

Этого можно избежать, если воспользоваться следующей приближенной зависимостью:

$$R(\omega) = \bar{R}(\omega) + i\omega [R^*(\omega) - \bar{R}(\omega)],$$

где $\bar{R}(\omega)$ - частотный полином без учета трения в системе; $R^*(\omega)$ - частотный полином, учитывающий трение в системе.

Для простейших систем

$$\bar{R}_i(\omega) = c_i(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$R_i^*(\omega) = (c_i + r_i)(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$\bar{\delta}_{i,i+1} = c_i c_{i+1} \Delta_{i+1}^2;$$

$$\delta_{i,i+1}^* = (c_i + r_i)(c_{i+1} + r_{i+1}) \Delta_{i+1}^2.$$

Метод нахождения амплитудных частотных характеристик рассматриваемых колебательных систем без составления и решения уравнений движения описан в работе [3].

Л и т е р а т у р а

1. Дондошанский В.К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах. М., 1965. 2. Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Под ред. В.В. Солодовникова. М., 1967. 3. Молибощко Л. А. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып. 7.

А.С. Савич

ВЫБОР НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

В процессе эксплуатации автомобиля его детали, узлы и агрегаты подвергаются действию комплекса нагрузок, носящих колебательный характер, а их частота и амплитуда зависят от качества дорожного покрытия, скорости движения автомобиля,

мощности и типа двигателя, а также колебательных свойств того или иного узла автомобиля.

Прочность, износостойкость и долговечность деталей автомобиля необходимо определять по фактически действующим нагрузкам, полученным путем изучения действительного нагрузочного режима работы агрегатов и узлов автомобилей в зависимости от условий их эксплуатации.

Нагрузочный режим подшипниковых узлов ходовой части автомобиля определяется двумя взаимосвязанными параметрами: величиной нагрузки и продолжительностью ее действия, выраженной в километрах пробега.

Нагрузка на колесо автомобиля – величина переменная, непрерывно изменяющаяся в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия и скорости движения автомобиля. Подшипники ступиц колес подвергаются непрерывному действию вертикальной нагрузки от приходящейся на колесо массы автомобиля, величина которой постоянно изменяется при движении автомобиля в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия и дополняется динамической нагрузкой. Подшипники ведущих колес автомобиля нагружаются также и тяговым усилием, изменяющимся в соответствии с характером распределения крутящего момента в трансмиссии автомобиля на каждой передаче. Поэтому при расчетах подшипников колес на долговечность нагрузочный режим должен устанавливаться в соответствии с заданными условиями эксплуатации.

Основной составляющей и определяющей работоспособность подшипников ходовой части автомобиля является вертикальная нагрузка.

Проведенные нами исследования нагрузочного режима ходовой части автомобиля позволяют при расчете подшипников качения колес на долговечность опираться на принцип, основанный на учете переменного характера нагрузок в зависимости от условий эксплуатации, характерных для данного автомобиля.

Нагрузочный режим для расчета подшипников ходовой части автомобиля. Расчет и выбор подшипников ходовой части автомобиля так же, как и подшипников трансмиссии, необходимо производить исходя из: а) длительно действующих переменных нагрузок, вызывающих усталостное разрушение элементов подшипников, по которым производится расчет подшипников на долговечность; б) эпизодических пиковых нагрузок, возникающих в результате внезапного наезда автомобилем на препятствие или в результате колебательных процессов подрессоренной

массы автомобиля при движении по разбитой дороге, по которым производится расчет максимальной статической грузоподъемности подшипников.

Выбор нагрузочного режима для расчета подшипников качения ходовой части автомобиля на долговечность зависит от конструкции узла и вида воспринимаемой данным подшипниковым узлом нагрузки.

Для подшипников неведущих колес нагрузочный режим характеризуется: а) кривыми распределения вертикальной нагрузки, действующей на колесо автомобиля, с учетом состояния и типа дорожных покрытий; б) распределением общего пробега автомобиля по типам дорог.

