

Подводя итог анализу выявленных зависимостей, можно отметить, что наиболее удачными рабочими характеристиками обладает вариант с начальными параметрами $\varphi_0 = -3^\circ - 4^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$, $\lambda_0 = 4^\circ$.

В заключение хотелось бы выразить надежду, что предложенный математический аппарат окажется полезным в исследовательской практике, а полученные результаты — в проектной работе для выбора и обоснования значений параметров подвески рассмотренного типа.

Литература

1. Златовратский О.Д. Передние подвески типа "качающаяся свеча" на автомобилях класса 1000–2000 см³. — М., 1967, с. 54. 2. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. — М., 1972, с. 162. 3. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. — М., 1963, с. 320.

УДК 629.113

Л.И.Офенгейм, канд.техн.наук, П.В.Кислейко, инж.,
В.И.Поляков, инж., И.В.Каноник, канд.техн.наук, (НАМИ),
Б.Б.Назаров, инж., В.Г.Оганов, инж. (МеМЗ)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

В настоящее время отечественная автомобильная промышленность готовится к выпуску переднеприводных легковых автомобилей. В отличие от автомобилей с приводом на заднюю ось такие автомобили не имеют карданного вала. Это существенно изменяет параметры динамической схемы автомобиля и влияет на величину динамических нагрузок и параметры нагрузочного режима трансмиссии. В данной статье приведены результаты экспериментальных исследований нагрузочных режимов трансмиссии переднеприводного легкового микролитражного автомобиля общей массой 1030 кг в различных дорожных условиях.

Испытания автомобиля проводились на асфальтированном шоссе равнинной, холмистой и горной местностей, на бульжном шоссе, на профилированной и непрофилированной грунтовых дорогах, а также в условиях городского движения. В ходе испытаний регистрировались следующие процессы: крутящий момент на полуоси ведущего моста M ; пройденный путь S ; время движения t ; включенная передача в коробке передач. Регистрация исследуемых процессов велась непрерывно во время движения. Полученные осциллограммы с записью перечисленных выше процессов дают возможность получить параметры нагрузочного режима трансмиссии для расчета подшипников и зубчатых колес на долговечность и динамическую прочность.

Согласно принятым методикам расчета долговечности зубчатых колес и подшипников качения автомобиля, основными исходными параметрами нагрузочного режима являются:

а) величина крутящего момента на входном валу агрегата трансмиссии (для переменных нагрузок — кривая распределения крутящего момента);
 б) распределение общего пробега автомобиля по отдельным передачам (относительные пробеги γ_s);

в) расчетная частота вращения входного вала агрегата трансмиссии $\omega_{с-1}$, необходимая для определения коэффициентов динамической нагрузки K_D в зубчатом зацеплении и на подшипниках.

При расчете долговечности зубчатых колес переменные значения крутящего момента заменяются одним расчетным значением момента M_p , в качестве которого принимается меньший из двух моментов — либо максимальный крутящий момент двигателя $M_{пд}$, либо крутящий момент по сцепному весу M_φ , вычисленный по формуле $M_\varphi = G_{сц} \varphi r_K / i_{тр} \eta_{тр}$, Н·м, где $G_{сц}$ — сцепной вес автомобиля, Н; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой; r_K — радиус качения ведущих колес, м; $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ — передаточное число и КПД трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес автомобиля. Влияние переменных нагрузок на срок службы зубчатого колеса в этом случае учитывается коэффициентами пробега: $K_{ПН}$ — при расчете на контактную выносливость и $K_{ПФ}$ — при расчете на изгибную выносливость.

При расчете долговечности подшипников переменный крутящий момент заменяется эквивалентным по усталостному воздействию момента $M_э$, который в общем случае определяется согласно зависимости $M_э = K_H M_p$, где K_H — коэффициент нагрузки.

Таким образом, задача обработки осциллограмм практически сводилась к определению коэффициентов нагрузки K_H , коэффициентов пробега $K_{ПН}$ и $K_{ПФ}$, относительных пробегов на отдельных передачах γ_s , к вычислению среднетехнической скорости движения автомобиля $v_{ср}$ с последующим ее пересчетом в расчетную частоту вращения первичного вала коробки передач $\omega_{п.в}$.

