Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", ОАО "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
М. С. Высоцкий
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик", 2010

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

В номере

Конструкция

2 *Климов С. С., Климов С. Н.* К вопросу заклинивания рулевых механизмов автомобилей

8 *Фасхиев Х. А., Салахов И. И., Волошко В. В.* Универсальный многопоточный дифференциальный механизм — модуль автоматических коробок передач

Исследование. Расчет

13 *Баженов Е. Е.* Выбор рациональной величины крутящего момента, реализуемого на движителе сочлененной транспортной системы. Стохастическая оценка проходимости

Проектирование

19 *Емельянов В. Н., Романов И. В.* Компьютерное проектирование операции правки пространственных коленчатых валов секториальной чеканкой галтелей

Технология

24 *Синельников А. Ф.* Маршрутная технология ремонта коленчатых валов автомобильных двигателей

Надежность

30 *Фасхиев Х. А.* Повышение долговечности шпилек крепления шаровых опор переднего моста автомобиля

Эксплуатация

37 *Загидуллин К. Ф., Филькин Н. М.* Повышение эксплуатационный характеристик самосвала путем контроля массы перевозимого груза

18,23,41 ***Новости***

48 *Abstracts of articles*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

8 '2010

УДК
629.113.014.5

С. С. Климов,
научн. сотр.
ФГУ "21 НИИИ-МО РФ",
С. Н. Климов,
нач-к Автотранспортной службы МО РФ
Тел. 724-00-00

К вопросу заклинивания рулевых механизмов автомобилей

Проведены исследования о возможности попадания постороннего предмета в зацепление червячной пары рулевого механизма при максимальных значениях возмущающих сил, образовании при этом следов заклинивания и соответствии их места расположения углу поворота управляемых колес и радиусу кривизны траектории центра масс.
На основании исследований сделан вывод о невозможности заклинивания рулевых механизмов в нормальных условиях эксплуатации машин.

Ключевые слова: *червячная пара, рулевой механизм, динамика, заклинивание механизма, исследование, экспертиза.*

В практике автотехнической экспертизы нередко возникает вопрос о дорожно-транспортном происшествии (ДТП) вследствие заклинивания рулевого механизма.

Под заклиниванием рулевого механизма будем понимать такое его состояние, при котором механизм не может выполнять заданные функции вследствие блокировки его деталей, т. е. из-за возникновения отказа в результате нарушения кинематики.

При заклинивании рулевого механизма червяк и ролик лишаются возможности вращаться, в результате чего поворот управляемых колес исключается и перемещение центра масс автомобиля с этого момента в случае движения без заноса осуществляется по траектории постоянной кривизны (влиянием увода автомобиля пренебрегаем). Непременным условием заклинивания рулевого механизма является соответствие места расположения следов заклинивания на рабочих поверхностях червячной пары среднему углу поворота управляемых колес автомобиля (углу между продольной вертикальной плоскостью автомобиля и вектором скорости средней точки передней оси) или радиусу кривизны перемещения центра масс.

В процессе исследования целесообразно определить следующее.

1. Форму и направление следов заклинивания на рабочих поверхностях червячной пары с учетом кинематики поворота управляемых колес в создавшейся дорожно-транспортной ситуации.

2. Соответствие места расположения следов заклинивания червячной пары углу поворота управляемых колес и радиусу кривизны траектории центра масс автомобиля с момента возникновения опасности (с момента заклинивания).

3. Расположение постороннего предмета относительно червячной пары и возможность перемещения его в рулевом механизме.

4. Возможность размещения заданного постороннего предмета в зацеплении червячной пары в месте нахождения следов заклинивания.

Рассмотрим методику исследования каждого из перечисленных выше вопросов.

1. Форма и направление следов заклинивания на рабочих поверхностях червячной пары с учетом кинематики поворота управляемых колес в создавшейся дорожно-транспортной ситуации

Каждый предмет имеет соответствующую форму, размеры и твердость. При попадании такого предмета между поверхностями червяка и ролика он будет разрушаться или расплющиваться при недостаточной твердости или вклиниваться в тело червячной пары острыми выступающими частями при его высокой твердости, оставляя след в виде вмятин, задиров, сдвига металла, рисок, царапин и т. п.

След на червячной паре при ее заклинивании будет иметь дугообразную форму. Однако если при передаче усилия от рулевого колеса (червяк — ведущий, ролик — ведомый) след располагается на рабочей поверхности червяка вдоль его витка, а на ролике пересекает рабочую поверхность гребня, то при передаче усилия со стороны сошки (ролик — ведущий, червяк — ведомый) след располагается на рабочей поверхности ролика вдоль гребня, а на червяке пересекает рабочую поверхность витка. Направление изгиба дуги следа (вершина сегмента), пересекающего рабочую поверхность ролика или червяка, будет зависеть от места расположения предмета (снизу или сверху червячной пары) при его затягивании червяком или роликом.

След, образованный предметом на рабочих поверхностях червячной пары, указывает направление сдвига (задира) металла. При передаче усилия от рулевого колеса сдвиг металла происходит в сторону, противоположную направлению вращения червяка, а при передаче усилия со стороны сошки — в сторону, противоположную направлению вращения ролика.

2. Соответствие места расположения следов заклинивания червячной пары углу поворота управляемых колес и радиусу кривизны траектории центра масс автомобиля с момента возникновения опасности (с момента заклинивания)

Исследования проводятся с целью проверки соблюдения условия заклинивания рулевого механизма.

Зависимость среднего угла поворота управляемых колес $\alpha_{ср}$ от угла поворота θ рулевого колеса или глобоидального червяка выражается формулой:

$$\alpha_{ср} = \frac{\theta}{i_м i_п}, \qquad (1)$$

где θ — угол поворота рулевого колеса или глобоидального червяка от нейтрального положения управляемых колес или от среднего сечения червяка, °; $i_м$ — передаточное число рулевого механизма; $i_п$ — передаточное число рулевого привода.

