

Фрикционное взаимодействие пластически деформируемого тела — фрикционной накладкой с упругим или абсолютно жестким контртелом — ведущим диском является источником теплообразования в узле трения.

Цель настоящего исследования — анализ теплового режима работы фрикционных предохранительных муфт различных конструкций, используемых в современных сельскохозяйственных машинах. Результаты теплового расчета позволяют выявить наиболее теплонагруженные конструкции муфт и являются основанием для их совершенствования. Для сравнительного анализа использовали конструкции предохранительных муфт, применяемые в сельскохозяйственных машинах, изготавливаемых на ПО “Гомсельмащ” (таблица).

Основные параметры муфт

№ п/п	Обозначение муфты	M, Н·м	D, мм	d, мм	R _{ср} , мм	A _ф , мм ²	n	T, Н	τ, Н/мм ²	N, Н	ρ, Н/мм ²	ω, рад/с
1	04.140.000	2370	180	110	72,5	0,016	4	8172	0,5126	27241	1,709	105
2	04.141.000	850	140	75	53,75	0,011	4	3953	0,3602	13178	1,201	42
3	04.142.000	2370	180	110	72,5	0,016	4	8172	0,5126	27241	1,709	105
4	КЗР0208140	100	140	75	53,75	0,011	2	930	0,0848	3101	0,283	64
5	КЗР0219100	500	140	75	53,75	0,011	2	4651	0,4238	15504	1,413	37
6	КЗР0313000	800	250	150	100	0,031	4	2000	0,0637	6667	0,212	20
7	КЗР0354100	1500	180	110	72,5	0,016	4	5172	0,3244	17241	1,081	37
8	КЗР1503140	650	250	150	100	0,031	2	3250	0,1035	10833	0,345	4,71
9	КЗК0219020	100	140	75	53,75	0,011	2	930	0,0848	3101	0,283	64
10	КЗК0219100	350	140	75	53,75	0,011	2	3256	0,2966	10853	0,989	55
11	КЗК0401010	260	140	75	53,75	0,011	2	2419	0,2204	8062	0,735	14,2
12	КЗК0401020	130	140	75	53,75	0,011	2	1209	0,1102	4031	0,367	14,3
13	КСН0117800	330	140	75	53,75	0,011	4	1535	0,1398	5116	0,466	69
14	КСН0117801	250	140	75	53,75	0,011	4	1163	0,1059	3876	0,353	69
15	МКС0502140	900	250	150	100	0,031	4	2250	0,0716	7500	0,239	16,8
16	МКС1902030	900	250	150	100	0,031	2	4500	0,1432	15000	0,477	16,2

Конструкции фрикционных предохранительных муфт, приведенные в таблице, относятся к классу муфт открытого типа и подвержены влиянию окружающей среды. При попадании влаги в зону фрикционного контакта интенсифицируются коррозионные процессы с образованием оксидных пленок, а также образуются смазочные слои вследствие адсорбции или конденсации влаги на деталях муфты, что приводит к снижению коэффициента трения. Это может служить причиной ее пробуксовки при рабочем моменте трения, и, как следствие, увеличению износа и отказу муфты.

Из таблицы видно, что наиболее теплонагруженной в условиях работы с пробуксовкой является муфта 04.140.000 (рис. 1), расположенная на валу отбора мощности универсального энергетического средства УЭС-250 и настроенная на момент срабатывания $M = 2370$ Н·м, который обеспечивается четырьмя парами трения.

Теоретическая часть. Предположим, что в процессе пробуксовки дисков сила трения, скорость скольжения, интенсивность фрикционного тепловыделения и тепловые потоки направленные в фрикционный элемент и контртело являются постоянными. Фрикционные накладки и диски рассматриваются, как неограниченные, теплоизолированные со стороны противоположной поверхности трения, пластины.

