

УДК 629.114.2.012.539.4

А.А. Федоров

ГУСЕНИЧНЫЙ ОБВОД С ВЫСОКИМ К.П.Д.
И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬЮ ДЛЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ
ТЯГАЧЕЙ И ТРАКТОРОВ

У современных энергонасыщенных тракторов и тягачей, как известно, с повышением скоростей интенсифицируется износ и снижается к.п.д. гусениц.

Ресурс гусениц с открытыми шарнирами нескоростных сельскохозяйственных тракторов до первого капитального ремонта при работе на почве с 35%-ным содержанием кварца, согласно [1], составляет 3000 – 4000 моточасов, у трелевочных тракторов моторесурс гусениц составляет 2500 моточасов.

Такой ускоренный износ гусениц, несмотря на применение износостойких сталей, обуславливается активным попаданием в открытые шарниры почвенных абразивных частиц [2].

Более долговечным, как известно, являются гусеницы с резино-металлическими шарнирами (РМШ), например у быстрого американского тягача М-5, где резиновые втулки при поворачивании пальцев работают на концентрический сдвиг-закручивание с односторонним сжатием от усилия, растягивающего гусеничный обвод.

Указанные деформации сопровождаются соответствующими касательными и нормальными напряжениями и гистерезисными потерями энергии, зависящими от качества резины и деформаций.

Конструктивной особенностью рассматриваемой гусеницы является так называемое последовательное соединение шарниров, которое выгодно тем, что при повороте смежных звеньев на определенный угол внутренние пальцы этих звеньев закручиваются только на половинную величину этого угла (рис.1). Последнее является решающим фактором, определяющим долговечность шарниров. В этих же целях при сборке смежные звенья соединяются под предварительным углом закручивания. Для рассматриваемой гусеницы он равен $11 \dots 13^\circ$. Разрушение

РМШ происходит вследствие усталости резины, изменения ее структуры и разрыва цепей молекул. Обычно начинается оно с внутренней стороны, наиболее сжатой усилием, растягивающим гусеницу.

Сопоставление гусениц с обычными шарнирами и РМШ по потерям мощности и к.п.д. может быть проанализировано на основе уравнений [3]:

$$N_{\text{по}} = \frac{\mu_c v_o}{2} \sum \frac{P_i}{R_i} + c \frac{Q z v_o^3}{8} \sum \frac{1}{R_i^2}; \quad (1)$$

$$\eta_{\text{по}} = \frac{T_o v_o}{T_o v_o + N_{\text{по}}} = \frac{1}{1 + \frac{\mu_c}{2T_o} \sum \frac{P_i}{R_i} + c \frac{Q z v_o^2}{8q T_o} \sum \frac{1}{R_i^2}}; \quad (2)$$

$$N_{\text{рм}} = \frac{\mu_p k z v_o}{2} \sum \frac{1}{R^2} + c \frac{Q z v_o^3}{8q} \sum \frac{1}{R_i^2}; \quad (3)$$

$$\eta_{\text{рм}} = \frac{T_o v_o}{T_o v_o + N_{\text{рм}}} = \frac{1}{1 + \frac{z}{2T_o} (\mu_p k + c \frac{Q v_o}{4q}) \sum \frac{1}{R_i^2}}, \quad (4)$$

где $N_{\text{по}}$, $N_{\text{рм}}$ - потери мощности соответственно в простом обводе и с РМШ; $\eta_{\text{по}}$, $\eta_{\text{рм}}$ - к.п.д. соответственно простого обвода и с РМШ; μ_c - приведенный коэффициент внутреннего сухого трения в шарнире (с размерностью длины); v_o - скорость перематывания обвода или движение машины; P_i - натяжение свободных или рабочих ветвей; R_i - радиус дуговых ветвей обвода; c - масса звена, участвующая в ударе (если в ударе участвует одно звено, то $c=1$); Q - вес звена; z - шаг звена обвода; q - вес единицы длины обвода, $q = \frac{Q}{z}$; T_o - сила тяги обвода; μ_p - коэффициент, характеризующий гистерезисные потери у РМШ; k - жесткость резины.

В уравнениях (1) и (3) первыми слагаемыми определяются потери мощности на трение в шарнирах, вторыми - мощности, теряемые на удар звена об обвод колес, расположенных внутри обвода. Последние, как видно, обуславливаются в большей мере скоростным фактором. На потери в открытом шарнире непо-

средственно наибольшее влияние оказывает, как видно, момент трения (M_T).

$$M_T = \mu_c \cdot P_i = \mu'_c \cdot r \cdot P_i,$$

где μ'_c - коэффициент трения скольжения в открытом шарнире;
 r - радиус пальца.

По данным [3] значение коэффициента μ_c для шарниров из стальных деталей колеблется в пределах $0,1 \dots 0,665$.

