

УДК 631.372

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

*Канд. техн. наук ЖДАНОВИЧ Ч. И., инж. ПЛИЩ В. Н.*

*Белорусский национальный технический университет*

Для определения плавности хода, распределения нагрузки по каткам, динамической нагруженности элементов ходовой системы гусеничного трактора необходимо знать характеристику его подвески. Характеристика подвески представляет собой зависимость упругой силы, приведенной к опорному катку, от его вертикального перемещения. Для каждой конкретной конструкции характеристику подвески определяют через упругую характеристику рессоры и кинематическую характеристику подвески, представляющую собой зависимость деформации рессоры от хода катка.

В настоящее время на гусеничных тракторах находят широкое применение индивидуальные торсионные подвески опорных катков. В частности, такой подвеской оснащены гусеничные тракторы «Беларус 1802» и «Беларус 2102» [1–3]. В качестве упругих элементов в них использованы стержни круглого сечения и цапфы, работающие на кручение. Максимальный угол закручивания торсионных валов и цапф, а также полный ход подвески ограничены допустимыми напряжениями кручения.

Целью работы является определение упругой и кинематической характеристик торсионной подвески гусеничных тракторов «Беларус» и напряжений кручения, возникающих в торсионных валах и цапфах.

Рассмотрим схему торсионной подвески гусеничных тракторов «Беларус» (рис. 1). К по-перечной балке рамы трактора 1 посредством болтового соединения крепится неподвижно кронштейн каретки 2. Соосно с кронштейном каретки установлена проушина балансира 3, к противоположному концу которого посредст-

вом подшипников качения крепятся опорные катки 4, которые, в свою очередь, опираются на резиноармированную гусеницу 5. Упругий элемент подвески, состоящий из последовательно соединенных торсионного вала 6 и цапфы (трубчатого торсиона) 7, установлен между кронштейном каретки и балансиром. Подвески гусеничных тракторов «Беларус 1802» и «Беларус 2102» унифицированы: балансиры, цапфы и другие детали каретки одинаковы, также одинаковы следующие параметры (рис. 1): радиус балансира  $R_b = 267$  мм; статический ход опорного катка  $h_{st} = 25$  мм; полный ход опорного катка  $h_n = 120$  мм. Отличаются диаметры рабочей части торсионных валов  $D_{t1}$  и угол наклона  $\beta_0$  балансира к горизонтали для начального (установочного) положения катка: у трактора «Беларус 1802» –  $D_{t1} = 38$  мм;  $\beta_0 = 35^\circ$ ; у трактора «Беларус 2102» –  $D_{t1} = 42$  мм;  $\beta_0 = 35^\circ 45'$ . Это изменение вызвано ростом мощности и массы трактора и, как следствие, увеличением нагрузки на подвеску.

Для построения характеристик торсионной подвески воспользуемся зависимостями, приведенными в [4, с. 34].

Связь между ходом опорного катка  $h$  и угловым перемещением балансира  $\alpha$  устанавливается зависимостью

$$\alpha = \beta_0 - \arcsin\left(\sin \beta_0 - \frac{h}{R_b}\right), \quad (1)$$

где  $\beta_0$  – угол наклона балансира к горизонтали для начального (установочного) положения катка;  $R_b$  – радиус балансира.

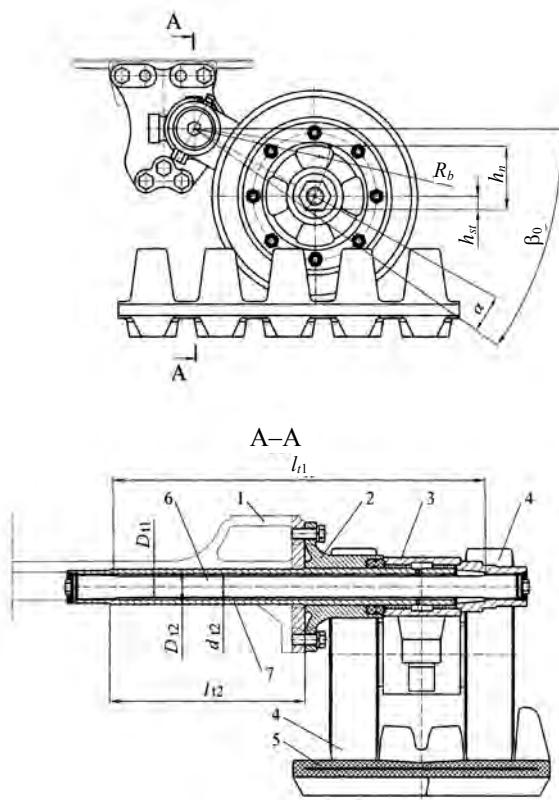


Рис. 1. Схема торсионной подвески

Усилие от подвески  $F$ , приведенное к оси опорного катка:

$$F = \frac{m_t \alpha}{R_b \cos(\beta_0 - \alpha)}, \quad (2)$$

где  $m_t$  – эквивалентная жесткость упругих элементов подвески.

Жесткость подвески, приведенная к оси опорного катка  $m_k$ :

$$m_k = \frac{m_t (\cos(\beta_0 - \alpha) - \alpha \sin(\beta_0 - \alpha))}{R_b^2 \cos^3(\beta_0 - \alpha)}. \quad (3)$$

Для определения эквивалентной жесткости упругих элементов  $m_t$  необходимо знать упругие характеристики торсионного вала  $m_{t1}$  и цапфы  $m_{t2}$  в отдельности.

Жесткость  $m_{ti}$  торсионного вала и цапфы (трубчатого торсиона) (рис. 1) определяется известным выражением [4, с. 15]

$$m_{ti} = \frac{J_{pti} G_{IIIi}}{L_{ti}}, \quad (4)$$

где  $i$  – индекс в выражениях, принимает значения 1 и 2, 1 – торсионный вал, 2 – цапфа;  $J_{pti}$  – полярный момент инерции сечения упругого элемента,  $J_{pt1} = \pi D_{t1}^4 / 32$ ;  $D_{t1}$  – диаметр торсионного вала;  $J_{pt2} = \pi D_{t2}^4 (1 - d_{t2}^4 / D_{t2}^4) / 32$ ;  $D_{t2}$  – наружный диаметр цапфы;  $d_{t2}$  – внутренний диаметр цапфы;  $G_{IIIi}$  – модуль упругости при сдвиге;  $L_{ti}$  – приведенная длина упругого элемента,  $L_{t1} = l_{t1} + l_{eb1} + l_{em1}$  [5, с. 132];  $l_{t1}$  – конструктивная длина цилиндрической части торсионного вала;  $l_{eb1}, l_{em1}$  – эквивалентная длина переходного участка соответственно к большой и малой головкам торсиона;  $L_{t2} = l_{t2}$ ;  $l_{t2}$  – рабочая длина цапфы.

Модуль упругости при сдвиге  $G_{IIIi}$  зависит от качества металла, технологии изготовления и способа упрочнения упругого элемента. Цапфа представляет собой трубу из стали 40Х без заневоливания,  $G_{III2}$  взят из [6, с. 615]. Торсионный вал заневолен, его модуль упругости зависит от параметров процесса заневоливания. Согласно данным [6, с. 616], для незаневоленной стали 45ХН2МФА при температуре 20 °C модуль упругости при сдвиге  $G_{III1}$  составляет 87 ГПа, при 100 °C – 82 ГПа, по данным [4, с. 19]  $G_{III1}$  для незаневоленной стали составляет 81 ГПа, для заневоленной 76,5 ГПа, по данным [4, с. 13],  $G_{III1}$  для торсионных сталей составляет 85 ГПа. В связи с этим модуль упругости при сдвиге  $G_{III1}$  для исследуемых торсионных валов установлен экспериментально [7].

Геометрические параметры, значения модуля упругости при сдвиге и жесткости упругих элементов, рассчитанные по (4), приведены в табл. 1. Величина жесткости подтверждена экспериментально [7].

Таблица 1  
Параметры упругих элементов

Упругий элемент	$d_{t2}$ , мм	$D_{ti}$ , мм	$J_{pti}$ , $\text{мм}^4$	$L_{ti}$ , мм	$G_{IIIi}$ , ГПа	$m_{ti}$ , Н·м/град
Торсионный вал	–	38	204707,75	723,404	69,33	342,426
	–	42	305490,04	731,078	71,12	518,687
Цапфа	49	67	1412373,663	380,0	85,0	5513,94

Эквивалентная жесткость  $m_t$  упругого элемента, состоящего из последовательно соединенных торсиона и цапфы, определяется выражением  $m_t = m_{t1}m_{t2}/(m_{t1} + m_{t2})$  [4, с. 29] и приведена в табл. 2.