Одномерный нагрев неограниченных теплоизолированных со стороны $z_{1,2} = h_{1,2}$ пластин постоянным тепловым потоком описывается следующей системой уравнений [1, 2]:

$$\frac{\partial \vartheta_{1,2}}{\partial t} = a_{1,2} \frac{\partial^2 \vartheta_{1,2}}{\partial z_{1,2}^2};$$

$$q_{1,2} = -\lambda_{1,2} \frac{\partial \vartheta_{1,2}(0,t)}{\partial z_{1,2}} = \text{const}, \quad \frac{\partial \vartheta_{1,2}(h_{1,2},t)}{\partial z_{1,2}} = 0, \quad \vartheta_{1,2}(z_{1,2},t) = \vartheta_0;$$

Температура на нагреваемой поверхности (при $z_{1,2} = 0$) определяется выражением:

$$\vartheta_{1,2}(0, Fo_{1,2}) = \vartheta_0 + \frac{q_{1,2} h_{1,2}}{\lambda_{1,2}} \theta'_{1,2}(0, Fo_{1,2}), \quad (1)$$

где

$$\theta'_{1,2}(0, Fo_{1,2}) = Fo_{1,2} + \frac{1}{3} + \exp(-\mu_n^2 Fo_{1,2}) \sum_{n=1}^{\infty} A'_n \cos \mu_n,$$

$$Fo_{1,2} = \frac{a_{1,2} t}{h_{1,2}^2}, \quad \mu_n = n\pi, \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}, \quad q_1 = \alpha q, \quad q_2 = (1 - \alpha) q, \quad q = \frac{M \omega}{A_n n}, \quad \alpha = \frac{\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}.$$

Результаты расчета. На рис. 2 приведены сравнительные данные по тепловому расчету фрикционных предохранительных муфт для времени пробуксовки $t = 5$ с.

Результаты расчетов свидетельствуют, что за время пробуксовки поверхности трения муфт 04.140.000 и 04.142.000 нагреваются до температур, превышающих 600 К, что нашло экспериментальное подтверждение. Указанный температурный режим является недопустимым и приводит к отказу муфты.

Наиболее теплопоглощающими элементами муфты являются: фланец 10, нажимной диск 17 и ведущий диск 15 (рис. 1). Кроме того, в теплопоглощении участвуют четыре фрикционные накладки 14. Роль в теплопоглощении ведомых дисков 13 и 16 незначительна, так как они содержат фрикционные накладки с низким коэффициентом теплопроводности. Таким образом, в этих конструкциях муфт объем материала, поглощающего теплоту трения в режиме пробуксовки, недостаточный для эффективного теплоотвода из зоны трения. Значительный объем муфты занимают винтовые пружины, которые в теплопоглощении не участвуют.

Толщину тепловых слоев, у которых к моменту времени $t = 5$ с приращение температуры на глубине $\delta_{1,2}$ близко к нулю, можно определить по ф-ле [1]:

$$\delta_{1,2} = 2\sqrt{(a_{1,2} t)}.$$

Тогда для фрикционных накладок с $a_1 = 2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ имеем: $\delta_1 = 2,0$ мм;

— стальных дисков при $a_2 = 10,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$: $\delta_2 = 14,0$ мм;

— чугунных дисков при $a_3 = 7,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$: $\delta_2 = 12,3$ мм;

Это значит, что во фрикционных накладках и в дисках основная теплота трения за время $t = 5$ с аккумулируется лишь в поверхностных слоях, $\approx 0,25\delta_{1,2}$, т. е. на глубине 0,5; 3,5 и 3 мм соответственно.

Рассмотрим некоторые конструктивные способы повышения эффективности теплоотвода из зоны трения.

Снижению температуры на контактной поверхности способствует замена винтовых пружин тарельчатыми, что позволит освободившийся объем заполнить девятью стальными дисками тол-