В обводе с РМШ потери мощности в шарнирах обуславливаются параметрами μ_p и k , зависящими от сорта резины. Первый из них зависит от угла относительного поворота звеньев и связанной с этим деформацией резины. Согласно [3] для углов поворота в пределах $5 \dots 8^\circ$ коэффициент μ_p равен $0,06 \dots 0,1$, а для углов $15 \dots 18^\circ$ - $0,15 \dots 0,25$.

Показатель k характеризует жесткость резины. Аналитически он определяется по зависимости вида

$$k = \frac{2\pi G'}{1/r_1^2 - 1/r_2^2} \sum l_i,$$

где G' - модуль сдвига резины; $\sum l_i$ - общая длина обрешеченных участков пальца; r_1, r_2 - внутренний и наружный радиусы резиновой втулки.

Согласно [3] для РМШ гусениц применяется резина с модулем сдвига $3,36 \dots 11,62$ кгс/см. Значение k может быть определено опытным путем при известных значениях угла закручивания шарнира φ и прикладываемого при этом момента $M_{ш}$, т.е.

$$k = \frac{M_{ш}}{\varphi}.$$

Выбор оптимального значения параметра k весьма важен, так как при большом его значении растут потери мощности и снижается долговечность шарнира, а при малом - обвод в рабочем режиме за счет деформации резины вытягивается, что нарушает зацепление гусениц с ведущими колесами. В целях опытной проверки были проведены в Лесотехнической академии испытания на жесткость РМШ гусениц тягача М-5 по схеме, приведенной на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что угол между звеньями раскладывается за счет поворота смежных внутренних пальцев на два угла α_1 и α_2 .

Таблица 1

Усилие, кг	Угол $\varphi = \alpha_1 + \alpha_2$				Пле- чо l , см	Момент, M , кгм	Коэффициент $k = \frac{M}{\varphi}$, кгм/град	Коэф- фициент, $k_{ср}$
	1	2	3	4				
0	11	11	11	11	14,0	0		0,99
50	18	18	18	18	13,65	6,75	$6,75:(18 - 11) = 0,96$	
100	24	24	24	24	13,15	13,15	$13,15:(24 - 11) = 1,01$	
150	30,5	31	31	30,5	12,65	18,97	$18,97:(30,5 - 11) = 1,02$	
200	37	37	37	37	12,30	24,60	$24,60:(37 - 11) = 0,94$	
250	41	41	41	41	11,70	29,25	$29,25:(41 - 11) = 0,97$	
300	45	45	45,5	45,1	11,35	33,05	$33,05:(45 - 11) = 0,97$	

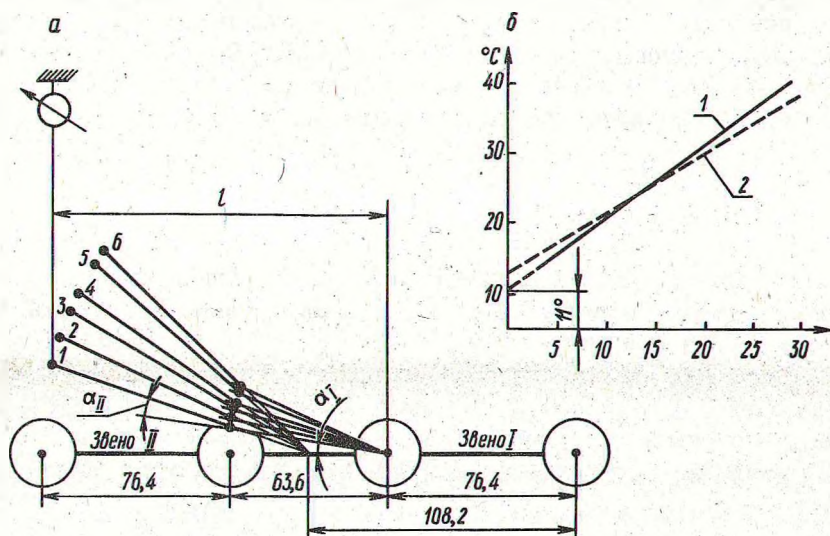


Рис. 1. Схема испытаний (а) и график зависимости $\varphi = f(M)$ (б) для гусениц с РМШ; 1 - М-5; 2 - Катерпиллер 60.

В табл. 1 приведены значения коэффициента жесткости k , полученные на основе опытных значений M и φ при скручивании двух шарниров согласно схеме (рис. 1).

Необходимо отметить, что полученное среднее значение параметра $k = 0,99$ во много раз меньше значения $k = 15,1$, приведенное для частного случая в работе [3].

По данным испытаний НАТИ [4] гусениц трактора "Катерпиллер" 60 $k_{ср} = 1,03$.

