

$$\beta = 0,0095 - 0,015 p_w - 0,0013 G_K + 0,0155 M + 0,0046 M^2, \text{ рад};$$

$$\theta = 0,044 + 0,12 p_w - 0,011 G_K + 0,75 M_{\Pi} - 0,35 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Шина 290-508 (11,2/10-20) мод. Ф-35

$$h_z = 20,68 - 154,7 p_w + 3,8 G_K, \text{ мм};$$

$$h_y = 8,73 - 55,66 p_w + 0,4 G_K + 8,23 P_y + 0,16 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\beta = 0,0167 - 0,0415 p_w - 0,0007 G_K - 0,00008 M + 0,0087 M^2, \text{ рад};$$

$$\theta = 0,13 + 0,3 p_w - 0,008 G_K + 0,38 M_{\Pi} - 0,11 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Шина 310-508 (11-20) мод. Я-221

$$h_z = 14,1 - 5,28 p_w + 2,87 G_K, \text{ мм};$$

$$h_y = 11,32 - 64,5 p_w - 0,366 G_K + 5,89 P_y + 0,52 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\theta = 0,23 + 0,133 p_w - 0,005 G_K + 0,3 M_{\Pi} + 0,37 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Полученные уравнения регрессии могут быть использованы при теоретическом исследовании динамики МТА.

Л и т е р а т у р а

1. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математическая статистика" - Минск, 1974, ч.2.

УДК 629,114.2

В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРЕННИХ ПРОЦЕССОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛА С ДИСКОВЫМИ БЛОКИРУЮЩИМИ МУФТАМИ

Блокирующие свойства дифференциалов определяются величинами осевых сил, действующих на фрикционные муфты. Эти силы складываются из осевых сил в зацеплении полуосевых шестерен с сателлитами и усилий дополнительных блокирующих устройств - скосов, буртиков, зубчиков и т.д.

Для расчета этих усилий имеются формулы [1], структурные элементы которых определяются конструктивными особенностями дифференциала и подведенным к его корпусу крутящим моментом M_o .

Так, для дифференциала переднего моста трактора МТЗ-82 дополнительная осевая сила, возникающая в контакте скосов корпуса и оси сателлитов и действующая на диски муфты трения, определяется из выражения

$$P = \frac{M_o}{2r_k} \operatorname{tg} \varphi_c, \quad (1)$$

где φ_c - угол скосов корпуса; r_k - радиус приложения окружной силы $P_{ок}$ (рис. 1).

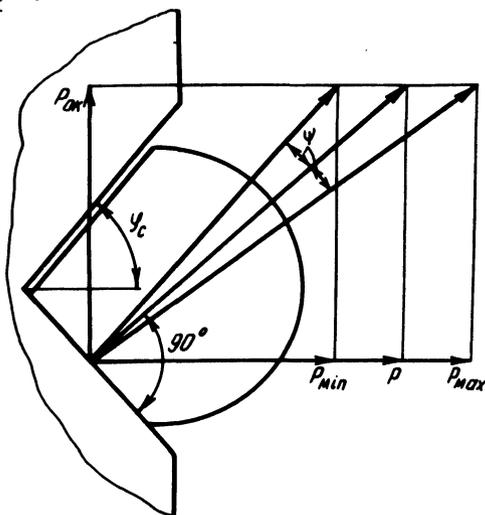


Рис. 1. Схема сил на скосе корпуса дифференциала.

Однако при этом не учитывается трение пальца сателлитов на скосах корпуса дифференциала. В результате этого трения на скосах результирующая реакция со стороны корпуса на палец оказывается отклоненной на величину угла трения от нормали, проведенной к скосу (рис. 1). Поэтому осевую силу следует находить по формуле

$$P = \frac{M_o}{2r_k} \operatorname{tg} (\varphi_c \pm \psi), \quad (2)$$

где $\psi = \operatorname{arctg} \mu$ - угол трения; μ - коэффициент трения. Обычно $\mu = 0,09 \dots 0,11$ для пары трения чугун-сталь [2].

Испытания дисковых муфт трения на специальной установке показали, что толщина пакета дисков при их относительном вращении изменяется от некоторого минимального до максимального значений. Это объясняется тем, что поверхности дисков обладают определенной неплоскостью, в результате изменяются осевые силы.

Таким образом, при относительном вращении выходных валов дифференциала осевые усилия, действующие на фрикционные муфты со стороны скосов корпуса, не постоянны, а изменяются в интервале, определяемом знаками "+" и "-" в формуле (2) (см. также рис. 1).

Отношение $\frac{P_{\max}}{P_{\min}}$ назовем коэффициентом изменения осевого усилия

$$K_o = \frac{\operatorname{tg}(\varphi_c + \psi)}{\operatorname{tg}(\varphi_c - \psi)} .$$

Таким образом, максимальная осевая сила, действующая на муфту со стороны скосов, превышает расчетные значения, определенные без учета угла трения ψ в 1,22–1,7 раза. Это одна из причин появления задиров на поверхностях дисков, которые отмечаются при эксплуатации тракторов.