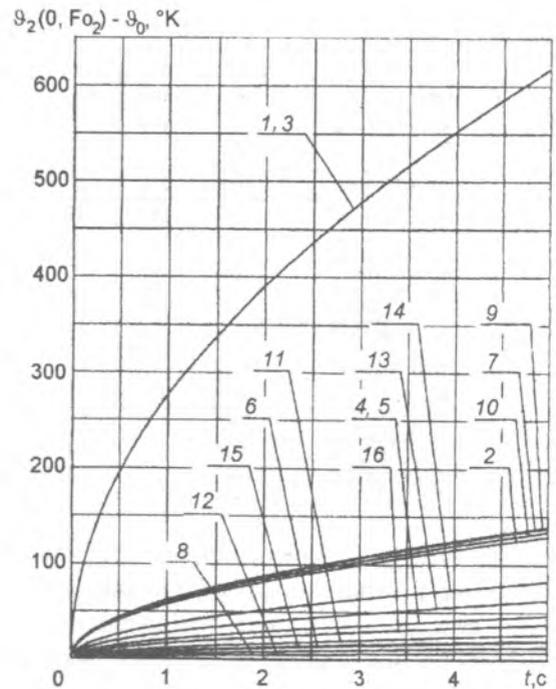


Рис. 2. Зависимости средних приращений температуры поверхности трения от времени (номер кривой соответствует номеру муфты в таблице)

шиной 4 мм с односторонней установкой на них фрикционных накладок толщиной 3 мм (рис. 3). При этом $n = 10$.

Значение интенсивности фрикционного тепловыделения q_0 в режиме пробуксовки для такой конструкции определяется выражением:

$$q_0 = \frac{M\omega}{nA_{a1}} = 1,56 \text{ МВт/м}^2.$$

В базовом варианте (рис. 1) при $n = 4$ расчет дает $q_0 = 3,88 \text{ МВт/м}^2$, т. е. в 2,5 раза выше.

Соответственно приращение температуры на поверхности трения согласно ф-ле 1 за 5 с пробуксовки, составляет 247 К, а удельная сила трения $\tau = 0,20 \text{ МПа}$. Очевидно, что такая муфта более надежна в работе.

Использование тарельчатых пружин и шестнадцати дисков толщиной 3 мм с односторонними фрикционными накладками толщиной 0,8 мм, работающих в масле (рис. 4) позволяет значительно увеличить объем материала, поглощающего теплоту трения в режиме пробуксовки и, следовательно, повысить эффективность теплоотвода из зоны трения. Предлагаемая конструкция требует установки манжет, что устраняет главный недостаток открытых фрикционных муфт: непостоянство коэффициента трения с течением времени из-за образования оксидных пленок, попадания влаги, грязи и т. п..

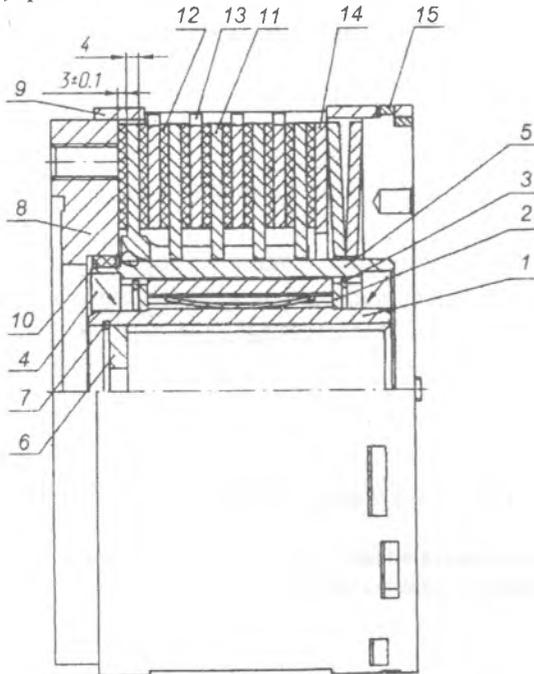


Рис. 3. Вариант усовершенствования конструкции фрикционной предохранительной обгонной муфты (04.140.000): 1 — ступица; 2 — шайба; 3 и 7 — стопорные кольца пружина; 4 — манжета; 5 — втулка; 6 — шайба упорная; 8 — фланец; 9 — корпус; 10 — фрикционное кольцо; 11 — ведомый диск; 12 — накладка фрикционная (тип В); 13 — диск ведущий; 14 — диск нажимной; 15 — замок

