

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ «УРАЛ» ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПО ИЗНОШЕННЫМ ГРУНТОВЫМ ДОРОГАМ

В статье рассматриваются особенности выбора параметров подвески грузового автомобиля при движении по скоростным участкам грунтовой дороги. Проводится анализ влияния параметров рессор, амортизаторов, шин на плавность хода.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, параметры подвески, жесткость рессор и шин, сопротивление амортизатора.

В настоящей работе приведены разработанные рекомендации по параметрам подвески грузовых автомобилей «Урал» с колесной формулой 4×4 и 6×6 для повышения скорости их движения по изношенным грунтовым дорогам.

В тексте приняты следующие обозначения:

$M$  – масса подрессоренной части автомобиля;

$m$  – масса неподрессоренной части автомобиля;

$M_1$  – масса подрессоренной части передней подвески;

$M_2$  – масса подрессоренной части задней подвески;

$m_1$  – масса неподрессоренной части передней подвески;

$m_2$  – масса неподрессоренной части задней подвески;

$I$  – момент инерции подрессоренной части автомобиля;

$r$  – радиус инерции;

$C_p$  – жесткость одной рессоры;

$C_{p1}$  – жесткость рессоры передней подвески;

$C_{p2}$  – жесткость рессоры задней подвески;

$C_{ш}$  – жесткость шины;

$C_{ш1}$  – жесткость шины переднего колеса;

$C_{ш2}$  – жесткость шины заднего колеса;

$R$  – коэффициент сопротивления амортизатора;

$R_1$  – коэффициент сопротивления амортизатора передней подвески;

$R_2$  – коэффициент сопротивления амортизатора задней подвески;

$h_0$  – парциальный коэффициент затухания колебаний;

$h$  – коэффициент затухания колебаний;

$y_0$  – парциальный коэффициент аперiodичности подвески;

$y$  – коэффициент аперiodичности подвески;

$W$  – собственная частота подрессоренной части;

$W_k$  – собственная частота неподрессоренной части;

$w$  – круговая частота;

$f$  – циклическая частота;

$q$  – высота дорожной неровности;

$a$  – угол поворота подрессоренной части (кузова);

$V$  – скорость движения автомобиля;

$Z, \ddot{Z} (a, a)$  – абсолютное перемещение и ускорение подрессоренной части;

$Y, \ddot{Y}$  – абсолютное перемещение и ускорение неподрессоренной части;

$\Delta, \dot{\Delta}$  – деформация и скорость деформации подвески;

$\Delta_p, \dot{\Delta}_p$  – деформация и скорость деформации рессоры.

### 1. Современное состояние вопроса и постановка задачи

Несмотря на наличие большого количества работ по анализу динамических процессов происходящих в подвеске при движении автомобиля, до настоящего времени еще не найдено общего решения задачи определения основных рабочих параметров подвески. Главными причинами сложившейся ситуации являются:

1) неопределенность внешних дорожных возмущений, связанных как с микропрофилем дорожных неровностей эксплуатируемых дорог, так и с выбором возможных скоростей движения автомобиля;

2) многофункциональность подвески, подразумевающая влияние ее рабочих параметров на различные эксплуатационные свойства автомобиля (устойчивость, управляемость, плавность хода, прочность и долговечность), зачастую противоречивых или прямо противоположных друг другу;

3) неопределенность критериев одного из основных эксплуатационных свойств автомобиля, связанного с подвеской – плавности хода.

Применительно к грузовым автомобилям «Урал», которые в большинстве случаев эксплуатируются на грунтовых дорогах, появляются дополнительные проблемы, которые, в принципе, не освещены в известных литературных источниках. Нет также их подкрепления проектно-конструкторскими и экспериментальными наработками ОАО «АЗ «Урал». В качестве основных проблем могут быть отмечены следующие:

1. при необходимой максимальной скорости движения 50–60 км/ч и предполагаемом микропрофиле дорожных неровностей обязательно будет происходить отрыв колес автомобиля от дорожного покрытия. Между тем в подавляющей части публикаций рассматривается «безотрывное движение автомобиля», основанное на использовании рекомендации по необходимости снижения в критических случаях скорости движения. В частности, для предполагаемого микропрофиля изношенной грунтовой дороги рекомендуется снижение скорости до величины  $0,2V_{\max}$ , что для автомобиля Урал составит  $\sim 20$  км/ч [1].

2. для многих модификаций грузовых автомобилей, как правило, отсутствуют расчетные или экспериментальные данные по инерционным характеристикам поддресоренных частей; однако распределение массово-инерционных характеристик поддресоренных и неподдресоренных частей автомобиля играет важную роль при выборе параметров подвески;

3. несмотря на широкий типаж автомобилей семейства «Урал» (4×4, 6×6, 8×8), а также спецтехники, выпускаемой на их шасси, используется один и тот же тип амортизаторов; при этом их скоростные характеристики  $F_a = R\Delta^k$  до настоящего времени еще не определены и не оптимизированы.