С другой стороны, связь между средним углом поворота управляемых колес $\alpha_{ср}$ и радиусом R кривизны траектории центра масс автомобиля выражается зависимостью:

$$R = \frac{L}{\mathrm{tg}(\alpha_р)}, \qquad (2)$$

где L — колесная база автомобиля, м.

Тогда зависимость между радиусом R кривизны траектории центра масс автомобиля и углом поворота рулевого колеса θ (глобоидального червяка) следующая:

$$R = \frac{L i_м i_п}{\mathrm{tg}\theta}. \qquad (3)$$

Таким образом, место расположения следов заклинивания на червяке-ролике позволяет определить угол поворота червяка относительно его среднего сечения в момент заклинивания, направление и угол поворота управляемых колес в этот момент, а также радиус кривизны перемещения центра масс автомобиля с момента заклинивания до места происшествия.

Фактический радиус траектории $R_ф$ перемещения центра масс автомобиля в конкретной дорожно-транспортной ситуации будет определяться из продольного и поперечного перемещения автомобиля с момента возникновения опасности (с момента клинения рулевого механизма) до места происшествия, исходя из данных схемы к протоколу осмотра места происшествия:

$$R_ф = \frac{x^2 + y^2}{2y}, \qquad (4)$$

где x и y — соответственно продольное и поперечное перемещения центра масс автомобиля с момента заклинивания рулевого механизма до места происшествия (наезда, столкновения, опрокидывания и т. п.), м.

Условием заклинивания рулевого механизма является соответствие радиуса кривизны траектории центра массы автомобиля, определенного по следам на червячной паре, фактическому радиусу перемещения центра массы автомобиля, определенному из схемы к протоколу осмотра места ДТП. Если это условие не соблюдается, значит следы на червячной паре не находятся в причинно-следственной связи с происшествием.

3. Расположение постороннего предмета относительно червячной пары и возможность перемещения его в рулевом механизме

Посторонний предмет будет затягиваться червячной парой в случае, когда близлежащие точки контакта рабочих поверхностей будут приближаться навстречу друг другу при вращении червяка и ролика. В случае удаления точек контакта червячной пары предмет будет выталкиваться. Принимая это во внимание, исходя из конструкции конкретного рулевого механизма и кинематики поворота управляемых колес в рассматриваемой дорожно-транспортной ситуации, можно определить место расположения предмета (сверху или снизу червячной пары) в момент заклинивания и оценить возможность попадания туда предмета при движении автомобиля вправо (влево) с учетом действия на него возмущающих сил и сил сопротивления перемещению.

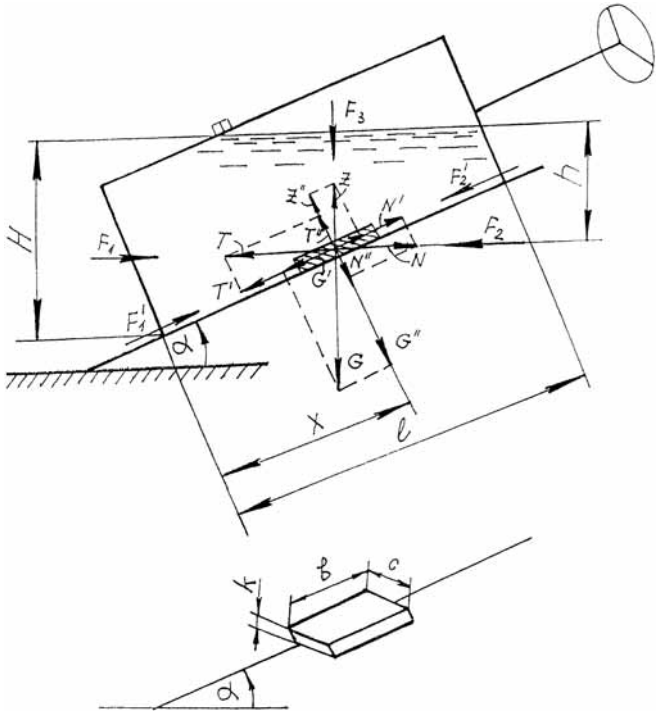


Рис. 1. Схема сил, действующих на пластину в рулевом механизме

На рис. 1 представлена схема сил, действующих на посторонний предмет при торможении, разгоне и наезде автомобиля на препятствие.

В статике в результате действия силы тяжести $G = mg$ возникают сталкивающая $G' = mg\sin\alpha$ и прижимающая $G'' = mg\cos\alpha$ силы (где m — масса предмета; g — ускорение силы тяжести, α — угол наклона рулевого механизма).

В динамике:

— при торможении автомобиля действует сила инерции T, стремящаяся оторвать предмет от днища картера, и сила T', стягивающая предмет в низшую точку картера:

$$T = mj_з; \qquad (5)$$

$$T' = T\cos\alpha + G' = mj_з\cos\alpha + mg\sin\alpha; \qquad (6)$$

— при разгоне автомобиля — сила инерции N, прижимающая предмет к днищу картера, и сила N', стремящаяся переместить предмет вверх вдоль днища картера:

$$N = mj_а; \qquad (7)$$

$$N' = N\cos\alpha - G' = mj_а\cos\alpha - mg\sin\alpha; \qquad (8)$$

— при переезде автомобиля через неровности на предмет действует подъемная сила, стремящаяся переместить предмет вертикально вверх в направлении червячной пары:

$$Z = mj_h - G = mj_h - mg = m(j_h - g), \qquad (9)$$

где $j_з$, $j_а$ и j_h — соответственно замедление и ускорения (горизонтальное и вертикальное) автомобиля, м/с^2.