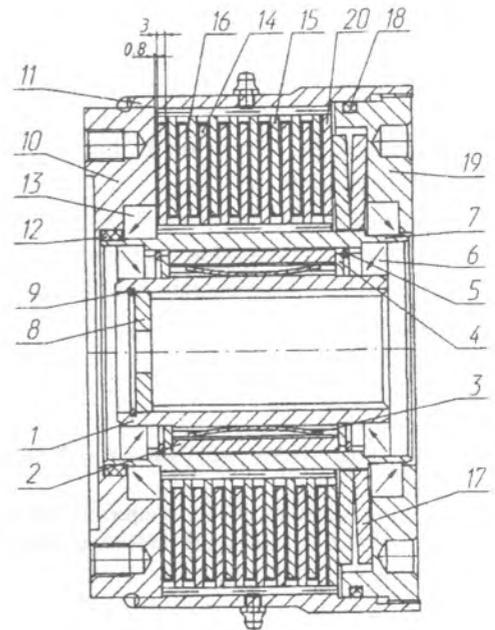


Рис. 4. Гидромуфта: 1 — ступица; 2 — сухарик; 3 — пружина; 4 — шайба; 5 и 9 — стопорные кольца; 6 — манжета; 7 — втулка; 8 — шайба упорная; 10 — фланец; 11 — корпус; 12 — фрикционное кольцо; 13 — манжета; 14 — диск ведомый; 15 — диск ведущий; 16 — накладка фрикционная (тип В); 17 — пружина тарельчатая; 18 — уплотнительное кольцо; 19 — фланец нажимной; 20 — диск ведущий нажимной

Интенсивность фрикционного тепловыделения в такой муфте $q_0 = 0,91 \text{ МВт/м}^2$, удельная сила трения $\tau = 0,12 \text{ МПа}$, а приращение температуры за 5 с пробуксовки $\approx 218 \text{ К}$.

Заключение. Результаты анализа теплового режима работы фрикционных предохранительных муфт показали, что за время пробуксовки (5 с) конструкция муфты открытого типа (рис. 1) неработоспособна из-за перегрева поверхностей трения, следствием чего может быть термодеструкция связующего фрикционного материала с последующим отказом муфты. Рекомендуемые на основе тепловых расчетов конструкции муфты позволяют увеличить время пробуксовки до отказа муфты.

Это дает возможность вовремя отключить муфту в случае попадания посторонних предметов в рабочие органы машины и тем самым увеличить ресурс работы.

Увеличение площади поверхности трения в предлагаемых конструкциях муфт приводит к снижению давления и силы трения, а также интенсивности фрикционного тепловыделения в зоне фрикционного контакта. Замена винтовых пружин тарельчатыми дала возможность в заданных габаритах муфты увеличить объем металла, поглощающего теплоту трения, а, следовательно, и снизить температуры трения за фиксированное время пробуксовки.

Обозначения

M — момент срабатывания муфты; D — наружный диаметр фрикционной накладки; d — внутренний диаметр фрикционной накладки; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус фрикционной накладки; $A_{\text{с1}}$ — номинальная площадь контакта; n — количество пар трения; T — сила трения; τ — удельная сила трения; N — нормальная нагрузка; p — давление в контакте; ω — угловая скорость вращения муфты; $z_{1,2}$ — координаты по осям перпендикулярным к поверхности трения и направленным в трущиеся тела; $h_{1,2}$ — толщина фрикционной накладки и контртела; $\vartheta_{1,2}$ — температура тела и контртела; t — время срабатывания муфты; $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$, $a_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность тела и контртела; $q_{1,2}$ — тепловые потоки в тело и контртело; ϑ_0 — начальная температура; $Fo_{1,2}$ — число Фурье; q — интенсивность фрикционного тепловыделения; α — коэффициент распределения тепловых потоков; $\delta_{1,2}$ — толщины теплового слоя в теле и контртеле.

Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
2. Лысенко Ю. В., Балакин В. А., Сергиенко В. П. Проектирование и тепловой расчет фрикционных предохранительных муфт сельхозмашин // Тезисы докладов международного симпозиума о природе твердых тел "БЕЛТРИБ-2002". — Гомель: ИММС НАНБ. — 2002, 79—80

Поступила в редакцию 04.11.03.

Lysenok Yu.V., Sergienko V.P., and Balakin V.A. Thermal calculation of frictional safety clutches of agricultural machinery f

Formulas of calculation of mean temperature increments on friction surfaces are shown when frictional safety clutches are activated. Ways are discussed how the hat burden f safety clutches can be relieved by modifying their designs.