Одной из главных проблем при движении автомобиля на скоростном участке дороги, по информации водителей-испытателей, заключается

в том, что при скорости движения автомобиля порядка 50–60 км/ч вследствие частого отрыва колес автомобиля от дороги происходит потеря управляемости. Помимо этого появляется еще одна не менее острая проблема – происходят пробой передней и задней подвесок автомобиля и подвески двигателя. Для устранения отмеченных негативных тенденций водитель вынужден снижать скорость движения до 20–30 км/ч, значительно ухудшая, тем самым, главный технико-экономический показатель транспортного средства – его производительность.

Поскольку, при заданных массово-инерционных и геометрических параметрах автомобиля и эксплуатационных параметрах дорожного покрытия, основные динамические характеристики – максимальные динамические нагрузки на узлы и звенья автомобиля, перевозимый груз и пассажиров, плавность хода, частота отрыва колес от дорожного полотна, пробой подвески – определяются только параметрами подвески, то, вполне очевидно, что и решение отмеченных выше проблем сводится к решению задачи выбора рациональных значений этих параметров, а в идеале – к их оптимизации.

Основными параметрами подвески являются величины, характеризующие ее жесткостные и демпфирующие свойства, которые в совокупности с массово-инерционными характеристиками и характеристиками микропрофиля дорожного полотна формируют «колебательные характеристики» автомобиля: собственные частоты, резонансные спектры частот, диссипативные характеристики, размахи колебаний, математические ожидания и дисперсии ускорений, размахи углов «покачивания», «галопирования», «виляния» и т. п. В оптимизации этих величин и заключается суть решения упомянутой выше задачи.

С конструктивной точки зрения это обуславливает разработку рекомендаций по оптимизации типоразмеров рессор, амортизаторов и шин.

С учетом современного состояния вопроса заметим, что рекомендации, изложенные ниже, будут носить ориентировочный характер и, в основном, определять те направления, в которых следует двигаться при проведении расчетно-экспериментальных работ при определении оптимальных параметров подвески автомобиля.

## 2. Порядок разработки рекомендаций и принятые исходные данные

При разработке рекомендаций был принят следующий порядок.

1. По данным конструкторского бюро рассчитано распределение по длине массовых и инерционных характеристик поддресоренных и неподдресоренных частей автомобиля.

2. На основании информации геометрических измерений неровностей дороги, характерной для условий эксплуатации грузовых автомобилей, спрогнозирован вероятный микропрофиль однородных и единичных дорожных неровностей. Полученные данные приведены в таблице 1 и на рисунке 1.

3. Проведены численные расчеты для автомобиля с моделями различной степени сложности с использованием различных критериев рациональности для получения численных значений необходимых параметров передней и задней подвесок.

4. Проанализированы известные литературные источники для возможного подтверждения и уточнения полученных результатов расчета.

Исходными данными при проведении расчетов и их оценок являлись:

- протоколы измерений основных характеристик  $F = f(\Delta)$  передних и задних рессор автомобилей «Урал»;
- протоколы измерения скоростных характеристик  $F_a = R\Delta^k$  амортизаторов в состоянии поставки и после доработки;
- результаты измерений при стендовых испытаниях (опыт по «сбрасыванию»);
- сравнительные оценки результатов доработки двух вариантов подвески автомобиля водителями-испытателями;

Таблица 1. Спектр дорожных неровностей

n, 1/м	0,125	0,167	0,25	0,5	1,0
q <sub>0</sub> , м	0,075	0,056	0,0375	0,0187	0,0094

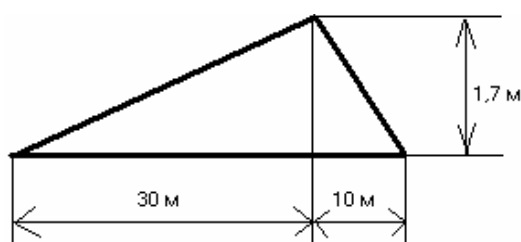


Рисунок 1. Единичная дорожная неровность («трамплин»)

– протоколы измерений радиальной жесткости шин при различных давлениях.

## 3. Вероятный микропрофиль дорожных неровностей

Скоростной участок дороги является грунтовым, микропрофиль которого формируется по мере прохождения по нему автомобилей с примерно одинаковой колесной базой и нагрузкой на мост. Это дает основание принять микропрофиль однородных дорожных неровностей в полигармоническом виде

$$q(x) = \sum_{i=1}^n q_i \sin \frac{2\pi}{\lambda} x, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – длина волны неровности, кратная колесной базе автомобилей (см. табл. 1).

Амплитуда высот неровностей выбрана

таким образом, что  $\left[ \sum_{i=1}^n q_i^2 \right]^{1/2}$  соответствует разбитым грунтовым дорогам, характеристики которых приведены в работе [1].