Очевидно, что предмет будет перемещаться вертикально вверх только в том случае, если, во-первых, вертикальные ускорения j_h превышают ускорения силы тяжести g, т. е. $j_h > 9{,}8$ м/с^2 и, во-вторых, если подъемная сила будет больше силы сопротивления перемещению предмета в масле. Так как в реальных эксплуатационных условиях даже при переезде через неровности вертикальные ускорения j_h значительно меньше g, то становится очевидным, что перемещение предмета

Таблица 1

α, °	j_3, м/с^2	j_a, м/с^2	j_h, м/с^2	p_0, кПа	γ, Н/м^3	H, м	x, м	l, м	h, м	p, кПа
30	6,7	2,0	9,8	96,2	8829	0,064	0,033	0,066	0,032	96,5

вертикально вверх, и тем более в масле, будет исключено.

Силы сопротивления перемещению предмета в масле:

— при торможении автомобиля

$$F_1 = p(S_1 + S_2); \quad (10)$$

$$F_1' = pS_3; \quad (11)$$

— при разгоне автомобиля

$$F_2' = F_1' = pS_3; \quad (12)$$

— при переезде автомобилем неровностей

$$F_3 = p(S_4 + S_5). \quad (13)$$

где p — гидростатическое давление на глубине h (кПа); $p = p_o + \gamma h$, p_o — атмосферное давление (кПа); γ — удельный вес масла ТАД-17И при температуре 25 °С, Н/м^3, h — высота масла над центром массы предмета, м; $h = Hx/l$, H — высота масла в низшей точке картера рулевого механизма, м, x — расстояние от низшей точки картера рулевого механизма до центра массы предмета, м, l — длина картера рулевого механизма, м; S_1 и S_2 — площади проекций предмета прямоугольной формы на вертикальную плоскость, м^2, $S_1 = bc\sin\alpha$; $S_2 = ck\,\mathrm{ctg}\,\alpha$ (см. рис. 1); S_3 — площадь предмета вдоль оси червяка (днища картера), м^2, $S_3 = ck$; S_4 и S_5 — площади проекций предмета на горизонтальную плоскость, м^2: $S_4 = bc\cos\alpha$; $S_5 = ck\,\mathrm{tg}\,\alpha$.

Анализ сил, действующих на посторонний предмет в картере рулевого механизма, показывает, что перемещение предмета будет возможно лишь тогда, когда возмущающие силы при движении автомобиля в соответствующем режиме будут больше сил сопротивления перемещению предмета в рулевом механизме. Очевидно, чем будет больше масса предмета и меньшие его габаритные размеры, чем меньше плотность масла и глубина расположения предмета, тем вероятнее будет возможность такого перемещения.

Рассмотрим, возможно ли перемещение предмета массой $m = 0{,}004$ кг, размерами: $b = 0{,}008$ м, $c = 0{,}004$ м и $k = 0{,}0015$ м (см. рис. 1) в масле рулевого механизма автомобиля ВАЗ "Жигули" при максимальных значениях возмущающих сил. Исходные данные для расчета по формулам (5)—(13) представлены в табл. 1.

Результаты расчета приведены в табл. 2.

Сравнение значений возмущающих сил и сил сопротивления перемещению показывает, что даже при максимальных значениях возмущающих сил перемещение предмета будет отсутствовать, так как возмущающие силы по абсолютному значению практически на один порядок ниже значений сил сопротивления перемещению:

$$T = 0{,}26H < F_1 = 2{,}51H;$$

$$T' = 0{,}42H < F_1' = 0{,}58H;$$

$$N' = -0{,}13\text{Н} < F_2' = 0{,}58H;$$

$$Z = 0\text{Н} < F_3 = 2{,}89H.$$

Можно утверждать, что аналогичная картина будет иметь место во всех руле-

Таблица 2

F_1, Н	F_1', Н	F_2', Н	F_3, Н	T, Н	T', Н	N', Н	Z, Н
2,51	0,58	0,58	2,89	0,26	0,42	–0,13	0

вых механизмах, не совмещенных с гидроусилителем рулевого управления (все отечественные автомобили кроме ЗИЛ и КАМАЗ), так как, во-первых, во всех этих механизмах применяются масла, плотность которых практически одинаковая, и, во-вторых, масло находится в состоянии покоя.

Что касается рулевых механизмов, совмещенных с рулевым гидроусилителем (на автомобилях ЗИЛ и КАМАЗ), то необходимо отметить следующее. В этих рулевых механизмах масло нагнетается в полость силового цилиндра насосом под давлением 6370—6870 кПа, завихряется и может, на первый взгляд, оказывать воздействие на перемещение попавшего туда предмета. Однако следует учитывать, что такие рулевые механизмы находятся в одном корпусе с гидроусилителем рулевого управления и представляют собой единую закрытую и замкнутую систему, в которой масло в процессе эксплуатации автомобиля не меняется, подается в корпус по каналам диаметром не более 4 мм, постоянно циркулирует и фильтруется. Кроме того, при производстве этих рулевых механизмов на заводе-изготовителе особое внимание уделяется их сборке и испытанию, что исключает вероятность попадания туда посторонних предметов. В таких рулевых механизмах могут быть обнаружены небольшие твердые частицы в виде песка или стружки в случае умышленного их введения посторонним лицом в гидравлическую систему через бачок насоса гидроусилителя при снятой предварительно фильтрующей сетке. Однако в этом случае быстрее выйдет из строя насос гидроусилителя, чем твердые частицы попадут в зацепление поршня—рейки и сектора. Даже если предположить, что такие частицы могли бы попасть в зацепление рейки—сектора, то на их рабочих поверхностях могли бы остаться следы вдавливания (сдвига) частиц в металл, но заклинивание рулевого механизма вряд ли произошло бы вследствие того, что на поршень-рейку действует сила 4 тс, стремящаяся сместить рейку относительно сектора и равная

$$F = PS = 40\,544H,$$

где $p = 6{,}37$ МПа — давление масла в рулевом механизме, развиваемое насосом гидроусилителя; $S = \pi r^2 = 3{,}14 \cdot 0{,}075^2 = 0{,}0064$ м^2 — площадь поршня рейки (силового цилиндра); $r = 4{,}5$ см — радиус силового цилиндра (поршня—рейки).

