

В большинстве случаев расчеты по эмпирическим формулам, как показывает проверка, дают погрешность (ΔJ) (см. табл. 1) относительно экспериментальных значений в пределах 10%.

Такая точность допустима во многих расчетах динамических систем машинных агрегатов транспортных машин.

Предлагаемые в работе графические зависимости и эмпирические формулы позволяют существенно уменьшить трудоемкость (при сохранении достаточной точности) процесса определения осевых моментов инерции автомобильных колес в сборе с шинами.

Л и т е р а т у р а

1. Анохин В.И. Советские автомобили. М., 1954. 2. Кнороз В.И., Шелухин А.С. Моменты инерции автомобильных колес. - "Автомобильная промышленность", 1960, № 9. 3. Краткий автомобильный справочник. М., 1971. 4. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., 1972.

УДК 629.113 - 585 - 233.2

Л.И. Офенгейм, Е.Н. Аязмова,
А.Т. Ковальков, канд-ты техн.наук,
Л.Е. Фомина

РАСЧЕТ НА ЭЦВМ СРОКА СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Выбор оптимальных параметров подшипников качения для агрегатов и узлов трансмиссии автомобиля базируется на длительных и трудоемких расчетах. В целях сокращения затрат на проведение расчетов подшипников Лабораторией подшипников НАМИ и Проблемной лабораторией автомобилей БПИ разработан алгоритм и составлена программа для расчета с помощью ЭЦВМ срока службы подшипников трансмиссии по контактной усталости.

Алгоритм составлен на основе известных положений теоретической механики с учетом ГОСТ 18855-73 и результатов исследований условий работы подшипников трансмиссии, проводившихся длительное время Лабораторией подшипников НАМИ и Проблемной лабораторией автомобилей БПИ. Программа составлена на языке "Фортран" применительно к ЭЦВМ "Минск-32" и

ЕС-1020. С помощью программы можно производить как проверочный, так и проектировочный расчет подшипников.

Поскольку любой агрегат трансмиссии автомобиля представляет собой комплекс валов с размещенными на них зубчатыми колесами, алгоритм и программа расчета составлены для двухопорного вала, имеющего в общем случае m зубчатых колес и одну пару дополнительных радиальных нагрузок x^* и z^* (рис. 1).

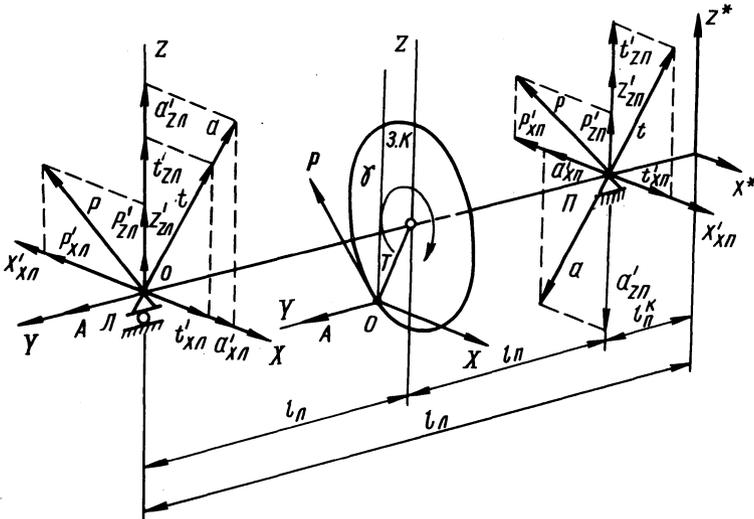


Рис. 1. Расчетная схема вала.

В расчетные зависимости для определения усилий в зубчатом зацеплении и реакций на опорах введены дополнительные коэффициенты, благодаря которым усилия в зубчатом зацеплении и реакции опор правильно сориентированы относительно координатных осей. Центры координатных осей располагают на опорах вала и зубчатых колесах. Это дает возможность рассчитывать подшипники агрегатов как с плоским, так и с пространственным расположением валов.