Проведенные исследования показали, что полигармоническая модель однородных дорожных неровностей должна быть дополнена моделью случайного характера. Поэтому при необходимости продолжения работ по совершенствованию подвесок грузовых автомобилей целесообразно предусмотреть проведение работ по обмеру микропрофилей аналогичных трасс и соответствующей обработке результатов измерений.

## 4. Влияние жесткости рессор

Основной характеристикой рессоры, определяющей колебательные параметры автомобиля, является ее жесткость  $C_p$ . Учитывая слабую нелинейность силовых характеристик  $F = f(\Delta)$  рессор автомобилей «Урал» и линейность использованных моделей автомобиля, под жесткостью рессоры понимается величина

$$C_p = \frac{F_{\max}}{\Delta}, \quad (2)$$

где  $F_{\max}$  – максимальная сила до начала включения буфера (отбойника);

$\Delta$  – соответствующее обжатие рессоры.

При выборе величины  $C_p$  приходится решать две задачи:

- назначение абсолютных величин  $C_p$ ;
- выбор необходимых соотношений величин жесткостей передней  $C_{p1}$  и задней  $C_{p2}$  подвесок.

Первый вариант рекомендаций исходил из распространенных в литературных источниках соображений, что оптимальным является такое соотношение жесткостей подвесок, когда частоты поступательных и угловых колебаний относительно центра тяжести равны. С учетом распределения массово-инерционных характеристик и конструктивных ограничений автомобиля «Урал» 4×4 полной массой 7500 кг это привело к следующим значениям:  $C_{p1} = 265$  кг/см,  $C_{p2} = 140$  кг/см.

Экспертные оценки колебательных параметров автомобиля с указанными величинами жесткостей рессор передней и задней подвесок, проведенные тремя водителями-испытателями при движении по скоростному участку дороги, показали, что:

– передняя подвеска является излишне жесткой;

– «галопирование», то есть угол  $\alpha$  поворота кузова, по сравнению с исходной комплектацией ( $C_{p1} = 230$  кг/см,  $C_{p2} = 180$  кг/см), увеличилась.

С учетом полученных результатов в качестве основного измерителя колебаний грузового автомобиля было принято галопирование, то есть угол колебаний кузова.

$$\alpha = (z_1 - z_2) / L, \quad (3)$$

где  $z_1, z_2$  – перемещения передней и задней подвесок,

$L$  – база автомобиля.

Поэтому дальнейшие расчетные исследования проводились для получения величины  $C_{p2}$ , соответствующей значению  $\alpha_{\min}$ , при заданных значениях  $C_{p1}, C_{ш1}, C_{ш2}$ .

Наряду с этим оценивались значения  $\ddot{z}_k, \ddot{\alpha}$ , где  $\ddot{z}_k$  – вертикальное ускорение в сечении центра тяжести кабины. Величина жесткости передней рессоры была принята равной  $C_p = 230$  кгс/см, что соответствует жесткости передней рессоры базового автомобиля Урал-43206. Заметим, что при этом собственная частота передней подвески составила  $f = 1,54$  Гц. Это не противоречит данным литературных источников [2], [3], где считается, что наиболее переносимой должна быть частота порядка 80–120 кол/мин.

В результате исследований было установлено, что по совокупности двух параметров –  $\ddot{z}_{k \min}, \alpha_{\min}$  – оптимальными являются следующие значения жесткости рессор  $C_{p1} = 230$  кгс/см,  $C_{p2} = 190$  кгс/см.

Для сравнения с рекомендациями литературных источников [3, 4] была проведена оцен-

ка соотношений статических прогибов  $\Delta_{1ст}$  и  $\Delta_{2ст}$  передней и задней подвесок, которая получилась равной  $\Delta_{2ст} = 0,81\Delta_{1ст}$ . Литературные источники рекомендуют выбирать это соотношение в пределах  $\Delta_{2ст} = (0,7-0,9)\Delta_{1ст}$ .

## 5. Влияние сопротивления амортизаторов

Амортизатор является одним из основных конструктивных элементов подвески, обеспечивающим уменьшение толчков и ударов при движении по неровной дороге, а также интенсивность затухания возникших колебаний. Основной характеристикой амортизатора является зависимость

$$F_a = R\dot{\Delta}^k, \quad (4)$$

где  $R$  – коэффициент сопротивления амортизатора,

$\dot{\Delta}$  – скорость вертикального перемещения колеса относительно кузова,

$k$  – показатель степени.

Однако, при проведении расчетов и оценках эффективности амортизатора чаще используются другие характеристики, и, в частности, коэффициент относительного затухания

$$h = R/M, \quad (5)$$

и коэффициент аperiodичности

$$\psi = h/\omega = R/\sqrt{2..m}, \quad (6)$$

где  $w$  – собственная частота.

Для системы с одной степенью свободы увеличение коэффициента  $u$  всегда желательно, поскольку при этом уменьшается коэффициент усиления (динамичности) при резонансе. Но уже для системы с двумя степенями свободы (массы  $M$  и  $m$ , жесткости  $C_p, C_{ш}$ , демпфер  $R$ ) это не всегда справедливо. При больших значениях  $\psi$  (в частности, при  $\psi \rightarrow \infty$ ) относительного обжатия  $\Delta$  пружины  $C_p$  не происходит, массы  $M$  и  $m$  движутся совместно на упругом элементе  $C_{ш}$ . Физически это приводит к существенному увеличению собственных частот колебаний автомобиля.