4. *Возможность размещения заданного постороннего предмета в зацеплении червячной пары в месте нахождения следов клинения*

При решении вопроса о возможности размещения предмета определенного размера между червяком и роликом в месте совмещения следов клинения необходимо учитывать следующее.

Автомобиль большую часть времени движется в прямолинейном направлении, т. е. при положении ролика в среднем сечении червяка. Именно в этом сечении червяк имеет наибольший износ. Вследствие износа рабочих поверхностей червяка и ролика в рулевом механизме появляются зазоры (люфты), которые отрицательно влияют на курсовую устойчивость автомобиля (водитель плохо "чувствует дорогу", а автомобиль "рыскает" на дороге). Поэтому при износе рабочих поверхностей червячной пары правильное ее зацепление (допустимый зазор) восстанавливается регулировкой. Конструктивно же зацепление ролика с червяком выполняется беззазорным при положении управляемых колес, соответствующем прямолинейному направлению движения (в среднем сечении червяка), и с определенными зазорами (радиальными $\Delta R_м$ и боковыми $\Delta S_м$) при отклонении ролика в крайнее левое или правое положение

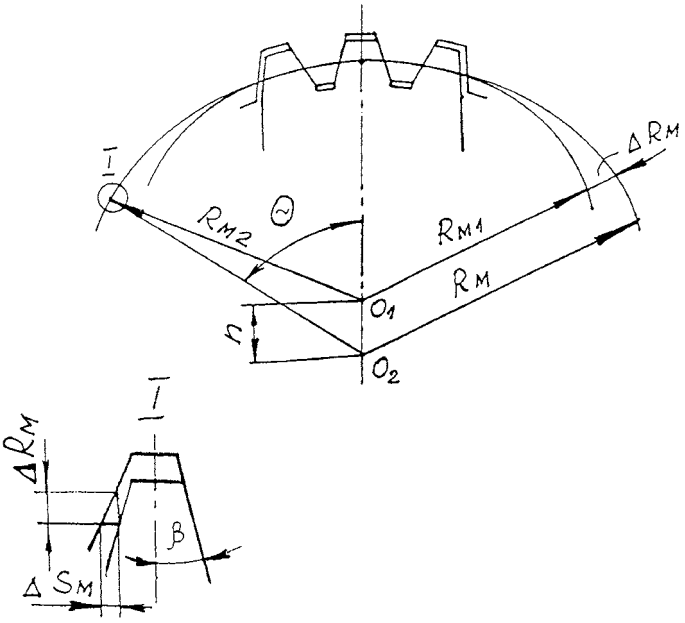


Рис. 2. Схема зацепления глобоидальной передачи рулевого механизма

(рис. 2). Зазоры в крайних положениях ролика увеличиваются вследствие смещения оси вала сошки O_1 от центра начальной образующей червяка O_2 к оси червяка на расстояние n, необходимое для регулировки зацепления червячной пары. Радиус зацепления (соприкосновения) $R_{м1}$ в крайних положениях червяка и ролика всегда меньше радиуса беззазорного зацепления $R_{м2}$.

Боковой зазор в месте совмещения следов на ролике и червяке при беззазорном их зацеплении в среднем сечении червяка

$$\Delta S_м = 2\Delta R_м \mathrm{tg}\beta, \qquad (14)$$

где β — половина угла при вершине гребня ролика (см. рис. 2), °; $\Delta R_м$ — радиальный зазор в месте совмещения следов клинения на ролике и червяке, мм;

$$\Delta R_м = R_{м2} - R_{м1} = \\ = \sqrt{R_м^2 + n^2 + 2nR_м\cos\theta} - R_{м1};$$

$R_м$ — радиус начальной образующей червяка, мм; $R_{м1}$ — рабочий радиус зацепления, мм; $R_{м2}$ — радиус беззазорного зацепления, мм; n — смещение оси вала сошки от начальной образующей червяка, мм; θ — угол поворота сошки от нейтрального положения до совмещения следов клинения на ролике и червяке, °.

Сравнивая фактические размеры постороннего предмета с величиной бокового зазора в месте совмещения следов на червяке и ролике, можно констатировать о возможности или невозможности размещения этого предмета в зацеплении червячной пары. Например, для автомобиля "Волга" при $R_м = 51$ мм, $R_{м1} = 45$ мм, $n = 6$ мм и $\theta = 20°$ радиальный зазор в месте совмещения следов на червяке и ролике составляет 0,7 мм, а боковой при $\beta = 30°$ соответственно 0,8 мм. При толщине пластины 1,5 мм (см. рис. 1) и достаточной ее твердости захват пластины рабочими поверхностями червячной пары исключается, так как ее толщина больше величины бокового зазора.

В заключение следует обратить внимание на следующее.

В экспертной практике приходится решать вопросы о возможном якобы заклинивании рулевого механизма, имеющего повышенный износ червяка и ролика. В этой связи необходимо отметить, что техническое состояние рулевого управления оценивается в основном по свободному ходу рулевого колеса и усилию его поворота. В результате износа червячной пары на ее рабочих поверхностях появляются зазоры вследствие образовавшихся в среднем сечении червяка впадин, лунок и т. п. При больших износах даже после устранения регулировкой повышенных зазоров и обеспечения необходимого усилия поворота управляемого колеса ощущается эффект "заедания" в виде рывков при повороте рулевого колеса. Однако такое "заедание" не может рассматриваться как заклинивание рулевого механизма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лысов, М. И.** Рулевые управления автомобилей [Текст] / М. И. Лысов. М.: Машиностроение, 1972. — 344 с.
2. **Гоникберг, Е. М.** Рулевое управление грузового автомобиля с гидроусилителем [Текст] / Е. М. Гонникберг, А. А. Гольбрейхт. — М.: Транспорт, 1969. — 80 с.
3. **Гинцбург, Л. Л.** Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. [Текст] / Л. Л. Гинцбург. — М.: Машиностроение, 1972. — 120 с.
4. **Боровский, Б. Е.** Безопасность движения автомобильного транспорта [Текст] / Б. Е. Боровский. — Л.: Лениздат, 1984. — 304 с.