Таблица 2

## Параметры подвески

Трактор	$m_t$ , Н·м/град	$F_{st}$ , кН	$F_n$ , кН	$W$ , кН·м	$m_{knp}$ , кН/м	$h_{stu}$ , мм	$h_{nu}$ , мм
«Беларус 1802»	322,5	8,699	33,924	2,186	265,54	32,76	127,76
«Беларус 2102»	474,1	12,978	50,181	3,244	391,6	33,14	128,14

В результате расчетов, используя зависимости (1)–(3), построены характеристики торсионных подвесок (рис. 2), определена потенциальная энергия  $W$  блока подвески при полном ходе катка (табл. 2). Упругая характеристика нелинейная, жесткость подвески трактора «Беларус 1802» изменяется в пределах от 247 до 386 кН/м, трактора «Беларус 2102» – в пределах от 362 до 579 кН/м.

Для проведения динамических расчетов подвески и определения характеристики обратного хода амортизатора часто действительная характеристика подвески  $F = f(h)$  заменяется условной линейной, совпадающей с действительной в двух точках с координатами  $(F_{st}, h_{st})$  и  $(F_n, h_n)$ , где  $F_{st}, F_n$  – усилия, действующие на опорный каток при статическом  $h_{st}$  и полном  $h_n$  ходах подвески [8, с. 16–17]. Условная линейная характеристика рассмотренных подвесок приведена на рис. 2 (линии 3 и 4). Приведенный (линейный) модуль упругости  $m_{knp}$ , условный статический ход  $h_{stu}$  и условный полный ход  $h_{nu}$  приведены в табл. 2.

Угловое перемещение балансира  $\alpha$ , угол закрутки торсионного вала  $\alpha_{t1}$  и угол закрутки цапфы  $\alpha_{t2}$  связаны зависимостью [4, с. 29]

$$\alpha = \alpha_{t1} + \alpha_{t2}. \quad (5)$$

Углы закрутки торсионного вала  $\alpha_{t1}$  и цапфы  $\alpha_{t2}$  [4, с. 33]:

$$\alpha_{t1} = \frac{\alpha\gamma}{1+\gamma}; \quad (6)$$

$$\alpha_{t2} = \frac{\alpha}{1+\gamma}, \quad (7)$$

где  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий различную жесткость торсионов и их деформацию,  $\gamma = m_{t2}/m_{t1}$ .

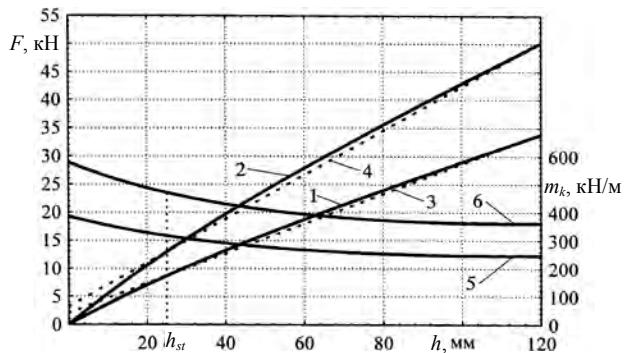


Рис. 2. Характеристики торсионных подвесок: 1 и 2 – упругая характеристика; 3 и 4 – условная линейная характеристика; 5 и 6 – изменение жесткости подвески соответственно с торсионом Ø38 мм и Ø42 мм

Кинематическая характеристика торсионной подвески, рассчитанная по зависимостям (1), (5)–(7) приведена на рис. 3. При полном ходе опорного катка  $h_n = 120$  мм угловое перемещение балансира составило  $\alpha = 28^\circ$ . Полученные при этом значения углов закрутки  $\alpha_{tmax}$  торсиона и цапфы приведены в табл. 3.

