную сторону от борозды $760 - 507 = 253$ мм. Если задать защитную зону 100 мм, то смещение силы тяги будет 153 мм влево.

Поворачивающий момент при работе с плугом ПНЗ-450 равен:

1 передача II диапазона $M_n = 50000 \cdot 0,277 = 13850 \text{ Нм} (1385 \text{ кгм})$

2 передача II диапазона $M_n = 42000 \cdot 0,277 = 11634 \text{ Нм} (1163,4 \text{ кгм})$

Поскольку имеет место большой поворачивающий момент, то водитель подправляет направление движения трактора. При этом на заднем балансира задней каретки возникают дополнительные моменты. При воздействии боковой силы T на заднем опорном катке задней каретки возникает момент (рис. 2):

1. Момент в вертикальной плоскости, равный

$$M_1 = Q \varphi R_k,$$

вызывает силу M (рис. 5) в отверстии балансира.

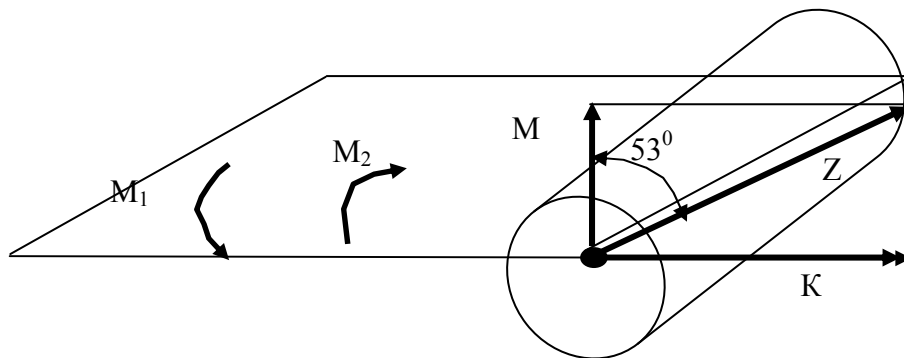


Рисунок 5 – Расчетная схема при повороте

Если $Q = 50$ кН, а $\varphi = 1$, то сила

$$M = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,2}{0,075} = 133333 \text{ Н} (13333 \text{ кг}).$$

Такой случай может быть, когда подворот трактора совпадает с контактом витка пружины на виток («утыканием» пружин) каретки.

2. Момент в горизонтальной плоскости равен:

$$M_2 = Q \cdot \varphi \cdot 0,267.$$

Он вызывает силу в отверстии балансира (рис. 5)

$$K = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,267}{0,075} = 178000 \text{ Н} (17800 \text{ кг})$$

Результирующая сила при подвороте в отверстии балансира будет равна

$$Z_{\max} = \sqrt{M^2 + K^2} = 222399H (22239кг).$$

Такой случай возможен редко, но этого достаточно для того, чтобы разрушить отверстие балансира.

Если принять, что трактор движется на горизонтальном участке при силе тяги на крюке 50 кН (1 передача 2 диапазона), нагрузка на задний опорный каток $Q = 9000H$, а минимальная результирующая сила $Z_{\min} = 40031H$.

Если принять, что нагрузка будет приложена не на середине подшипников отверстия балансира, а в крайние точки, тогда

$$Z_{\max} = 111199H (11119кг)(11тонн);$$

$$Z_{\min} = 20015H (2001кг)(2тонны).$$

Чугун ВЧ-45-5 имеет $\sigma_e = 450МПа$; $\sigma_m = 330МПа$.

Для оценки напряженно-деформированного состояния разработанной конструкции балансира целесообразно использовать метод конечных элементов. Разработанная 3D модель балансира с помощью соответствующих программ разбивается на элементы сетки (рис. 6). Параметры материала задаются исследователем (см. табл.).

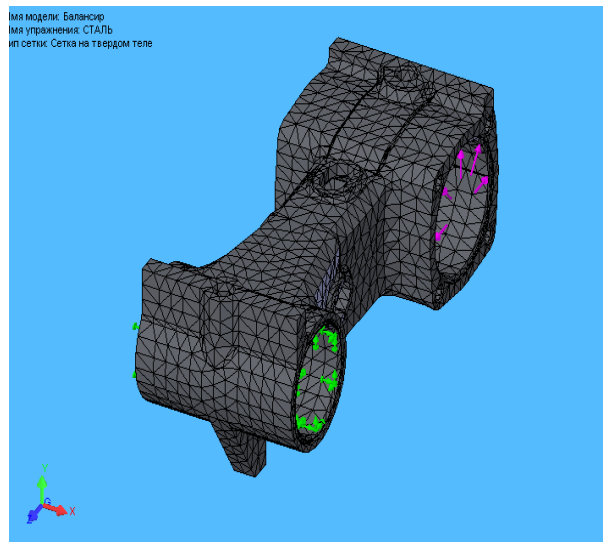


Рисунок 6 – Расчетная модель балансира

Далее задаются граничные условия задачи, а затем выполняется решение и анализ полученных данных. Пример результатов напряженно-деформированного состояния балансира