УДК 629.113

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
И. И. Салахов,
В. В. Волошко,
инж-ры,
Камск. гос. инж.-экономич. акад. (ИНЭКА),
г. Набережные Челны
E-mail: faskhiev@mail.ru

Универсальный многопоточный дифференциальный механизм — модуль автоматических коробок передач

Рассмотрены тенденции и проблемы создания современных автоматических трансмиссий. Представлены кинематические схемы и конструкции новых автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма.

Ключевые слова: *автоматическая коробка передач, планетарная система, универсальный многопоточный дифференциальный механизм.*

Введение. Использование коробок передач планетарного типа в автоматических трансмиссиях транспортных средств обусловлено возможностью получения малогабаритной, компактной конструкции, легко вписываемой в ограниченное габаритными размерами кузова пространство и обеспечивающей экономичность, динамичность, комфорт, безопасность движения.

На сегодняшний день можно выделить две тенденции развития трансмиссий с автоматической коробкой передач (АКП). Одна из них характеризуется постоянным увеличением числа передач, что вызвано потребностью значительного улучшения топливно-экономических показателей автомобилей. Вторая тенденция развития — совершенствование электронного блока управления и его программного обеспечения, обусловленное требованиями к эксплуатационным свойствам автотранспортных средств.

Анализ автоматических коробок передач. В настоящее время для повышения тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобилей применяются коробки передач с числом передач от пяти и выше для легковых и некоторых грузовых автомобилей и от восьми передач и выше — для грузовых автомобилей, например для магистральных тягачей. Увеличение числа передач достигается за счет того, что изменяют уже существующие схемы, используя дополнительные планетарные ряды [1, 3].

Недостатком указанных конструкций коробок передач является необходимость изменения кинематической схемы при изменении числа передач, что значительно усложняет конструкцию вследствие увеличения числа зубчатых зацеплений и элементов управления, приводит к повышению массы и габаритных размеров трансмиссии, вызывает рост потерь мощности из-за большого числа зубчатых зацеплений, ведомых элементов, подшипниковых узлов. Следует отметить, что ненагруженное зубчатое зацепление планетарного механизма, наряду с зацеплением, передающим мощность, снижает КПД механизма.

Большинство планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем [2]:

— системе Симпсона;

— системе Равиньо (со сцепленными сателлитами).

Эти планетарные системы позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехстепенные с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементов, в том числе две фрикционные блокирующие муфты, два фрикционных тормоза и муфта свободного хода. Из анализа

планетарных систем при числе передач, равном четырем, следует отдать предпочтение применению АКП с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Это объясняется тем, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы — трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач, равном четырем, АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности, двух фрикционов и существенного усложнения системы управления.

Учитывая изложенное выше, при числе передач, равном четырем, всегда более перспективно применение АКП с двумя степенями свободы. Одним из недостатков таких систем считается большая металлоемкость из-за наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом — возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, и значительно более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможно и при построении структуры многоскоростных АКП, если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухстепенной АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев для уменьшения металлоемкости и габаритных размеров.

Модуль автоматических коробок передач. В качестве модуля при создании ступенчатых АКП проблемной лабораторией "Дифференциальные зубчатые и гидромеханические вариаторы" ИНЭКА разработана планетарная система (ПС), названная универсальным многопоточным дифференциальным механизмом (УМДМ) [4].

Эта ПС УМДМ позволяет получить значения внутренних передаточных отношений, очень близкие или полностью совпадающие с расчетными, что является отличительным свойством двухстепенных АКП. Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При этом ПС УМДМ в отличие от указанных выше схем при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач: три понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементов, в том числе фрикционная блокирующая муфта и четыре фрикционных тормоза. Схема ПС УМДМ приведена на рис. 1.

ПС УМДМ состоит из трех планетарных рядов, включающих в себя четыре ос-

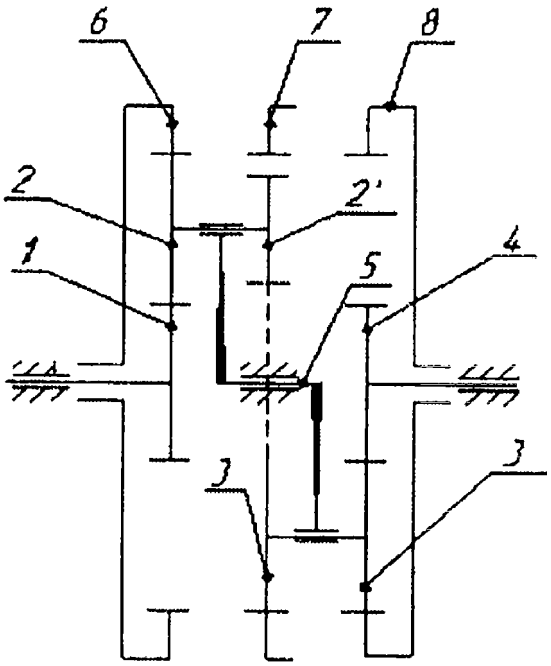


Рис. 1. Кинематическая схема ПС УМДМ:

1, 4 — солнечные центральные шестерни; 2—2′, 3—3″ — сцепленные двухвенцовые сателлиты; 5 — водило; 6—8 — коронные колеса

новных типа дифференциальных механизмов с общим водилом. Первый планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила 5, сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила 5, сцепленных сателлитов 2′, 3 и коронного колеса 7, третий планетарный ряд — из солнечной центральной шестерни 4, водила 5 сателлитов 3′ и коронного колеса 8.