У этой гусеницы, в отличие от ранее рассмотренной, звенья соединяются одним шарниром, с углом предварительного закручивания, равным $13^{\circ} 20' \pm 1$. Как видно из табл. 1 и рис. 1

жесткости рассматриваемых гусениц почти не различаются. С учетом опытных данных табл. 1 по (2) и (4) произведены расчеты к.п.д. гусениц с простыми и упругими шарнирами, которые представлены на рис. 3 графиками зависимости к.п.д. от скорости и силы тяги в обводе

$$(\mu_c = 0,2; Q = 12,6 \text{ кг}; c = 1; z = 0,108 \text{ м.})$$

$$\mu_{\text{рм}} = 0,2; K = 1,98; q = 116,3 \text{ кг/м.})$$

Натяжение свободной дуговой ветви определялось по формуле

$$P_i = \frac{1}{8f_o} q + \frac{q}{g} v_i^2,$$

где l - пролет горизонтальной ветви, равный 1,25 м; f_o - относительная стрела провеса свободной ветви.

Полученные графики свидетельствуют о том, что при малой жесткости резиновых элементов к.п.д. РМШ выше, чем у простого обвода в диапазоне всех скоростей.

Высокая долговечность гусениц с РМШ подтверждается проведенными двухлетними испытаниями тягача М-5 в тяжелых лесных условиях на трелёвке [5]. За этот период шарниры практически не имели износа. Важным достоинством РМШ является снижение динамических нагрузок в самих гусеницах и трансмиссиях машин.

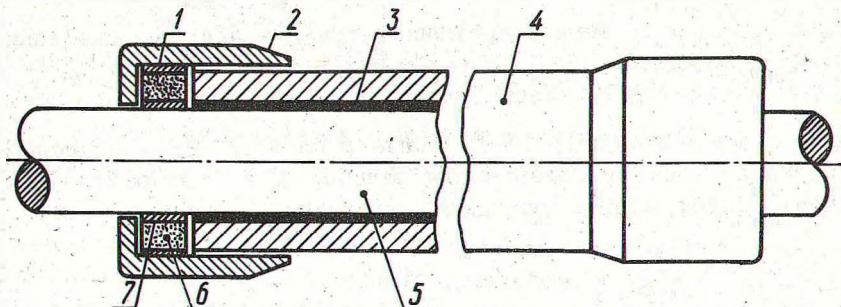


Рис. 2. Закрытый шарнир со смазкой.

Гусеницам с РМШ присущи недостатки, в том числе большой расход высококачественной морозостойкой резины, обладающей высокой усталостной прочностью, конструктивная сложность и в связи с этим утяжеление и удорожание.

С целью исключения указанного недостатка нами разработана конструкция закрытого шарнира с сайлент-блочным уплотне-

нием и жидкостной смазкой [6]. Согласно рис. 2 шарнир состоит из цилиндрической части 4, пальца 5 и уплотнителя, включающего резиновое кольцо 6, привулканизированное к внутреннему 7 и наружному 1 металлическим кольцом. Последнее из них впрессовывается в стакан 2, а первое напрессовывается на палец 5 при сборке шарнира. Смазкой 3 шарнир заполняется также при сборке.

Потери энергии в таком шарнире могут определяться по уравнению

$$N_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}} v_o}{2} \sum \frac{P_i}{R_i} + \frac{\mu_p K z v_o}{2} \sum \frac{1}{R^2} + c \frac{Q z v_o^3}{8q} \sum \frac{1}{R_i^2}, \quad (5)$$

включающему три составляющих. Первое из них учитывает потери на жидкостное трение, второе - на гистерезис и третье - на удар.

В первом коэффициент жидкостного трения $\mu_{\text{ж}}$ находится из теории гидродинамической смазки

$$\mu_{\text{ж}} = \frac{\pi \eta \omega_c}{\psi \xi} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2}} \sqrt{1+4 \frac{d}{l}}, \quad (6)$$

где η - коэффициент трения между слоями смазки или абсолютная вязкость смазки; ω_c - средняя угловая скорость поворота звеньев друг относительно друга, $\omega_c = \frac{v_o}{2R}$; ψ - относительный зазор между проушиной трака и пальцем, равный

$\psi = \frac{S}{d}$, где S - зазор (разность между диаметрами проушины трака и пальца); d - диаметр пальца; ξ - удельная нагрузка на единицу поверхности пальца; λ - относительный эксцентриситет, определяемый из отношения

$$\lambda = \frac{e}{2S},$$

где e - эксцентриситет пальца относительно проушины трака; l - рабочая длина пальца.