Поскольку автомобиль является системой, обладающей несколькими степенями свободы, одним из основных вопросов при выборе характеристик амортизаторов является определение оптимального значения величины  $u$ . Исходя из практических соображений в качестве базовой характеристики удобно принимать парциальные значения коэффициентов аperiodичности

$$\psi_0 = R/\sqrt{2C_p M}. \quad (7)$$

Численные расчеты по модели автомобиля с 2-мя и 4-мя степенями свободы показали, что при выбранном микропрофиле и скоростях движения  $V = 50-60$  км/ч значения парциальных коэффициентов аperiodичности должны составлять  $\psi_0 = 0,3-0,4$ . К большему значению  $\psi_0$  стремиться не следует, так как уменьшение ускорений в резонансных областях не компенсируется значительным его увеличением в межрезонансных и зарезонансных областях, соответствующих к тому же весьма широкой области частот. Подобные же рекомендации содержатся в работах [1], [3], [4], где эту величину рекомендуется принимать в пределах  $\psi_0 = 0,25-0,4$ . Отметим, что при силовом нагружении в работе [5] получено оптимальное значение  $\psi_0 = 0,32$ .

При выборе необходимого значения парциального коэффициента аperiodичности из полученного диапазона  $\psi_0 = 0,3-0,4$  необходимо учесть, что подвески, состоящие из многорессорных рессор, имеют еще один источник демпфирования – «сухое трение». Оценка влияния сил  $T$  сухого трения проводилась по методу, предложенному в работе [5]. Численное значение величин силы  $T$  принималось в соответствии с результатами стендовых испытаний передних и задних рессор. Результаты оценки показали, что парциальные коэффициенты аperiodичности за счет сил сухого трения  $\psi_{от}$ , эквивалентные жидкостному трению (сопротивлению амортизаторов), составляют  $\psi_0 = 0,07-0,13$ . С учетом этого в качестве базового при определении параметров характеристики амортизаторов  $F_a = R\Delta^k$  выбрано значение  $\psi_0 = 0,3$ .

Характеристики амортизаторов условно делят на регрессивные ( $k < 1$ ), линейные ( $k = 1$ ) и прогрессивные ( $k > 1$ ). Для линейной модели автомобиля обычно принимается

$$R = (R_{отб} + R_{сж}) / 2, \quad (8)$$

где  $R_{отб}$  и  $R_{сж}$  – коэффициенты сопротивления при ходе отбоя и сжатия амортизатора.

При несимметричной характеристике амортизатора ( $R_{отб} \neq R_{сж}$ ) необходимые величины находят из величины  $R$ , полученной при расчете, задавая соотношением  $n = R_{отб}/R_{сж}$ .

Данные по серийным амортизаторам, полученные в процессе проведения настоящих работ, приведены в таблице 2. Приведенные величины соответствуют скорости относительно обжатия  $\Delta = (0,9-1,0)$  м/с, наиболее вероятной для скоростного участка дороги.

Используя базовое значение парциального коэффициента аperiodичности  $\psi_0 = 0,3$ , принятые жесткости рессор  $C_{p1} = 230$  кгс/см,  $C_{p2} = 190$  кгс/см и распределение поддресорных частей по подвескам, можно вычислить необходимые значения коэффициентов сопротивления амортизаторов для передней  $R_1$  и задней  $R_2$  подвесок. Они составляют:  $R_1 = 1160$  кгс·с/м,  $R_2 = 850$  кгс·с/м.

Из сравнения необходимых коэффициентов сопротивления амортизаторов с серийными (таблица 2) видно, что для задней подвески могут быть подобраны серийные амортизаторы, параметры которых ( $F_{отб}$ ,  $F_{сж}$ , при  $V = 0,9-1,0$  м/с) аналогичны амортизаторам с идентификационными №№8, 11, 7, 4. Для передней подвески, в случае установки в ней 4-х амортизаторов, также могут быть подобраны серийные амортизаторы, аналогичные амортизаторам с идентификационными №№1, 12. При установке в передней подвеске 2-х амортизаторов серийные амортизаторы должны быть доработаны до получения следующих величин  $F_{отб} = 1800$  кгс,  $F_{сж} = 520$  кгс, при относительной скорости обжатия штока  $\Delta = (0,9-1,0)$  м/с.

В соответствии с результатами работы [3] более сильные передние амортизаторы ( $\psi_{01} > \psi_{02}$ ) дают лучший эффект по снижению величины галопирования  $\alpha$ . Для проверки этого были проведены расчеты с ранее принятыми жесткостными характеристиками при  $\psi_{01} = 0,375$  и  $\psi_{02} = 0,3$ . Результаты расчетов показали, что при скоростях движения  $\sim 45$  км/ч происходит незначительное ( $\sim 10\%$ ) уменьшение величин амплитуд угловых колебаний.