В то же время первый планетарный ряд, сцепленные сателлиты 2—2′, 3—3′ и коронное колесо 8 представляют собой дифференциальный механизм с отрицательным значением передаточного отношения между коронными колесами 6 и 8. Солнечная центральная шестерня 1, второй планетарный ряд, сателлиты 3′, коронное колесо 8 представляют собой дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между коронными колесами 7 и 8. Солнечная центральная шестерня 1, водило 5, сцепленные сателлиты 2—2′ и 3—3′, солнечная центральная шестерня 4 являются дифференциальным механизмом с отрицательными значениями передаточных отношений между солнечными центральными шестернями 1, 4.

Солнечная центральная шестерня 1, водило 5, сцепленные сателлиты 2—2′, 3—3′, коронное колесо 8 представляют собой дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между солнечной шестерней 1 и коронным колесом 8.

Таким образом, многопоточный дифференциальный механизм представляет собой совокупность четырех дифференциальных механизмов с общим для всех четырех дифференциальных механизмов водилом 5.

Применение УМДМ в структуре АКП в качестве модуля позволяет решать задачу создания АКП различного назначения и для разных режимов работы, а также решить техническую задачу по улучшению характеристик трансмиссий транспортных средств за счет достижения технического результата, который заключается в следующем:

— увеличение диапазона изменения передаточных отношений;

— уменьшение шага между передачами в пределах принятого диапазона;

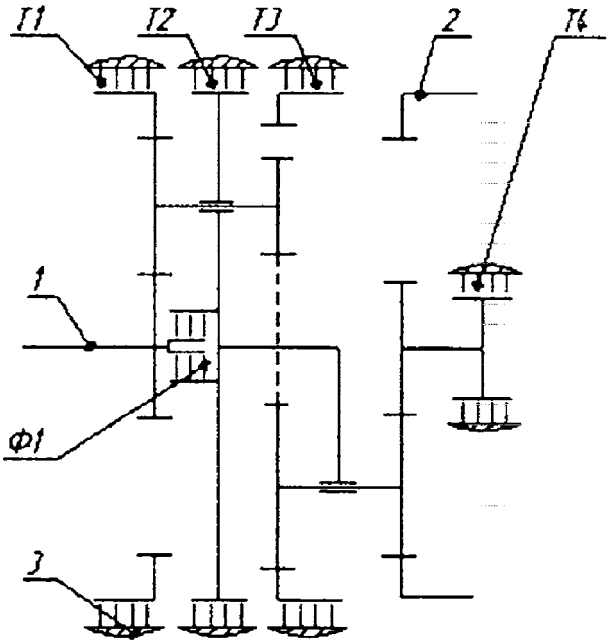


Рис. 2. Кинематическая схема автоматической 4-ступенчатой АКП:

1 — входное звено; 2 — выходное звено; 3 — корпус коробки передач; Ф1 — фрикционная блокирующая муфта; Т1—Т4 — фрикционные тормоза

— улучшение тягово-динамической и топливно-экономической характеристик за счет увеличения числа передач до 8—12;

— уменьшение энерговооруженности коробки передач, так как для получения передачи включается один или два управляющих элемента, что ведет к упрощению системы управления и меньшему отбору мощности от двигателя транспортного средства;

— увеличение КПД АКП за счет коротких кинематических цепей;

— расширение типов трансмиссий.

Автоматические коробки передач на основе ПС УМДМ. В настоящее время на основе предложенного модуля разработаны различные варианты кинематических схем для 4-, 8-, 12-ступенчатых АКП, а также методы их кинематического и силового расчета.

Для варианта конструкции (рис. 2), когда входным звеном является солнечная центральная шестерня первого планетарного ряда УМДМ, при последовательном включении только одного управляющего элемента получаем четыре передачи прямого хода: нейтральная; понижающие (1—3 передачи); прямая; задняя передача.

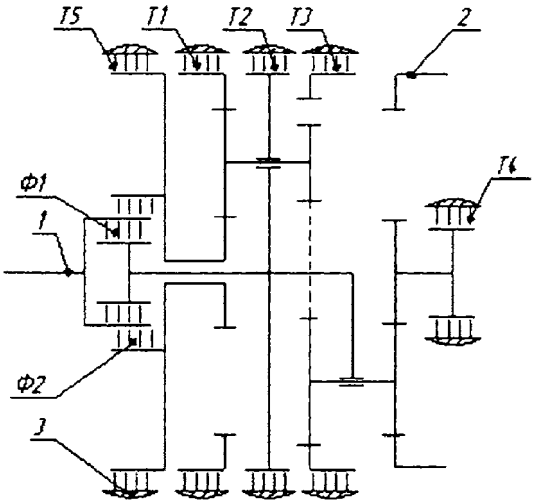


Рис. 3. Кинематическая схема автоматической 8-ступенчатой планетарной коробки передач с одной передачей заднего хода:

1 — входное звено; 2 — выходное звено; 3 — корпус коробки передач; Ф1, Ф1 — фрикционные блокирующие муфты; Т1—Т5 — фрикционные тормоза

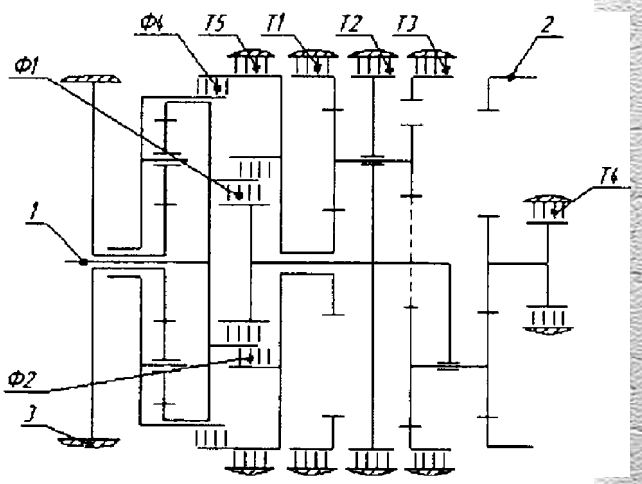


Рис. 5. Кинематическая схема автоматической 12-ступенчатой планетарной коробки передач с двумя передачами заднего хода:

1— входное звено; 2 — выходное звено; 3 — корпус коробки передач; 4 — муфта свободного хода; Ф1, Ф2, Ф4 — фрикционные блокирующие муфты; Т1—Т5 — фрикционные тормоза

В варианте конструкции (рис. 3), предусматривающем возможность последовательного соединения солнечной центральной шестерни первого планетарного ряда и водила с помощью фрикционных блокирующих муфт с входным звеном УМДМ и последовательным одновременным включением двух управляющих элементов, получаем восемь передач прямого хода, в том числе две повышающие: нейтральная; понижающие (1—5 передачи); прямая; повышающие (7—8 передачи); задняя передача.

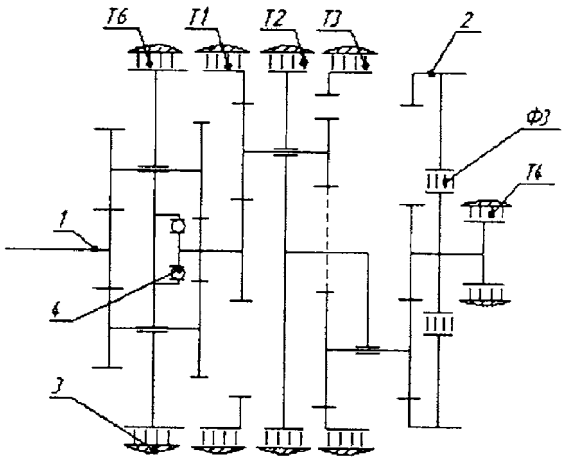


Рис. 4. Кинематическая схема автоматической 8-ступенчатой планетарной коробки передач с двумя передачами заднего хода:

1 — входное звено; 2 — выходное звено; 3 — корпус коробки передач; 4 — муфта свободного хода; Ф3 — фрикционная блокирующая муфта; Т1—Т6 — фрикционные тормоза

В варианте конструкции (рис. 4), реализующем использование дополнительного повышающего с положительным внутренним передаточным отношением планетарного ряда (делителя) совместно с УМДМ, при включении поочередно одного, а затем одновременно двух управляющих элементов получаем восемь передач прямого хода и две передачи заднего хода: нейтральная; понижающие (1—6 передачи); прямая; повышающая (8 передача); задняя передача (1—2 передачи).

В варианте конструкции (рис. 5), реализующем использование дополнительного понижающего планетарного ряда с отрицательным внутренним передаточным отношением совместно с УМДМ, последовательное соединение солнечной центральной шестерни первого планетарного ряда и водила с помощью фрикционных блокирующих муфт с входным звеном коробки передач, а затем водила

дополнительного планетарного ряда с фрикционной блокирующей муфтой и с солнечной центральной шестерней первого планетарного ряда при одновременном включении двух управляющих элементов имеем двенадцать передач прямого хода, в том числе две повышающих, и две передачи заднего хода: нейтральная; понижающие (1—9 передачи); прямая; повышающие (11—12 передачи); задняя передача (1—2 передачи).

Заключение. Разработанные кинематические схемы позволяют в автоматических ступенчатых планетарных коробках передач, имеющих в своей основе ПС УМДМ, обеспечить от четырех до двенадцати передач переднего хода. Дискретность передаточных чисел АКП значительно меньше, что обеспечивает большую способность двигателю приспосабливаться к изменяющимся условиям дорожного сопротивления и позволяет автомобилю достичь более высоких тягово-динамических и топливно-экономических показателей.

Высокий КПД обеспечивается вследствие коротких кинематических цепей и совмещения двух движений, одно из которых является переносным. Значительно меньшие энергозатраты на создание высокого давления в гидросистеме управления АКП достигаются в результате минимального использования фрикционных блокирующих муфт, в гидросистемах управления которых и происходят максимальные потери рабочей жидкости через вращающиеся уплотнения.

Переключение передач осуществляется без разрыва потока мощности за счет минимального числа одновременно переключаемых управляющих элементов. Габаритные размеры АКП уменьшаются в результате минимального числа планетарных рядов, объединенных в УМДМ общим водилом, и уменьшением числа управляющих элементов при одном и том же числе передач.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Косенков, А. А.** Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий [Текст] / А. А. Косенков. — Ростов н/Д: "Феникс", 2003. — 416 с.
2. **Кожевников, С. Н.** Теория механизмов и машин [Текст] / С. Н. Кожевников. — М.: Машиностроение, 1969. — 584 с.
3. **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В. М. Шарипов. — М.: Машиностроение, 2004. — 590 с.
4. **Пат. РФ № 2384773** "Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач" от 20.03.2010 г.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2010 г.

При подписке через издательство Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией

в отдел продаж, маркетинга и рекламы

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97

E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

УДК 629.014.5

Е. Е. Баженов,
канд. техн. наук,
Уральск. гос. техн. ун-т — УПИ,
г. Екатеринбург
E-mail: st194@yandex.ru

Выбор рациональной величины крутящего момента, реализуемого на движителе сочлененной транспортной системы. Стохастическая оценка проходимости

Предложен метод имитационного моделирования при определении величины крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам сочлененных транспортных средств. В основе рассмотренного метода – стохастический подход к оценке проходимости транспортных средств и определение минимальной вероятности потери проходимости при различных реализациях продольной силы на движителях.