Для подшипников ведущих колес нагрузочный режим характеризуется, кроме того, кривыми распределения тягового усилия на ведущих колесах и относительной продолжительностью работы автомобиля на различных передачах коробки передач.

При определении долговечности подшипников ступиц колес для нахождения реакций и приведенных (эквивалентных) нагрузок на подшипники целесообразно в качестве расчетной нагрузки принимать постоянную статическую нагрузку от приходящейся на колесо массы автомобиля с номинальной величиной загрузки.

Чтобы получить эквивалентные усталостные явления в напряженном материале элементов подшипника, необходимо влияние действительных переменных нагрузок на долговечность подшипников автомобиля учитывать коэффициентом внешней динамической нагрузки K_d . Величина K_d определяется исходя из кривых распределения вертикальной нагрузки, действующей на колесо автомобиля, для заданных условий эксплуатации по формуле

$$K_d = \frac{\sum P_i^{3,33} a_i}{P_{ст}}$$

где P_i - средняя величина нагрузки для i -го интервала кривой распределения, кгс; a_i - вероятность действия нагрузки (частота) для i -го интервала кривой распределения; $P_{ст}$ - статическая нагрузка от приходящегося на колесо веса автомобиля, кгс.

Таким образом, практическое использование кривых распределения сводится к расчету коэффициента K_d .

На основании изучения характера распределения нагрузок ,

Таблица 1. Эмпирические зависимости для определения коэффициентов K_d в различных дорожных условиях

Тип и состояние дороги	Эмпирические формулы
Асфальтированное шоссе	$K_d = 1,017 + 0,00142 v_a$
Гравийное шоссе среднего качества	$K_d = 1,016 + 0,0018 v_a$
Булыжное шоссе удовлетворительно-го качества	$K_d = 1,062 + 0,0019 v_a$
Грунтовая дорога удовлетворительного качества	$K_d = 1,0825 + 0,0035 v_a$
Грунтовая разбитая дорога	$K_d = 1,211 + 0,0042 v_a$
Лесная ухабистая дорога	$K_d = 1,025 + 0,0054 v_a$
Булыжная разбитая дорога	$K_d = 1,171 + 0,0066 v_a$

действующих на ходовую часть автомобиля в различных дорожно-эксплуатационных условиях [1], предлагаются следующие эмпирические зависимости коэффициента динамической нагрузки K_d от типа и состояния дорожного покрытия и скорости движения автомобиля v_a (табл. 1).

Приведенные эмпирические формулы применимы для дорог низшего типа (без покрытий, в плохом состоянии) при $v_a = 10 - 40$ км/ч, для дорог с твердым покрытием среднего и хорошего качества при $v_a = 10 - 90$ км/ч.

Величина расчетного динамического коэффициента $K_{д.р}$ для подшипников ступиц колес в зависимости от дорожных условий может быть определена по выражению

$$K_{д.р} = \sqrt[3,33]{\sum \frac{\alpha_i}{100} K_{д_i}^{3,33}}$$

где α_i - продолжительность работы автомобиля в данных условиях эксплуатации в процентах от общего времени движения; $K_{д_i}$ - динамические коэффициенты, соответствующие данным типам дорог.

Продолжительность работы автомобиля в различных дорожных условиях определяется исходя из назначения автомобиля и ориентировочного распределения грузооборота автомобильного транспорта по сети дорог СССР.

Таблица 2. Распределение пробега автомобилей по дорогам различных категорий, %

Дороги	Грузовые авто- моби́ли		Легковые автомо- би́ли и автобусы
	общего назна- чения	повы- шен- ной прохо- димо- сти	
Асфальтобетонные I, II и III кате- горий	40	20	40
Булыжные, гравийные или щебе- ночные III, IV или V категорий	25	30	20
Грунтовые	25	50	10
Улицы городов	10	-	30

Распределение пробега автомобилей по дорогам различного вида при проведении исследовательских испытаний на надежность регламентируется ГОСТом 6875-54 и ГОСТом 6905-54 и приведено в табл. 2.