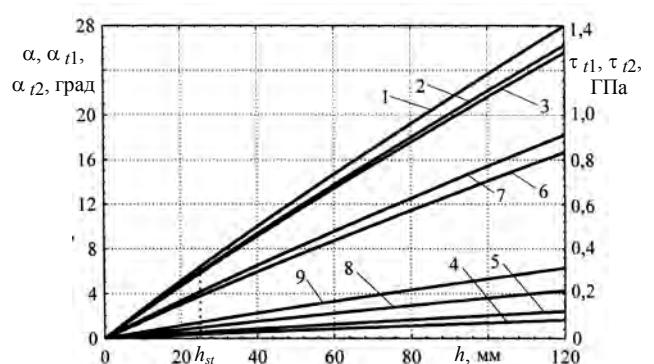


Рис. 3. Зависимость углов закрутки упругих элементов подвески и касательные напряжения в них от хода опорного катка: 1 – угловое перемещение балансира; 2 и 3 – угол закрутки торсиона; 4 и 5 – то же цапфы; 6 и 7 – касательные напряжения в торсионе; 8 и 9 – то же в цапфе соответственно в подвеске с торсионом Ø38 мм и Ø42 мм

Таблица 3

## Максимальные углы закрутки и касательные напряжения упругих элементов

Подвеска	Упругий элемент	$\mu$	$\alpha_{tmax}$ , град.	$\tau_{tmax}$ , МПа		Относительная погрешность, %
				Аналитически	МКЭ	
С торсионным валом Ø38 мм	Торсион	0,25	26,36	837,8	809	3,56
	Цапфа	0,265	1,64	214,5	204	5,15
С торсионным валом Ø42 мм	Торсион	0,25	25,59	912,5	889,4	2,59
	Цапфа	0,265	2,41	314,8	302	4,24

Напряжения, возникающие в торсионных валах и цапфах при их кручении, можно определить двумя методами:

- аналитически, используя известные положения курса «Сопротивление материалов» о закручивании бруса круглого сечения [9, с. 152–155];
- методом конечных элементов (МКЭ).

Касательные напряжения в торсионе  $\tau_{t1}$  и цапфе  $\tau_{t2}$  [4, с. 34]:

$$\tau_{t1} = \frac{16m_{t1}}{\pi D_{t1}^3} \alpha_{t1}; \quad (8)$$

$$\tau_{t2} = \frac{16m_{t2}}{\pi D_{t2}^3 (1 - d_{t2}^4 / D_{t2}^4)} \alpha_{t2}. \quad (9)$$

Зависимость касательных напряжений в наружных слоях торсиона и цапфы от хода катка, рассчитанная по (8) и (9), приведена на рис. 3. Максимальные касательные напряжения  $\tau_{tmax}$  в торсионе и цапфе при полном ходе опорного катка приведены в табл. 3.

Для расчета методом конечных элементов были разработаны трехмерные модели торсионов Ø38 и Ø42 мм, а также цапфы. Затем эти модели были разбиты на конечные элементы и проведен компьютерный эксперимент. Значения коэффициентов Пуассона  $\mu$  для сталей приведены в табл. 3, плотность  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>. В качестве примера на рис. 4 показано распределение напряжений в поперечном сечении торсиона Ø42 мм при его закрутке на угол  $\alpha_{t1} = 25,59^\circ$ .

На рис. 5 представлено распределение напряжений в поперечном сечении цапфы при ее закрутке на угол  $\alpha_{t2} = 2,41^\circ$ . Максимальные касательные напряжения  $\tau_{tmax}$  в торсионе и цапфе при полном ходе опорного катка, полученные методом конечных элементов, приведены в табл. 3.

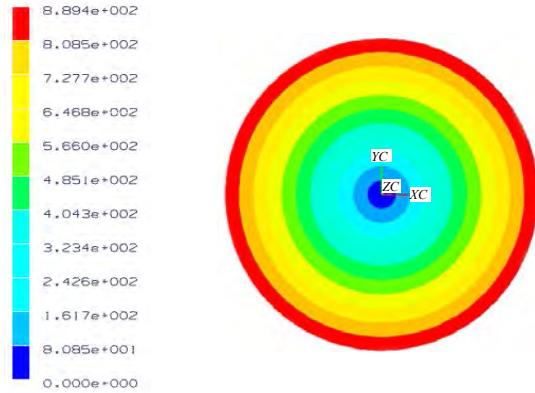


Рис. 4. Распределение напряжений в поперечном сечении торсиона Ø42 мм при его закрутке на угол  $\alpha_{t1} = 25,59^\circ$