Согласно программе рассчитываются: усилия в зубчатом зацеплении, реакции на опорах вала, эквивалентные динамические нагрузки на подшипники, корректирующие коэффициенты $k_{\partial 1}$ (коэффициент динамических нагрузок) и $k_{\partial 3}$ (коэффициент радиального зазора); срок службы подшипника (проверочный расчет) и требуемая эффективная динамическая грузоподъемность подшипника $S_{тр.эфф}$ (проектировочный расчет).

Для проведения расчетов на ЭЦВМ в качестве исходных данных должны быть введены:

а) параметры нагрузочного режима агрегата (максимальный рабочий крутящий момент на входном валу агрегата M , коэффициент нагрузки K_H , относительная продолжительность работы автомобиля на каждой передаче γ , расчетные обороты входного вала агрегата, планируемый пробег автомобиля до первого капитального ремонта агрегата);

б) конструктивные параметры зубчатых колес и подшипников качения, расстояния от зубчатых колес до опор вала, дополнительные коэффициенты – признаки, учитывающие конструктивные особенности зубчатых колес и подшипников и условия их работы в агрегате, а также ряд других необходимых для расчета технических данных автомобиля.

Параметры нагрузочного режима агрегата задаются либо на основании имеющихся экспериментальных данных, либо назначаются по рекомендациям проекта руководящих технических материалов по выбору и расчету подшипников, разработанных НАМИ и БПИ. Все остальные исходные данные определяются по рабочим чертежам агрегата и техническим характеристикам автомобиля.

Машинный счет производится в такой последовательности:

I. Рассчитываются окружное ($P_{\text{окр}}$), радиальное (T) и осевое (A) усилия в зубчатом зацеплении

$$P_{\text{окр}} = M \frac{i \varphi \textcircled{b}}{r_{\text{сп}}}; \quad (1)$$

$$T = M \frac{i \varphi}{r_{\text{сп}}} \frac{\text{tg}(\alpha + \rho) \cos \delta + \textcircled{c} \sin \beta \sin \delta}{\cos \beta}; \quad (2)$$

$$A = M \frac{i \varphi \textcircled{m}}{r_{\text{сп}}} \frac{\text{tg}(\alpha + \rho) \sin \delta - \textcircled{c} \sin \beta \cos \delta}{\cos \beta}. \quad (3)$$

II. Рассчитываются проекции на координатные оси реакций опор от усилий в зубчатом зацеплении ($P_{\text{окр}}$, T и A) и от дополнительных радиальных нагрузок x^* и z^* (расчетные формулы приводятся в табл. 1), а также суммарные радиальные реакции на каждой опоре.

III. Рассчитываются эквивалентные динамические нагрузки на опоры (P) и корректирующие коэффициенты $k_{\alpha 1}$ и $k_{\alpha 3}$.

IV. Рассчитывается требуемая единичная динамическая грузоподъемность подшипника на один километр пробега автомобиля

$$C_{1гр} = \left\{ \frac{1}{2\pi r_k 10^3} \sum [(P k_{\alpha 1} k_{\beta})^m \gamma^i i_{п-к}] \right\}^{\frac{1}{m}} . \quad (4)$$

У. Рассчитывается срок службы подшипника (в км) (проверочный расчет)

$$L_S = \frac{C_{эф}^m}{C_{1гр}^m} \quad (5)$$

и требуемая общая эффективная динамическая грузоподъемность подшипника (проектировочный расчет)

$$C_{тр.эф} = C_{1гр} L \frac{1}{SO} . \quad (6)$$

В расчетных зависимостях (1) - (6) приняты следующие обозначения: M - расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач, кгс·м; i - передаточное число от первичного вала коробки передач до рассчитываемого подшипника; φ - коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента между выходными валами узла деления мощности (УДМ); $r_{ср}$ - радиус делительной окружности в среднем сечении зубчатого колеса, м; $(\alpha + \rho)$ - суммарный угол зацепления и трения; β - угол спирали зуба; δ - угол делительного конуса; P - эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кгс; γ - относительная продолжительность работы автомобиля на данной передаче в долях от планируемого пробега автомобиля до капитального ремонта; $i_{п-к}$ - передаточное число от рассчитываемого подшипника до ведущих колес автомобиля; r_k - радиус качения ведущего колеса автомобиля, м; $l_{л}, l_{п-к}$ - расстояние от зубчатого колеса до левой и правой опор вала, м; γ^o - угол поворота координатной системы зубчатого колеса относительно основной системы координат; (b) и (c) - коэффициенты-признаки зубчатого колеса; (k) - коэффициент-признак расположения зубчатого колеса на валу; (M) - признак направления вершины конуса конического зубчатого колеса.