Одним из малоисследованных в литературных источниках вопросов является определение необходимой величины показателя степени  $k$  зависимости  $F_a = R\Delta^k$ . Наиболее определенной является рекомендация, приведенная в работе [4]. В этой работе указывается, что регрессивная характеристика амортизатора, у которой  $k < 1$ , является самой неудовлетворительной для обеспечения высокой плавности хода, особенно при больших

Таблица 2. Подбор параметров амортизаторов

Идент. №	1	12	8	11	7	4
$F_{отб}$ , кгс	880	900	1270	1300	1300	1300
$F_{сж}$ , кгс	240	350	390	330	390	340
$R$ , кгс·с/м	620	665	830	840	845	820
$n = F_{отб}/F_{сж}$	3,7	2,6	3,3	3,4	3,9	3,8

значениях сил  $T$  сухого трения, что характерно для автомобилей «Урал». Оптимальной является прогрессивная характеристика, для которой  $k > 1$ . Между тем, проведенная с использованием метода наименьших квадратов аппроксимация характеристик серийных и большинства доработанных амортизаторов показала, что для амортизаторов автомобилей «Урал» величина  $k = (0,7-0,75) < 1$ . Только для доработанного амортизатора величина  $k > 1$ . К сожалению, не удалось установить литературных источников, определяющих оптимальное значение величины  $k > 1$ .

Проведение численных расчетов в данном случае нецелесообразно, поскольку:

- задача должна решаться в нелинейной постановке;
- результаты расчета будут существенно зависеть от параметров микропрофиля дорожных неровностей, выбранного с большой степенью неопределенности.

Данную задачу необходимо решать в процессе экспериментальной доводки параметров амортизаторов и автомобиля в целом, задаваясь различными значениями величины  $k$ .

## 6. Влияние шины

Шины могут быть условно включены в подвеску, поскольку влияют на ее основные характеристики – жесткость и степень демпфирования. Оценка влияния шин, как правило, производится экспериментальным путем при проведении дорожных испытаний автомобиля на трассах, аналогичных скоростному участку грунтовой дороги. Поэтому в данной работе в основном исследовались качественные зависимости, определяющие изменение параметров подвески при изменении (регулировании) основного параметра – внутреннего давления в шинах  $P$ .

В соответствии с экспериментальными данными дорожных испытаний автомобиля на изношенных грунтовых дорогах давление в шинах передних  $P_1$  и задних  $P_2$  колес лежит в пределах  $P = 1-2$  кгс/см<sup>2</sup>, причем всегда  $P_1 > P_2$ . Анализ результатов стендовых испытаний шины ОИ25, используемой на автомобиле, показал, что при изменении давления в пределах  $P = 1-2$  кгс/см<sup>2</sup> ее силовая характеристика практически линейна и жесткость при различных давлениях может быть определена по формуле

$$C_{ш} = 330 + 240 (P-1), \quad (9)$$

где  $P$  – давление в шине.

Демпфирующими свойствами шины, за исключением сверхнизкого давления ( $P < 0,5$  кгс/см<sup>2</sup>), как правило, пренебрегают при значительном демпфировании в подвеске. Поэтому основным параметром шины, влияющим на свойства подвески, является ее радиальная жесткость  $C_{ш}$ . Приближенные формулы, определяющие влияние  $C_{ш}$  на параметры подвески, согласно данным работы [3] приведены ниже.

$$\Omega = \sqrt{\frac{2(-p - u)}{M(-p + -u)}}, \quad h = h_0 \left( \frac{c_{ш}}{-p + -u} \right)^2,$$

$$\Omega_h = \sqrt{\frac{2(-p + -u)}{m}}, \quad h_h = h \left( \frac{M}{m} + \frac{c_{ш}}{-p + -u} \right), \quad (10)$$

где  $M, m$  – масса поддресоренных и неподдресоренных частей,

$h_0, h, h_k$  – коэффициенты относительного затухания.

Оценка влияния жесткости шины  $C_{ш}$  проводилась, приняв величину внутреннего давления в передних шинах:  $P_1 = 1,5$  кгс/см<sup>2</sup> ( $C_{ш2} = 450$  кгс/см),  $C_{p1} = 230$  кгс/см,  $C_{p2} = 190$  кгс/см,  $\psi_{01} = \psi_{02} = 0,3$ . При этом варьировалось внутреннее давление в задних шинах:

$$P_2 = 1,0 \text{ кгс/см}^2 (C_{ш2} = 330 \text{ кгс/см});$$

$$P_2 = 1,2 \text{ кгс/см}^2 (C_{ш2} = 380 \text{ кгс/см});$$

$$C_2 = 1,5 \text{ кгс/см}^2 (C_{ш2} = 450 \text{ кгс/см}).$$

Результаты вычислений представлены в таблице 3.