Степень изменения осевых усилий зависит не только от условий трения пальцев о корпус, т.е. угла ψ , но и от конструктивного параметра дифференциала – угла скосов φ_c .

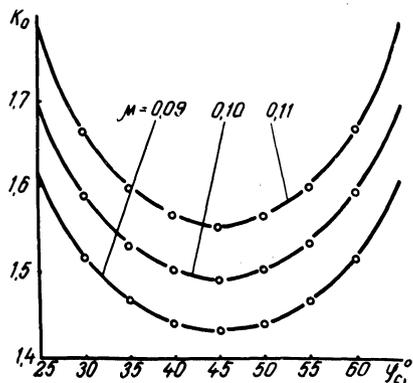


Рис. 2. Зависимость коэффициента изменения осевого усилия от угла скосов и коэффициента трения.

Зависимость K_o от φ_c представлена на рис. 2. Из рисунка видно, что наименьшая степень изменения осевого усилия со стороны скосов на диски будет в случае $\varphi_c = 45^\circ$.

Как известно [1], неравномерное распределение окружных сил между пальцами сателлитов вследствие неперпендикуляр –

ности их осей ведет к повышенным удельным давлениям на одной паре скосов корпуса. Это явление усугубляется указанным выше изменением осевых усилий. Так, при осмотре дифференциалов тракторов, отработавших 6000 моточасов, на скосах корпусов были обнаружены неравномерные износы глубиной до 1,3 мм.

Из рис. 1 можно найти максимальные и минимальные величины давлений на скосах, которые при равномерном распределении окружных усилий определяются выражениями

$$q_c^{\max} = \frac{M_o}{4r_k S} \cdot \frac{\cos \psi}{\cos(\varphi_c + \psi)};$$

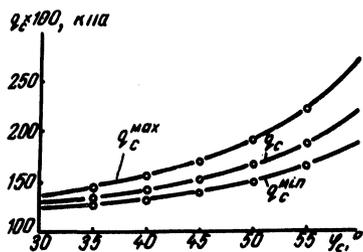
$$q_c^{\min} = \frac{M_o}{4r_k S} \cdot \frac{\cos \psi}{\cos(\varphi_c - \psi)},$$

где S - площадь контакта скоса корпуса и одного пальца сателлитов.

Рис. 3. Зависимость удельных давлений на скосах корпуса дифференциала МТЗ-82 от угла скосов при $M_o = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $\mu = 0,1$:

q_c^{\max} и q_c^{\min} - максимальные и минимальные удельные давления;

q_c - удельные давления без учета трения пальцев сателлитов о корпус и волнистости дисков.



Расчетные кривые по приведенным формулам, а также удельные давления без учета трения пальца о корпус и волнистости дисков изображены на рис. 3. Видно, что уменьшение ψ_c до 45° приводит также к снижению q_c^{\max} и q_c^{\min} . С дальнейшим уменьшением ψ_c увеличивается K_o (рис. 2).

Выводы. 1. При работе дифференциала типа МТЗ-82 происходит изменение осевых сил вследствие трения пальцев о скосы корпуса и неплоскостности дисков.

2. Переход с $\psi_c = 55^\circ$ на $\psi_c = 45^\circ$ снижает величины удельных давлений на дисках и скосах корпуса дифференциала МТЗ-82 и степень их изменения K_o , что приводит к повышению надежности работы механизма и стабильности его блокирующих свойств.

3. Указанное изменение осевых сил следует учитывать при расчетах блокирующих свойств дифференциалов.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. 2. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. - М., 1962.

УДК 629.114.2.017

Ю.М.Жуковский, В.П.Стринакко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-50/80

На тракторах "Беларусь" класса 14 кН устанавливаются сухие дисковые тормозные механизмы с самоусилением и механическим приводом. Эффект самоусиления достигается посредством самозаклинивающихся шариков, расположенных между нажимными дисками [1].

Рассматриваемые тормозные механизмы имеют четыре пары трения (по два фрикционных диска в каждом механизме), поэтому тормозной момент, возникающий в механизме, можно представить в виде [2]

$$M = 2 \mu Q_1 R_{\text{ср}} + 2 \mu Q_2 R_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{ср}}$ - средний радиус трения тормозных дисков; μ - коэффициент трения тормозных дисков; Q_1 - реакция со стороны корпуса на активный нажимной диск; Q_2 - реакция со стороны корпуса на пассивный нажимной диск.

Известно [2], что реакция на пассивный нажимной диск меньше реакции на активный нажимной диск на величину

$$Q_1 - Q_2 = \mu_1 \frac{M}{2r}, \quad (2)$$

где μ_1 - коэффициент трения между выступом нажимного диска и выступом корпуса (в рассматриваемой конструкции - коэффициент трения чугуна по чугуну без смазки); r - расстояние от оси тормоза до выступа корпуса.

Следует отметить, что реакция активного нажимного диска состоит из двух составляющих: одна из них создается привод-