Все перечисленные параметры определяются для каждой передачи в отдельности по всем видам дорог, на которых проводились испытания автомобиля.

Расчет параметров нагрузочного режима производится на основании следующих зависимостей:

$$K_H = \frac{\sqrt[3]{\sum M_i^3 \alpha_i}}{M_p};$$

$$K_{ПН} = \frac{\sum M_i^3 \alpha_i}{M_p^3};$$

$$K_{ПФ} = \frac{\sum M_i^9 \alpha_i}{M_p^9};$$

$$\gamma_{sj} = \frac{S_j}{\Sigma S_j};$$

$$v_{cpj} = \frac{3,6 S_j}{t_j}, \text{ км/ч};$$

$$\omega_{п.в.j} = 0,2775 \frac{V_{cpj} i_{трj}}{r_k}, \text{ с}^{-1}.$$

В приведенных формулах приняты следующие обозначения: M_i — среднее значение крутящего момента для i -го интервала кривой распределения момента; a_i — вероятность действия i -го интервала кривой распределения момента; S_j и t_j — пробег (м) и соответствующее ему время работы (с) на j -передаче; $i_{трj}$ — передаточное число трансмиссии от первичного вала коробки передач до полуоси на j -й передаче; r_k — радиус качения ведущего колеса автомобиля, м; M_p — расчетный крутящий момент на полуоси автомобиля, рассчитанный по максимальному крутящему моменту двигателя согласно зависимости

$$M_p = \frac{M_{мд} i_{трj} \eta_j}{2},$$

где $M_{мд}$ — максимальный крутящий момент двигателя; η_j — КПД трансмиссии на j -и передаче.

Среднетехническая скорость движения и средняя частота вращения первичного вала коробки передач для данной дороги рассчитывались по формулам:

$$v_{cp} = 3,6 \frac{\Sigma S_j}{\Sigma t_j}, \text{ км/ч};$$

$$\omega_{п.в. cp} = 0,2775 \frac{V_{cp} i_{тр. cp}}{r_k}, \text{ с}^{-1},$$

где $i_{тр. cp} = \Sigma i_{трj} \gamma_{sj}$ — среднее передаточное число трансмиссии для данной дороги.

Расчеты коэффициентов нагрузки производились отдельно для положительных и отрицательных крутящих моментов ($K_H(+)$ и $K_H(-)$). Принимая во внимание, что при расчете подшипников исследуемого автомобиля знак крутящего момента не должен оказывать существенного влияния на расчетную долговечность подшипников трансмиссии, были также определены значения коэффициентов нагрузки по всем интервалам кривой распределения без учета знака (K_H).

Расчет коэффициентов пробега $K_{ПН}$ и $K_{ПФ}$ производился только для положительных крутящих моментов, так как отрицательные крутящие моменты учитываются при расчете контактных и изгибающих напряжений.

Значения M_i и α_i определялись путем статистической обработки показаний тензодатчика полуоси на осциллограмме.

Пробег автомобиля S и время движения t на передаче определялись по осциллограмме на основании показаний датчика пути и отметчика времени.

Исходя из показаний датчика включенной передачи в коробке передач было получено число переключений на один километр пробега автомобиля N .

Экспериментальные значения коэффициентов K_H , K_{III} , K_{PF} на каждой передаче для различных видов дорог приведены на рис. 1 в зависимости от величины удельного тягового усилия $P_{уд}$ на ведущих колесах автомобиля. Экспериментальные значения относительных пробегов по передачам γ_s , средние скорости движения v_{cp} и числа переключений на один километр пробега N приведены в табл. 1.

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что все параметры на грузочного режима трансмиссии зависят от условий эксплуатации: от вида и состояния дорожного покрытия (асфальт, булыжник, грунт), от рельефа местности (равнинные, холмистые, горные дороги), а также от условий организации движения транспорта (движение в городе).

Полученные в результате эксперимента параметры на грузочного режима трансмиссии относятся к отдельным видам дорог и могут быть использованы для расчета зубчатых колес и подшипников трансмиссии при движении автомобиля по каждой дороге в отдельности.

