

## **Заключение**

Использование объема израсходованного топлива двигателем при определении степени выработки ресурса моторного масла предоставит возможность оперативно, в любой период эксплуатации машин, рассчитать остаточный ресурс моторного масла, а также прогнозировать время его замены.

## **Список использованной литературы**

1. Опанович, В.А. Технология диагностирования машин / В.А. Опанович, Ю.Д. Карпивич // Наука и техника. 2012. №2. С. 45–52.

УДК 629.113-592.004.58

# **НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА БЛОКИРОВКИ СИММЕТРИЧНОГО МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА АВТОМОБИЛЯ**

**Ю.Д. Карпивич, д-р техн. наук, профессор,**

**А.Ф. Безручко, канд. техн. наук, доцент,**

**В.В. Михалков, ст. преподаватель**

*УО «Белорусский государственный аграрный технический  
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

*Аннотация:* В статье рассмотрены особенности расчета коэффициента блокировки симметричного межколесного дифференциала грузового автомобиля.

*Abstract:* The article examines the features of the calculated locking coefficient of a symmetrical interwheel differential of a truck.

*Ключевые слова:* дифференциал, ведущий мост, грузовой автомобиль, блокировка.

*Keywords:* differential, drive axle, truck, lock.

## **Введение**

Одной из основных задач, стоящих перед автомобилестроителями, является повышение технического уровня, надежности и конкурентоспособности выпускаемой техники. Один из путей решения этой проблемы – разработка методов расчета коэффициента блокировки симметричного межколесного дифференциала ведущего моста грузового автомобиля.

## **Основная часть**

Дифференциал – механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с разными угловыми скоростями [1]. Проанализируем некоторые особенности расчета коэффициента блокировки симметричного межколесного шестерен-

чатого конического дифференциала, представляющего собой трехзвеный планетарный механизм и поведение ведущего моста в различных возможных эксплуатационных условиях.

Рассмотрим ведущий мост с симметричным дифференциалом (рисунок 1).

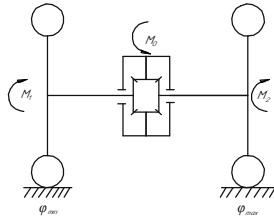


Рисунок 1 – Расчетная схема ведущего моста с симметричным дифференциалом

Дифференциал должен удовлетворять следующим требованиям: распределять в заданном соотношении моменты, подводимые к корпусу дифференциала. Для повышения проходимости автомобиля распределение ведущих моментов по отдельным колесам должно осуществляться пропорционально их сцепному весу; одновременно с подводом момента обеспечивать различное число оборотов ведущих колес при повороте, движении автомобиля по неровной дороге и в других случаях.

У многих грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости сила тяги на колесах по двигателю обеспечивает устойчивое движение автомобиля по наиболее плохим дорогам и поэтому предельные тяговые свойства определяются сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью. В зависимости от наличия и типа дифференциала в трансмиссии автомобиля предельная сила тяги по сцеплению существенно меняется.

Если обозначить через  $M_0$  момент, приложенный к корпусу межколесного дифференциала, то величина моментов на забегающий  $M_1$  и отстающий  $M_2$  полуосях будет:

$$M_1 = \frac{M_0}{2} - \frac{M_t}{2} \quad (1)$$

$$M_2 = \frac{M_0}{2} + \frac{M_t}{2} \quad (2)$$

где  $M_t$  – момент трения в дифференциале.

Если момент трения в дифференциале  $M_t = M_0$ , то дифференциал будет полностью заблокирован.