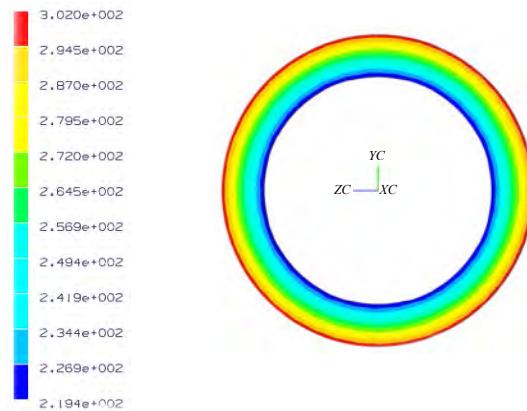


Рис. 5. Распределение напряжений в поперечном сечении цапфы при угле закрутки  $\alpha_{t2} = 2,41^\circ$

## ВЫВОДЫ

На тракторах «Беларус» используется два типоразмера унифицированных блоков подвески: с диаметрами рабочей части торсионных валов 38 и 42 мм. Упругим элементом подвески кроме торсиона является цапфа (трубчатый торсион), одинаковая для обоих типоразмеров подвески.

Блок подвески с торсионным валом диаметром 38 мм имеет следующие характеристики:

полный ход опорного катка – 120 мм; угловое перемещение балансира  $\alpha = 28^\circ$ ; максимальную нагрузку на опорный каток – 34 кН; потенциальную энергию при полном ходе катка – 2,2 кН·м; жесткость подвески изменяется в пределах от 247 до 386 кН/м; приведенный (линейный) модуль упругости – 265,5 кН/м; максимальный угол закрутки: торсиона – 26,36°, цапфы – 1,64°; максимальные касательные напряжения: в торсионе – 838 МПа, в цапфе – 215 МПа.

Блок подвески с торсионным валом диаметром 42 мм имеет следующие характеристики: полный ход опорного катка – 120 мм; угловое перемещение балансира  $\alpha = 28^\circ$ ; максимальную нагрузку на опорный каток – 50 кН; потенциальную энергию при полном ходе катка – 3,2 кН·м; жесткость подвески изменяется в пределах от 362 до 579 кН/м; приведенный (линейный) модуль упругости – 391,6 кН/м; максимальный угол закрутки: торсиона – 25,59°, цапфы – 2,41°; максимальные касательные напряжения: в торсионе – 913 МПа, в цапфе – 315 МПа.

Полученные результаты используются для расчета плавности хода, распределения нагрузки по каткам, динамической нагруженности элементов ходовой системы при выборе параметров гусеничных тракторов на стадии проектирования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коробкин, В. А. Гусеничный трактор общего назначения «Беларус 1802» / В. А. Коробкин // Международный аграрный журнал. – 2001. – № 9. – С. 46–48.
2. Бойков, В. П. Опыт создания гусеничного трактора «Беларус 1802» / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, В. А. Коробкин // Автотракторный факультет на рубеже столетий: сб. докл.; под ред. Н. М. Капустина. – Минск, 2002. – С. 9.
3. Коробкин, В. А. Первый отечественный гусеничный трактор «Беларус» / В. А. Коробкин, В. К. Папка // Белорусское сельское хозяйство. – 2006. – № 8. – С. 10–12.
4. Волков, Ю. П. Ходовая часть транспортных гусеничных машин. – Ч. 2: Система подрессоривания: учеб. пособие / Ю. П. Волков, В. Е. Ролле, А. Д. Самойлов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. – 142 с.
5. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич [и др.]; под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
6. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин [и др.]; под общ. ред. В. Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
7. Жданович, Ч. И. Упругие характеристики торсионных валов / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Наука – образованию, производству, экономике: материалы V междунар. науч.-техн. конф., Минск, 2007 г.: в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: Б. М. Хрусталев [и др.]. – Минск, 2007. – Т. 1. – С. 371–374.
8. Ходовая часть гусеничных машин: учеб. пособие / В. Д. Галышев [и др.]; под общ. ред. В. Д. Галышева. – Л.: Изд-во ЛПИ им. М. И. Калинина, 1976. – 84 с.
9. Подскребко, М. Д. Сопротивление материалов / М. Д. Подскребко. – Минск: ДизайнПРО, 1998. – 592 с.

Поступила 12.12.2007