К.п.д. рассматриваемого шарнира имеет вид

$$\eta_{\text{ж}} = \frac{R_o v_o}{R_o v_o + N_{\text{ж}}} = \frac{1}{1 + \frac{\mu}{2R_o} \sum \frac{P_i}{R_i} + \frac{z}{2R_o} (\mu_p K + c) \frac{Q v_o^2}{4q} \sum \frac{1}{R_i^2}}. \quad (7)$$

На основе одинаковых ранее принятых конструктивных параметров для такого шарнира определены значения к.п.д. при различных скоростях и силе тяги 6000 кг.

Приведенный на рис. 3 график свидетельствует о том, что к.п.д. рассматриваемого шарнира, начиная со скоростей 10 – 12 км/ч все более превышает значение к.п.д. РМШ и значительно больше, чем у простого обвода в диапазоне всех рассмотренных скоростей. Важным его достоинством в сравнении с РМШ является то, что резиновый уплотнитель не является несущим элементом, поэтому возникающие в нем нормальные напряжения малы, а это позволяет применять мягкую резину с малыми гистерезисными потерями, которые многократно снижаются из-за малой длины уплотнителя.

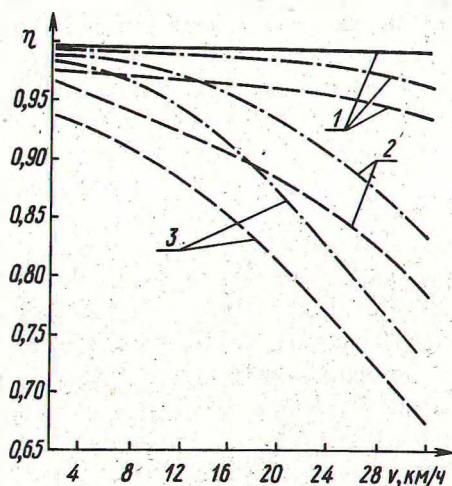


Рис. 3. График зависимости к.п.д. от скорости и силы тяги: сплошная линия – обвод с жидкостной смазкой; штриховая – простой; штрих-пунктирная – с РМШ; 1 – $R_0 = 6000$ кг; 2 – 1000; 3 – 500 кг соответственно.

Другими его преимуществами являются значительная экономия дефицитной резины, а также меньшая стоимость.

Резюме. Рассмотренную конструкцию шарнира целесообразно рекомендовать для гусениц быстроходных тягачей, энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторов, а также трелевочных, работающих в крайне тяжелых почвенно-грунтовых условиях.

Л и т е р а т у р а

1. Трепененков И.И., Аксененко В.Д. Технический уровень отечественных тракторов на новую ступень. "Тракторы и сельскохозяйственные машины", 1975, № 1. 2. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М., 1973. 3. Антонов А.С. Теория гусеничного движителя. М., 1949. 4. Верж-

бицкий Н.Ф. Гусеницы современных тракторов. - "Труды НАТИ", вып. 39, 1941. 5. Федоров А.А. Подвозка леса ва- лочно-трелевочными машинами. Л., 1957. 6. Федоров А. А. Шарнир гусеницы, Авт.свид. № 499167. - "Бюл.изобрет.", 1976, № 2.

УДК 629.114.2

М.Ф. Семенов

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ТРАНСМИССИИ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ДЕМПИРОВАНИЯ

Повышение надежности основных рабочих узлов и деталей трансмиссии трелевочных тракторов, работающих в чрезвычайно сложных условиях; является важной и сложной проблемой. Для ее решения необходимы не только конкретные данные о харак- тере и повторяемости нагрузок, воздействующих на трансмис- сию в процессе эксплуатации, но и сведения о динамических свойствах (передаточной функции) системы "двигатель - трансмиссия - трактор" в целом, на основе которых могут быть разработаны рациональные конструктивные формы силовых элементов системы, а также способы их соединения, позволяю- щие снизить нагруженность трансмиссии в соответствии с предъявляемыми требованиями.

Для проведения теоретических исследований и определения передаточной функции трансмиссии рассмотрим шестимассовую эквивалентную расчетную схему системы, достаточно полно отражающую действительные процессы в агрегатах трактора (рис. 1).

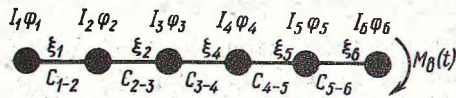


Рис.1. Эквивалентная расчетная схе- ма "двигатель - трансмиссия - трактор".

Для шестимассовой расчетной схемы система линейных диф- ференциальных уравнений с учетом демпфирования участков при возмущении со стороны волокна примет вид [1]:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 &= -C_{1-2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \xi_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); & (1) \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{1-2}(\varphi_1 - \varphi_2) - C_{2-3}(\varphi_2 - \varphi_3) + \xi_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \xi_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\
 &\dots \dots \dots \\
 &\dots \dots \dots
 \end{aligned}$$