Коэффициент динамической нагрузки $k_{\alpha 1}$ вычисляется по формуле

$$k_{\alpha 1} = 1 + \frac{1}{n} \sum \frac{U_k H}{P_{скр}} ,$$

Т а б л и ц а 1. Формулы для расчета проекций на координатные оси OX и OZ реакций от усилий в зубчатом зацеплении и от дополнительных радиальных нагрузок X^* и Z^*

Левая опора	Правая опора
Проекция на координатную ось OX	
$P_{лx} = P_{окр} \frac{1_{л} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$	$P_{пx} = P_{окр} \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$
$T_{лx} = T \frac{1_{п} k}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$T_{пx} = T \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$
$A_{лx} = A \frac{r_{cp}}{ 1_{л} + \textcircled{k} 1_{п} } \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$A_{пx} = -A_{лx}$
$X_{лx} = X^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$	$X_{пx} = X^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$
$Z_{лx} = Z^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$Z_{пx} = Z^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$
Проекция на координатную ось OZ	
$P_{лz} = P_{окр} \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$	$P_{пz} = P_{окр} \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$
$T_{лz} = T \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$T_{пz} = T \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$
$A_{лz} = A \frac{r_{cp}}{ 1_{л} + \textcircled{k} 1_{п} } \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$A_{пz} = -A_{лz}$
$X_{лz} = X^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$	$X_{пz} = X^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$
$Z_{лz} = Z^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$Z_{пz} = Z^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$

где U – динамическая нагрузка в зубчатом зацеплении; n – количество зубчатых колес на валу, работающих одновременно на данной передаче.

Коэффициент радиального зазора k_3 рассчитывается только для роликовых подшипников с числом роликов $z \geq 10$ при

монтаже подшипника с радиальным зазором (для остальных типов подшипников и для роликоподшипников с нулевым зазором $k_z = 1$).

Коэффициент k_z определяется по формулам:

- 1) $k_z = 3,44 g^{0,188}$ при $g \geq 0,005$;
- 2) $k_z = 2,21 g^{0,108}$ при $0,005 > g \geq 0,0005$;
- 3) при $g < 0,0005$ $k_z = 1$.

Коэффициент зазора имеет ограничение: $k_{z, пр} \approx 0,22 z^{0,7}$.

Параметр g вычисляется по формуле

$$g = \frac{z \Delta_r^{1,11} l_p^{0,89}}{F_r},$$

где Δ_r - половина радиального зазора в подшипнике, мм; l_p - контактная длина ролика, мм; F_r - радиальная нагрузка на подшипник.

Разработанная программа позволяет в короткое время рассчитывать подшипники агрегатов трансмиссии при различных вариантах нагрузочного режима и разных вариантах устройства подшипниковых узлов.

УДК 621.833.1.002.3:620.178.3:519.2

И.К. Христюк

УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КП ЯМЗ В ВЕРОЯТНОСТНОМ ПРЕДСТАВЛЕНИИ

Расчет на усталость получил широкое распространение в автомобилестроении как в условиях стационарного, так и нестационарного нагружения.

Для обоснования величины запаса прочности при расчете на усталость возможные отклонения величин напряжений и пределов выносливости при расчете на неограниченную долговечность предлагается охарактеризовать в средних квадратичных отклонениях логарифмически нормального распределения. Статистическую трактовку числом циклов до разрушения по основной кривой усталости предлагается дать при расчете на ограниченную долговечность при меняющейся величине переменных напряжений. Однако эти предложения не охватывают основной за-