В реальных условиях эксплуатации автомобиль работает в различных дорожных условиях, поэтому представляют интерес параметры на грузочного режима для осредненных условий эксплуатации. Значения параметров осредненного на грузочного режима вычислялись на каждой передаче по следующим зависимостям:

Т а б л и ц а 1. Распределения пробега по передачам γ_s движения автомобиля V_{cp} по различ^с

Дорога	γ_s				
	I	II	III	IV	Накат
Асфальтированное равнинное шоссе	0,001	0,002	0,037	0,96	—
Асфальтированное холмистое шоссе	0,001	0,008	0,121	0,870	—
Асфальтированное горное шоссе	0,001	0,142	0,525	0,332	—
Булыжное шоссе	0,001	0,028	0,049	0,922	—
Грунтовая профилированная дорога	—	0,066	0,298	0,636	—
Грунтовая непрофилированная дорога	0,004	0,342	0,400	0,254	—
Движение в городе	0,024	0,193	0,313	0,417	0,053
Осредненные условия	0,00811	0,07464	0,16257	0,73878	0,0159

$$K_{нjcp} = \sqrt[3]{\sum_i K_{нji} \gamma_{дор i}} ;$$

$$K_{ПНj cp} = \sum_i K_{ПНji} \gamma_{дор i} ;$$

$$K_{ПФ j cp} = \sum_i K_{ПФ ji} \gamma_{дор i} ;$$

$$\gamma_{sj cp} = \sum_i \gamma_{sji} \gamma_{дор i} ;$$

$$V_{cp} = \frac{1}{\sum \gamma_{дор i} / V_{срi}} , \text{ км/ч,}$$

где $K_{нji}$, $K_{ПНji}$, $K_{ПФ ji}$, γ_{sji} — экспериментальные значения параметров на грузочного режима на j -й передаче при движении по i -й дороге, $V_{ср i}$, $\gamma_{дор i}$ — средняя скорость и относительный пробег автомобиля по i -й дороге соответственно.

Осредненные значения параметров $K_{н}$, $K_{ПН}$, $K_{ПФ}$, а также $K_{н}(+)$ и $K_{н}(-)$ показаны на рис. 1, а значения γ_{sj} и $v_{ср}$ — в табл. I, при этом было принято следующее распределение общего пробега автомобиля по видам дорог:

асфальтированное равнинное шоссе	—0,24
асфальтированное холмистое шоссе	— 0,25
асфальтированное горное шоссе	— 0,01
булыжное, гравийное шоссе	— 0,15

и среднетехнические скорости
ным видам дорог

V _{ср} , км/ч					Число переключений на 1 км пробега N
I	II	III	IV	Средняя для дороги	
15,0	27,6	49,6	87,7	85,0	0,35
7,3	29,5	50,8	87,0	78,5	0,8
10,6	46,2	65,0	74,5	63,5	3,77
15,0	29,3	49,8	63,0	60,0	1,8
—	36,0	58,0	78,3	66,4	4,8
10,3	25,0	34,5	42,6	31,6	8,4
7,5	21,5	34,8	46,0	30,8	15,6
9,7	26,25	44,1	64,5	51,3	5,59