Практически значения расчетных динамических коэффициентов $K_{д.р}$ с учетом существующих рекомендаций по определению средне^{д.р}технической скорости и принимая распределение пробега автомобилей по дорогам различного вида согласно табл. 2, выбирают в соответствии с рекомендациями табл. 3.

Расчет подшипников ходовой части на статическую нагруженность предусматривает определение требуемой статической грузоподъемности подшипника $C_{o.тр}$.

При определении требуемой статической грузоподъемности подшипника или проведении анализа статической нагруженности подшипника при проверочных расчетах нагруженный режим характеризуется величиной максимальной (пиковой) вертикальной нагрузки, возникающей в результате внезапного наезда автомобилем на препятствие.

Значение максимальной вертикальной нагрузки на колесо $P_{в. тах}$ может быть определено по формуле

$$P_{в. тах} = P_{ст} K_{д. тах} K,$$

где $K_{д. тах}$ - максимальный динамический коэффициент; K - коэффициент статической нагрузки.

Таблица 3. Рекомендации по выбору $K_{д.р}$

Типы автомобилей	Условия эксплуатации	Средне-техническая скорость $v_{ср}$, км/ч	Значения коэффициента $K_{д.р}$
Грузовые общетранспортного назначения	Осредненные	$0,5 v_{max}$	1,14-1,18
	Преимущественно на дорогах с асфальтобетонным покрытием	$0,65 v_{max}$	1,10-1,15
	Преимущественно в городских условиях	$0,35 v_{max}$	1,12-1,16
	По грунтовым и лесным дорогам	$0,25 v_{max}$	1,15-1,30
Грузовые, работающие в режиме "с грузом - без груза"	Осредненные:		
	при движении с грузом	$0,45 v_{max}$	1,20-1,25
	при движении без груза	$0,55 v_{max}$	1,25-1,30
	Преимущественно в городских условиях	$0,35 v_{max}$	1,2
	В карьерах	15-20 км/ч	1,25-1,35
Многоприводные	Осредненные	$0,4 v_{max}$	1,20-1,30
Легковые	На дорогах:		
	с асфальтобетонным покрытием - 60%; с булыжным покрытием - 15%; гравийных - 15%; грунтовых - 10%	$0,5 v_{max}$	1,14-1,20
Автобусы: городские междугородные	(Распределение пробега по дорогам различного вида такое же, как для легковых автомобилей)	$0,35 v_{max}$	1,10-1,15
		$0,75 v_{max}$	1,13-1,18

По опытным данным, значение коэффициента $K_{д.р}$ зависит от скорости движения автомобиля и от способа наезда на препятствие (одним колесом или обоими колесами оси одновременно). При практических расчетах принимается $K_{д.р} = 3,5$.

Расчетные зависимости для определения реакций на подшипники ступиц колес. Подшипники ступиц колес нагружаются только радиальной нагрузкой, так как осевая внешняя постоянная нагрузка отсутствует. Тормозные (толкающие) и боковые усилия ввиду их периодического и непродолжительного дейст-

вия можно не учитывать. Нагрузка на опоры неведущего колеса создается весом автомобиля, приходящимся на колесо, и зависит от расположения подшипников в ступице относительно плоскости действия нагрузки.

Согласно схеме (рис. 1, а) радиальные реакции на подшипники определяются по выражениям:

для внутренней опоры

$$F_{r \text{ вн}} = \frac{b}{a+b} Z_1;$$

для наружной опоры

$$F_{r \text{ н}} = \frac{a}{a+b} Z_1;$$

где $Z_1 = \frac{G_1}{2} - g_k$ - вертикальная реакция от массы G_1 , приходящейся на передние (неведущие) колеса, кгс; g_k - масса колеса со ступицей, кгс.

Радиальные нагрузки на подшипниковые опоры ведущих колес автомобиля складываются из вертикальной составляющей, действующей на колесо, и тягового усилия.