Коэффициент блокировки дифференциала  $K_b$  подсчитывается по формуле

$$K_b = \frac{M_2 - M_1}{M_2 + M_1} = \frac{M_t}{M_0} \quad (3)$$

При отсутствии потерь на трение в механизме дифференциала  $M_t = 0$ . Тогда  $K_b = 0$ . В этом случае предельная сила тяги автомобиля по сцеплению без буксования одного из колес может быть достигнута лишь при одинаковых величинах  $\varphi$  под всеми ведущими колесами. При полностью заблокированном дифференциале  $M_t = M_0$  и коэффициент блокировки дифференциала  $K_b = 1$ . Однако для того, чтобы использовать полностью силу сцепления ведущих колес с опорной поверхностью даже при весьма значительной разнице в коэффициентах сцепления шин под отдельными колесами, нет необходимости иметь полностью заблокированный дифференциал с  $K_b = 1$ . Максимальные величины коэффициента блокировки могут быть найдены из формулы (3), если подставить в нее значения  $M_2$  и  $M_1$ , для практически максимально возможной разницы в коэффициентах  $\varphi$ . При  $\varphi_{max} = 0,8$  и  $\varphi_{min} = 0,1$   $M_2 = 0,5Z\varphi_{max}r_k$ ;  $M_1 = 0,5Z\varphi_{min}r_k$ , тогда коэффициент блокировки для автомобиля с колесной формулой 4×2 (нагрузка на правое и левое ведущие колеса одинаковы) будет

$$K_b = \frac{0,5Z(\varphi_{max} - \varphi_{min})r_k}{0,5Z(\varphi_{max} + \varphi_{min})r_k} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78,$$

где  $Z$  – вертикальная нагрузка на ведущий мост;  $r_k$  – радиус качения колеса.

Более высокие значения  $K_b$  не улучшат тяговых свойств автомобиля, кроме частного случая, когда одно из колес моста утратило контакт с опорной поверхностью (вывешивание колеса), желательно иметь  $K_b = 1$ . Так как столь значительная разница в коэффициентах  $\varphi_{max}$  и  $\varphi_{min}$  редка, то обычно ограничиваются величиной  $K_b \approx 0,3-0,5$ .

### Заключение

Представленные расчеты коэффициента блокировки симметричного межколесного дифференциала грузового автомобиля могут быть использованы при разработке и оптимизации конструкции

ведущих мостов грузовых автомобилей, определения перспективных путей их совершенствования.

#### **Список использованной литературы**

1. Богатырев, А.В. Автомобили / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский, М.Л. Насоновский. – 3-е изд., стер. – М. ИНФРА-М, 2015 – 655 с.

УДК 629.114.2.02

## **СРЕДСТВА ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ КРАНА УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ВАЛА ОТБОРА МОЩНОСТИ ТРАКТОРА**

**А.В. Бобрышов<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент,**

**С.Н. Капов<sup>1</sup>, д-р техн. наук, профессор,**

**А.Н. Петенёв<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент,**

**И.А. Орлянская<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент,**

**Г.И. Гедроить<sup>2</sup>, канд. техн. наук, доцент**

<sup>1</sup>*ФГБОУ ВО «Ставропольский ГАУ»,*

*г. Ставрополь, Российская Федерация*

<sup>2</sup>*УО «Белорусский государственный аграрный технический  
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

**Аннотация:** В настоящее время в сельскохозяйственном производстве для улучшения качества выполняемых работ широкое распространения получило использование агрегатов с активными рабочими органами, привод которых осуществляется через валы отбора мощности (ВОМ) тракторов. Необходимо, чтобы максимальные динамические нагрузки в приводе агрегатов, возникающих во время их работы, были не высоки. Это позволит повысить надёжность работы агрегатов. Этого можно добиться за счёт совершенствования конструкций механизмов ВОМ тракторов.

**Abstract:** Currently, in agricultural production, in order to improve the quality of work performed, the use of aggregates with active working bodies, whose drive is carried out through the power take-off shafts (VAM) of tractors, has become widespread. It is important that the maximum dynamic loads in the drive of the units arising during their operation are low. This will increase the reliability of the units. This can be achieved by improving the designs of tractor PTO mechanisms.

**Ключевые слова:** трактор, вал отбора мощности, трансмиссия, нагрузки, комбайны, фрикционная муфта, режим работы.

**Keywords:** tractor, power take-off shaft, transmission, loads, combines, friction clutch, operating mode.

### **Введение**

Следует иметь в виду, что процесс работы агрегатов проходит в двух режимах работы: переходной и установившейся. Установившейся режим из времени работы агрегата наиболее длителен, а пе-