Таблица – Характеристика чугуна

Свойства	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	$6,6178 \cdot 10^{10}$	Н/м ²
Коэффициент Пуассона	0,27	
Модуль сдвига	$5 \cdot 10^{10}$	
Массовая плотность	7200	кг/м ³
Предел прочности при растяжении	$1,5166 \cdot 10^8$	Н/м ²
Предел прочности при сжатии	$5,7217 \cdot 10^8$	Н/м ²
Коэффициент теплового расширения	$1,2 \cdot 10^5$	К ⁻¹
Теплопроводность	45	Вт/(м·К)
Удельная теплоемкость	510	кДж/(кг·К)

подвески трактора представлен на рис. 7.

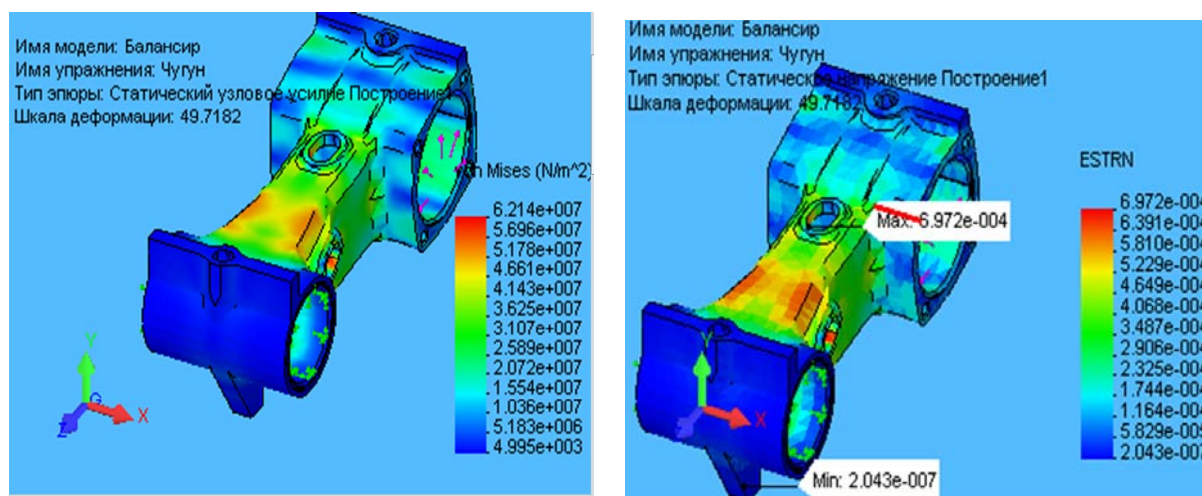


Рисунок 7 – Напряжения и деформации в балансире подвески гусеничного трактора

Выводы

1. При определении нагруженности балансира подвески необходимо учитывать нагрузки на его составляющие элементы при сборке и на предельных (аварийных) режимах работы гусеничного трактора с агрегатируемым орудием.
2. Существенную нагрузку на балансир задает не центральная сила тяги при выполнении трактором пахоты на пониженных передачах с максимальными тяговыми усилиями.
3. Максимальные нагрузки в балансире на предельных режимах достаточные для разрушения его отверстий.
4. Для трактора ХТЗ-150-09 минимальная и максимальная результирующая сила, действующая на втулку балансира, может отличаться более чем в 2,5 раза.
5. Оценка НДС балансира позволяет наглядно представить изменения напряжений и деформаций в нем и своевременно усовершенствовать конструкцию.
6. При прямолинейном движении трактора ХТЗ-150-09 максимальные напряжения в балансире составляют порядка 60 МПа, а при поворотах они могут возрасти в несколько раз. В случае опоры на крайние точки катка также наблюдается существенное возрастание напряжений в балансире.

Список литературы: 1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 2. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 218 с. 3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с. 4. Писарев В.П., Ольшанский В.П. Запасы прочности балансиров подвески транспортера-тягача легкой весовой категории // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – Вып. 9. – С.82-85.