Для полностью разгруженной полуоси, тип которой применяется на грузовых автомобилях (рис. 1, б), реакции на подшипники определяются следующим образом:

для внутренней опоры

$$F_{r \text{ вн}} = \frac{b}{a+b} \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2};$$

для наружной опоры

$$F_{r \text{ н}} = \frac{a}{a+b} \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2},$$

где $Z_2 = \frac{G_2}{2} - g_k$ - вертикальная реакция от массы G_2 ,

приходящейся на ведущие колеса автомобиля, кгс; g_k - масса колеса (или двух колес при двойном скате) со ступицей, кгс; $F_{\text{э.к}}$ - эквивалентное тяговое усилие, действующее на колесо ведущего моста автомобиля и определяемое по выражению

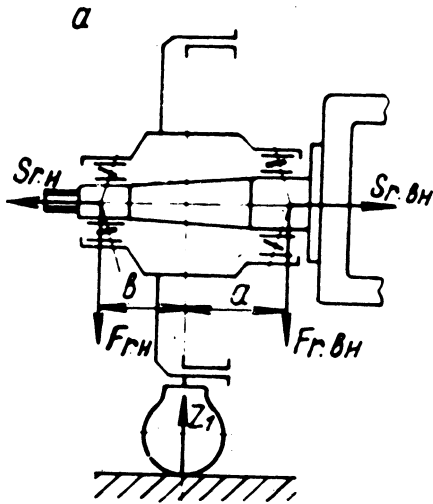
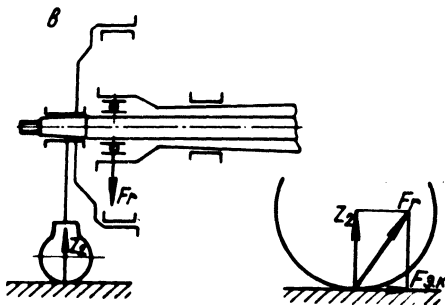
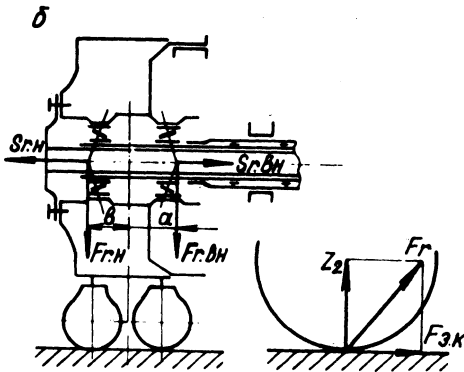


Рис. 1. Схема нагружения подшипников качения неведущего колеса автомобиля (а); ступицы ведущего колеса моста с разгруженной полуосью (б); ведущего колеса моста с полуразгруженной полуосью (в).



$$F_{\text{э.к}} = \frac{\sqrt{\sum M_{\text{э}i}^m \delta_i^m i_{\text{к.п}}^m}}{r_{\text{к}}},$$

где $M_{\text{э}i}$ - эквивалентный крутящий момент на полуоси ведущего моста автомобиля на i -й передаче, кгс·м; δ_i - относительный пробег автомобиля на i -й передаче; $i_{\text{к.п}}^m$ - передаточное число колесной передачи; $r_{\text{к}}$ - рабочий радиус колеса, м.

Для полуразгруженной полуоси, тип которой применяется на легковых автомобилях (рис. 1,в), радиальная реакция на подшипник равна

$$F_r = \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2}.$$

Осевая составляющая S_r от действия радиальной нагрузки для радиально-упорных конических роликоподшипников определяется по выражению $S_r = 0,83 e F_r \approx 1,25 F_r \text{tg} \alpha$, где $e = 1,5 \text{tg} \alpha$ - вспомогательный коэффициент; α - угол контакта тел качения.