Анализ данных таблицы 3 показывает, что изменение радиальной жесткости шины  $C_{ш}$  (внутреннего давления в шинах) при заранее выбранных параметрах подвески ( $C_p, R$ ) может существенно влиять на характер колебательных процессов в подвеске автомобиля. Это влияние будет неоднозначным. Без учета связи между передней и задней подвесками уменьшение жесткости (уменьшение внутреннего давления) будет приводить к увеличению абсолютных перемещений кузова, уменьшению частоты отрыва колес автомобиля от дорожного полотна и увеличению интенсивности пробоя подвески после отрыва колеса. Кроме того, при неправильном выборе соотношения приведенных жесткостей передней и задней подвесок можно ожидать ухудшения последствий эффекта галоупирования, т. е. увеличения угловых колебаний кузова.

Поскольку степень проявления указанных выше эффектов влияния жесткости в значитель-

ной мере зависит от параметров микропрофиля дорожных неровностей, то выбор необходимых величин  $C_{ш1}$  и  $C_{ш2}$  целесообразно осуществлять опытным путем, тем более, что регулирование внутреннего давления в шинах не представляет большой сложности.

### 7. Обобщение полученных результатов

В результате проведенных исследований получены рекомендации по выбору параметров характеристик жесткости рессор  $C_{p1}$  и  $C_{p2}$ , шин  $C_{ш1}$  и  $C_{ш2}$  и коэффициентов сопротивления амортизаторов передней  $R_1$  и задней  $R_2$  подвесок. Основная трудность общего решения задачи обусловлена тем, что до настоящего времени точные теоретические критерии оценки качества подвески не установлены. Кроме того, решение задачи значительно усложняется неопределенностью воздействия внешних сил (неровностью дороги). Поэтому при подборе и доводке жесткостей элементов подвески и амортизаторов большое значение имеет эксперимент и статистические данные.

**Доработка рессоры.** Многолистовые рессоры, помимо основной функции обеспечения необходимой жесткости, обладают еще и демпфирующим влиянием за счет сил  $T$  сухого трения. Необходимые значения жесткостей рессор в результате расчетных исследований и с учетом результатов первой рекомендации определены и составляют: для передней подвески  $C_{p1} = 230$  кгс/см, для задней подвески  $C_{p2} = 190$  кгс/см. Заметим, что эти величины хорошо совпадают с величинами, подобранными водителями-испытателями эмпирическим путем ( $C_{p1} = 230$  кгс/см,  $C_{p2} = 180$  кгс/см). Однако при эмпирическом подходе подбор рессор с требуемой жесткостью фактически осуществляется путем уменьшения количества листов. Этот метод приводит к тому, что в оставшихся листах происходит увеличение уровня напряжений, который может превысить предел текучести

и привести к появлению остаточных прогибов (эффект выпрямления рессоры). Более правильным было бы проектирование и отработка новой рессоры как балки равного сопротивления с требуемой жесткостью. При этом, исходя из результатов стендовых испытаний, для передней подвески может быть использована готовая рессора автомобиля Урал-4320 (5557). Вопрос проектирования относится только к рессорам задней подвески.

Следует отметить, что для автомобилей семейства Урал, даже для правильно спроектированных и экспериментально проверенных рессор, всегда остается негативным моментом присутствие относительно больших сил  $T$  сухого трения. Сухое трение в подвеске оказывает вредное влияние на колебания автомобиля. Сухое трение нестабильно, может меняться при колебаниях и, кроме того, может приводить к повышенным продольным колебаниям. Общая тенденция развития подвески автомобиля сводится к тому, чтобы сделать основным источником затухания колебаний амортизаторы. Чем больше удельное значение амортизаторов в гашении колебаний, тем легче обеспечить необходимую величину и характер колебаний.

При рессорной подвеске уменьшение сухого трения достигается следующими мероприятиями [3]:

- переходом от листов с концами прямоугольной формы к листам с трапециевидными или с оттянутыми концами;
- использованием прокладок между листами рессоры, уменьшающих коэффициент трения и придающих желаемый характер закону изменения силы трения.

В работах [3], [6] явно указывается на возможное влияние дополнительной межлистовой смазки. Однако проведенные стендовые испытания задней рессоры автомобиля Урал-43206

Таблица 3. Результаты расчетов

Параметры	$\Omega$ (рад/с) / f(Гц)	$\Omega_k$ (рад/с) / f(Гц)	$h_0$ рад/с	$h$ рад/с	$h_k$ рад/с	$\psi_0$	$\psi$	$\psi_k$	$\Delta_2 / \Delta_1$
Передняя подвеска	9,67/1,54	35,4/5,64	3,56	1,56	11,88	0,3	0,16	0,336	1,0
Задняя подвеска $p=1,0$ кгс/см <sup>2</sup> $c_{ш2}=330$ кгс/см	10,7/1,71	31,0/4,93	4,05	1,63	9,32	0,3	0,152	0,3	0,81
$p=1,2$ кгс/см <sup>2</sup> $c_{ш2}=380$ кгс/см	11,0/1,75	32,4/5,2	4,05	1,8	9,2	0,3	0,164	0,28	0,78
$p=1,5$ кгс/см <sup>2</sup> $c_{ш2}=450$ кгс/см	11,3/1,8	34,3/5,5	4,05	2,0	9,1	0,3	0,18	0,26	0,73