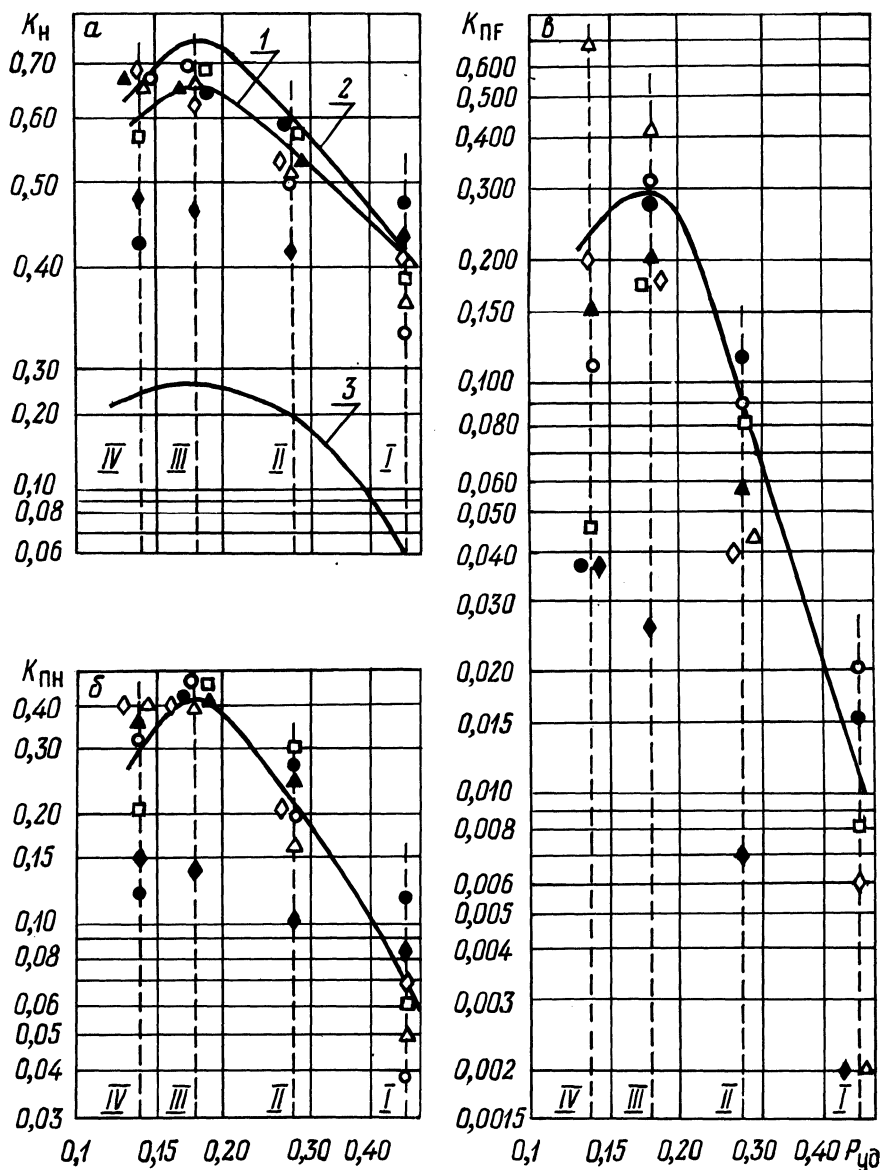


Рис. 1. Экспериментальные значения коэффициентов нагрузки и пробега: а - коэффициент нагрузки (1 - K_n , 2 - K_n (+), 3 - K_n (-)); б - коэффициент пробега $K_{пн}$; в - коэффициент пробега $K_{пф}$. \circ - асфальт равнинный, Δ - асфальт холмистый, \diamond - асфальт горный, \square - булыжное шоссе, \blacktriangle - грунт профилированный, \blacklozenge - грунт непрофилированный, \bullet - движение в городе, — - осредненные условия.

Т а б л и ц а 2. Значения максимальных динамических моментов
и коэффициента максимальной динамической нагрузки

Параметр	Передача			
	I	II	III	IV
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{\text{дин.пол}}$, Н·м	1056	763	572	389
Максимальный динамический момент на первичном валу коробки передач $M_{\text{дин.п.в}}$, Н·м	142	174	202	172
Коэффициент максимальной динамической нагрузки $K_{\text{дин}}$	1,70	2,09	2,42	2,06

грунтовые профилированные дороги	– 0,03
грунтовые непрофилированные дороги	– 0,02
движение в городе	– 0,30

При расчете деталей трансмиссии на прочность в качестве расчетного крутящего момента принимается максимальный динамический крутящий момент $M_{\text{дин}}$, возникающий в трансмиссии при наиболее неблагоприятных эксплуатационных условиях. В табл. 2 приведены экспериментальные значения максимальных динамических крутящих моментов на полуоси $M_{\text{дин.пол}}$, их значения, приведенные к первичному валу коробки передач $M_{\text{дин.п.в}}$, а также значения коэффициента максимальной динамической нагрузки, рассчитанные по формуле

$$K_{\text{дин}} = \frac{M_{\text{дин.п.в}}}{M_{\text{тд}}}$$

При приведении динамических моментов к первичному валу коробки передач было принято, что динамические моменты на обеих полуосях имеют одинаковые значения.

В заключение следует отметить, что полученные параметры нагрузочного режима трансмиссии могут быть использованы при расчетах долговечности подшипников и зубчатых колес и других моделей легковых автомобилей аналогичного класса.