Проектирование подшипникового узла любого агрегата автомобиля заключается в определении требуемой динамической $C_{\text{тр}}$ и статической $C_{\text{о,тр}}$ грузоподъемности исходя из заданного нагрузочного режима и планируемого межремонтного пробега автомобиля L_{S_0} в километрах пробега.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника определяется по выражениям:

а) для автомобилей общетранспортного назначения

$$C_{\text{тр}} = Q_{\text{пр}} \left[\frac{L_{S_0}}{2\pi r_{\text{к}} \cdot 10^3} \right]^{\frac{1}{m}};$$

б) для автомобилей, работающих в режиме "с грузом - без груза",

$$C_{\text{тр}} = \left[\frac{0,5L_{S_0}}{2\pi r_{\text{к}} \cdot 10^3} (Q_{\text{пр}1}^m + Q_{\text{пр}2}^m) \right]^{\frac{1}{m}},$$

где $Q_{\text{пр}}$ - приведенная нагрузка на подшипник, кгс; r_k - рабочий радиус качения колеса автомобиля, м; m - показатель степени, равный для шарикоподшипников 3, для роликоподшипников - 3,33.

Приведенная нагрузка определяется по формуле

$$Q_{\text{пр}} = P K_D K_T K_P,$$

где P - эквивалентная динамическая нагрузка, учитывающая совместное действие реальной F_r и осевой F_a нагрузки, кгс; K_T - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника температурного режима (для подшипников ступиц колес $K_T = 1,0$); K_P - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника отклонения от правильной регулировки (для подшипников ступиц колес $K_P = 1,1$) [2].

Эквивалентная динамическая нагрузка в общем виде для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников определяется по выражению [3]

$$P = X V F_r + Y F_a,$$

где X - коэффициент радиальной нагрузки; Y - коэффициент осевой нагрузки; V - коэффициент вращения (для подшипников ступиц колес при вращении наружного кольца $V = 1,2$).

Для расчета эквивалентной динамической нагрузки на конические роликоподшипники в зависимости от соотношения радиальных и осевых составляющих следует руководствоваться рекомендациями табл. 4.

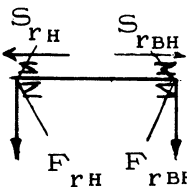
В случае выбора подшипников по конструктивным соображениям производится проверочный расчет по определению расчетной долговечности подшипников L_S исходя из заданного нагрузочного режима автомобиля

$$L_S = \frac{C^m}{\frac{1}{2\pi r_k \cdot 10^3} Q_{\text{пр}}^m},$$

где C - динамическая грузоподъемность установленного в узле подшипника, кгс.

Таким образом, предлагаемая методика расчета подшипников ходовой части автомобиля основывается на выборе дейст-

Таблица 4. Рекомендации для определения эквивалентной динамической нагрузки

Схема расположения подшипников и направление нагрузок	Соотношение нагрузок		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		Расчетные формулы
			X	Y	X	Y	
				$S_{rBH} > S_{rH}$	$F_{aH} = S_{rBH}$ $F_{aBH} = 0$	1,0	
$S_{rBH} < S_{rH}$	$F_{aH} = 0$ $F_{aBH} = S_{rH}$						$P_H = XV F_{rH}$ $P_{BH} = XV F_{rBH} + Y F_{aBH}$

вительного нагрузочного режима работы автомобиля с учетом условий его эксплуатации.

Л и т е р а т у р а

1. Савич А.С. Исследование влияния некоторых эксплуатационных параметров на нагруженность подшипников ходовой части автомобиля. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974, вып. 5.
2. Савич А.С. Исследование влияния регулировки на работоспособность подшипников ступиц колес автомобиля. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974, вып. 6.
3. ГОСТ 18855-73. Подшипники качения. Методы расчета динамической грузоподъемности и долговечности.

А.Т. Скойбеда, В.В. Яцкевич, Е.А. Романчик,
П.В. Зеленый, Нгуен Минь Дыонг

К ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Повышение производительности труда в сельскохозяйственном производстве неразрывно связано с обоснованием параметров машинно-тракторных агрегатов (МТА).