показали, что графитовая смазка дает незначительный эффект (уменьшение силы  $T$  на 5–7%). Кроме того, здесь неизбежно возникает вопрос о разработке и внедрении специальных чехлов, удерживающих дополнительную смазку. Поэтому на смазку, за исключением предусмотренной ТУ, по-видимому, нецелесообразно рассчитывать как на мероприятие, существенно уменьшающее силу сухого трения.

Конструктивное решение предложенных вариантов уменьшения сил сухого трения целесообразно проработать с привлечением проектно-конструкторских подразделений и обязательной проверкой и доводкой силовых характеристик рессоры  $F = f(\Delta)$  в стендовых условиях. Конструкция концов листов рессоры в первом приближении может быть определена по методике, предложенной в [6].

Прокладки для автомобильных рессор делают из пропитанной маслом фанеры, фибры, резины, пластмассы. Для вставок применяют пористую бронзу и антифрикционные сплавы. Опыт передовых предприятий показывает, что оптимальным для уменьшения коэффициентов трения при наличии силы  $T$  являются прокладки или нанесение на концы листов рессоры твердого (жесткого) фторопласта. Практический предел уменьшения сил сухого трения, к которому следует стремиться, составляет (с учетом уменьшения продольных колебаний) следующие величины: для передней рессоры  $T_1 = 80–100$  кгс, для задней –  $T_2 = 50–70$  кгс. Согласно результатам стендовых испытаний в настоящее время величины сил сухого трения передних и задних подвесок составляют  $T = 200–400$  кгс в зависимости от «пробега» автомобиля. Необходимо учитывать, что с уменьшением сил сухого трения могут измениться (увеличиться) коэффициенты сопротивления амортизаторов  $R_1$  и  $R_2$ , т. е. потребуются более «сильные» амортизаторы подвесок.

**Доработка амортизаторов.** В результате проведенных исследований получены численные значения основных характеристик амортизаторов – коэффициентов сопротивления  $R$ . Эти значения составляют: для передней подвески  $R_1 = 1160$  кгс/м, для задней  $R_2 = 850$  кгс/м при скорости относительной деформации  $\dot{\Delta} = 0,9–1,0$  м/с. Анализ экспериментальных данных характеристик амортизаторов в состоянии поставки показывает:

– величины сил  $F_{сж}$ ,  $F_{отб}$ , определяющих значение  $R$ , имеют большой разброс;

– характеристики  $F_a = R\Delta^k$  существенно нелинейны, причем в состоянии поставки имеют регрессивный характер;

– амортизаторы задней подвески могут быть подобраны из имеющихся комплектов амортизаторов, передняя подвеска должна быть доработана либо путем установки четырех амортизаторов, подобранных из серийной комплектации в состоянии поставки, либо установкой двух амортизаторов, доработанных до необходимых усилий  $F_{отб}$ ,  $F_{сж}$ . Отметим, что необходимые величины  $F_{отб}$ ,  $F_{сж}$ , приведенные в соответствующем разделе, определены по приближенному методу линеаризации, а, самое главное, соответствуют скорости относительной деформации  $\dot{\Delta} = 1,0$  м/с.

Учитывая существенную нелинейность характеристики  $F_a = R\Delta^k$ , подбор амортизаторов с использованием установки, применяющейся для входного контроля амортизаторов (здесь  $\dot{\Delta} = 0,5$  м/с), может приводить к грубым ошибкам.

Основной задачей, требующей проведения серьезных экспериментальных работ, является задача проверки и выбора оптимальной величины показателя степени  $k$  характеристики  $F_a = R\Delta^k$ . Анализ состояния работ по проектированию амортизаторов показывает, что более чем вероятным результатом этих исследований может быть отказ от использования серийных амортизаторов.

## 8. Влияние частоты пробоя подвески

Для принятых дорожно-скоростных режимов может оказаться, что реализованных мероприятий – оптимизации жесткостных характеристик и увеличения демпфирования – может оказаться недостаточно для уменьшения частоты пробоя подвески. Условие «непробоя» подвески в первом приближении можно записать в виде

$$C\Delta^2 > MgH, \quad (10)$$

где  $H$  – высота отрыва автомобиля от дороги.

Величина  $H$  в основном определяется скоростью  $V$  движения автомобиля и параметрами микропрофиля  $q(x)$ . Из этого условия вытекает, что уменьшение частоты пробоя подвески можно обеспечить либо за счет увеличения жесткости  $C$  подвески, либо за счет увеличения динамического хода  $\Delta$ . Очевидно, что более эффек-



тивным является увеличение параметра  $\Delta$ . Кроме того, попытка увеличить жесткость рессоры передней подвески на ~15% (первая рекомендация) показала, что с уменьшением частоты пробоя возникают негативные ощущения у водителей-испытателей.

По эксплуатационным данным суммарная дальность пробега на всех скоростных участках дороги не превышает 1000 км. Причем предварительные проработки показали, что динамический ход подвески может быть увеличен на 20–25%, что с учетом имеющегося хода от положения статического равновесия  $\Delta_{ст} \leq 90$  мм составит в среднем 20 мм. Поскольку высота центра тяжести  $h_g > 1000$  мм, то это не должно практически повлиять на устойчивость автомобиля при повороте. Дальнейшее увеличение хода нецелесообразно, поскольку приводит к появлению пластических деформаций в листах рессоры и, кроме того, ограничена возможным ходом амортизатора. Полный ход штока амортизатора по экспериментальным данным составляет  $\Delta_a \leq 295$  мм.

Для уменьшения частоты пробоя в подвеске двигателя рекомендуется установка специальных кронштейнов с размещением на каждом из них двух штатных резиновых подушек.

Как следует из конструктивных данных эксплуатируемых грузовых автомобилей, подвесочные части автомобилей 4×4 и 6×6 близки друг к другу. Основное отличие заключается в геометрических характеристиках (в частности, в длине базы  $L$ ) и, самое главное, в наличии на автомобиле 6×6 балансирной тележки. Эти отличия не позволяют полностью распространить рекомендации автомобиля 4×4 на автомобиль 6×6.

Особое внимание следует уделить вопросу установки амортизаторов на тележке. Не удалось найти каких-либо литературных данных как отечественных, так и зарубежных, по вопросам целесообразности и необходимости установки амортизаторов на балансирной тележке грузовых автомобилей. Установка амортизаторов на передней тележке автомобиля Урал-5323 также не обеспечена никакими исследовательскими работами по оценке ее целесообразности. Использование в данном случае условных эквивалентных моделей, как, например, в работе [7], не отвечает на главный вопрос – выбор критической скорости движения.

С учетом величины подрессоренной части передней подвески грузового автомобиля 6×6 и опыта эксплуатации грузового автомобиля 4×4 для передней подвески автомобиля 6×6 можно рекомендовать:

- базовую жесткость рессоры  $C_{p1} = 230$  кгс/см;
- давление в шинах  $P_{ш} = 1,5$  кгс/см<sup>2</sup>;
- характеристики амортизаторов – такими же, как на автомобиле 4×4.

Однако дальнейшие рекомендации, включая необходимость существенного уменьшения сил сухого трения на автомобиле 6×6, потребуют длительного времени и значительных затрат.

### Выводы

Анализируя в целом полученные результаты, можно сказать, что основные задачи, поставленные в исследовании, выполнены. В процессе выполнения работы разработана расчетная методика выбора параметров подвески грузового автомобиля «Урал». Методика реализована с использованием лицензионного программного обеспечения MSC.NASTRAN.

Эффективность предложенных рекомендаций по подвеске автомобиля в значительной степени будет определяться дальнейшей экспериментальной доводкой, ключевыми моментами которой должны явиться:

- стендовые испытания рессор и амортизаторов с целью определения необходимых характеристик  $F = f(\Delta)$ ,  $F_a = R\dot{\Delta}^k$  и накопления статистических данных;
- проверкой и корректировкой параметров микропрофилей дорожных неровностей;
- более тщательным и детальным описанием основных недостатков подвески как на скоростных участках грунтовой дороги, так и при испытаниях на специально выбранных трассах;
- наличием постоянной группы научно-технической и конструкторской поддержки для анализа полученных результатов и оперативной корректировки принятых решений.

Проведенная работа показала, что с использованием результатов испытаний специально подготовленных грузовых автомобилей может быть накоплен опыт проектирования и совершенствования подвесок базовых автомобилей «Урал», получение которого другими способами практически неосуществимо.

25.08.2014

**Список литературы:**

1. Яценко, Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.
2. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 364 с.
3. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Хачатуров, А.А. Динамика системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 536 с.
5. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Пархиловский, И.Г. Автомобильные листовые рессоры / И.Г. Пархиловский. – М.: Машиностроение, 1976. – 284 с.
7. Яценко, Н.Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1984. – 328 с.

Сведения об авторах:

**Дубровский Анатолий Федорович**, профессор кафедры автомобильный транспорт и сервис автомобиля Южно-Уральского государственного университета, доктор технических наук

**Абрамов Максим Игоревич**, руководитель группы инженерных расчетов  
ОАО «Автомобильный завод «УРАЛ», преподаватель кафедры автомобилестроение филиала Южно-Уральского государственного университета в городе Миасс, e-mail: abramov@mail.uralaz.ru

**Сакулин Юрий Александрович**, аспирант кафедры автомобильный транспорт и сервис автомобилей Южно-Уральского государственного университета

454080, г. Челябинск, пр-т Ленина, 76, e-mail: duanf@mail.ru