Ключевые слова: *сочлененные транспортные и технологические системы, активные сочлененные транспортные и технологические системы, оценка проходимости, сила сцепления, сила сопротивления, детерминированный подход, стохастический подход, вероятность потери проходимости.*

Работа транспортно-технологических машин в некоторых отраслях экономики весьма специфична. Это связано с их эксплуатацией на временных дорогах или в условиях бездорожья. В лесной промышленности, например, эксплуатация транспортных и технологических систем происходит в основном на упрощенных временных дорогах, которые составляют около 40 % лесовозных дорог всех типов. В сельском хозяйстве удельный вес транспортных работ в годовой эксплуатации колесных тракторов превышает 50 % и большая часть их приходится на временные дороги, работу в полевых условиях и т. п. При неблагоприятных погодных условиях, особенно в зонах "рискованного земледелия", такие дороги становятся существенным препятствием при транспортировке продукции.

Появление новых, более энергонасыщенных многооперационных машин позволяет механизировать большинство работ в отраслях сельского хозяйства, лесного, нефтегазового и горнодобывающего комплексов и других направлениях национальной экономики. Применение полноприводных транспортных и транспортно-технологических систем на основе активизации прицепного состава является одним из перспективных направлений в решении многих задач, возникающих при эксплуатации транспортных и технологических комплексов в условиях зимних дорог, грунтовых дорог в период распутицы и других специфических условиях.

Понятие "сочлененная транспортная система" (СТС) весьма широко и включает целый спектр транспортных, технологических и транспортно-технологических машин, имеющих, как минимум, две секции, соединенные между собой шарниром с одной или более степенями свободы. Кроме того, некоторые СТС имеют специфическую конструкцию рулевого управления. Распределение силового потока от источника энергии между тяговой и прицепной (технологической) секциями СТС ведет к созданию отдельного класса машин — активные сочлененные транспортные системы (АСТС). Как частный, но довольно широко распространенный, случай АСТС рассматриваются автопоезда с активными прицепами (ААП).

В качестве критерия оценки опорно-сцепной возможности движения автотранспортного средства (АТС) в конкретных дорожных условиях используется неравенство

$$P_\psi \leqslant P_к \leqslant P_\varphi, \qquad (1)$$

где P_ψ — суммарная сила сопротивления движению АСТС; P_φ — суммарная сила сцепления колес АСТС с опорной поверхностью; $P_к$ — сумма элементарных касательных реакций в зоне контакта ведущих колес с опорной поверхностью.

Несоблюдение неравенства (1) ведет к потере проходимости или из-за низких сцепных возможностей движителя с опорной поверхностью или недостатка тяговых возможностей транспортного средства. При предварительном тяговом расчете считается, что если величина тяговой силы лежит в интервале, ограниченном, с одной стороны, максимальной силой сопротивления движению, а с другой стороны, — силой сцепления движителя с опорной поверхностью, то в данных дорожных условиях транспортному средству обеспечивается проходимость. Эти соображения положены в основу детерминированного подхода к выбору величины крутящего момента, подводимого к движителю прицепа ААП [1]. Тяговый расчет, проводимый на основании неравенства (1), не учитывает стохастический характер изменения коэффициентов ψ и φ суммарного сопротивления движению и сцепления движителя с грунтом.

Коэффициент суммарного сопротивления движению и коэффициент сцепления движителя с грунтом носят не детерминированный, а стохастический характер [2—4]. На основании обработки статистического материала получены законы распределения случайных значений коэффициентов суммарного сопротивления и сцепления:

ψ — подчиняется нормальному закону распределения;

φ — подчиняется двухпараметрическому закону распределения Вейбулла при отрицательном коэффициенте асимметрии и параметре формы больше четырех или усеченному нормальному распределению.

Таким образом, возможна ситуация, когда в силу существования разброса случайных значений коэффициентов сцепления и суммарного сопротивления движению, значение силы тяги движителей будет находиться вне диапазона, определяемого неравенством (1).

Статистически величина коэффициента суммарного сопротивления движению ψ определяется по выражению

$$\bar{\psi} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^{k} \psi_{ij},$$

где ψ_{ij} — j-е значение величины ψ_i, измеренной на одном из типичных k участков дороги.

Для оценки надежности АТС при испытании обычно принимают следующие значения пробегов в различных дорожных условиях (для полноприводных автомобилей в процентах) и вероятности p_i появления дорог того или иного типа:

усовершенствованные дороги — 20, $p_1 = 0{,}2$;

булыжные, гравийные, щебеночные — 30, $p_2 = 0{,}3$;

грунтовые дороги в удовлетворительном состоянии — 30, $p_3 = 0{,}3$;

разбитые грунтовые дороги — 10, $p_4 = 0{,}1$;

грунтовые дороги в распутицу, бездорожье — 10, $p_5 = 0{,}1$.

Вместо функции плотности распределения $f(\psi)$ на практике используют функцию вероятности распределения $p(\psi)$, которая определяет вероятность появления на участке дороги определенного сопротивления движению.

Для какого-либо интервала значений ψ_1 и ψ_2:

$$p\{\psi_1 < \psi < \psi_2\} = \int_{\psi_1}^{\psi_2} f(\psi)d\psi =$$

$$= \frac{1}{\sigma_\psi\sqrt{2\pi}} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \exp^{\frac{(\psi - m_\psi)}{2\sigma_\psi^2}} d\psi.$$

где m_ψ и σ_ψ — значения соответственно математического ожидания и среднего квадратического отклонения коэффициента ψ.

Из графика этой функции определяются параметры распределения и относительные различные значения коэффициента ψ.

Таблица

Значения m_ψ и σ_ψ в зависимости от дорожных условий

Дорога	m_ψ	σ_ψ
С твердым покрытием	0,022	0,012
Булыжные, гравийные, щебеночные	0,032	0,018
грунтовая в удовлетворительном состоянии	0,045	0,022
Разбитая грунтовая	0,08	0,030
Бездорожье	0,16	0,045

Выполняется правило трех сигм:

$$m_\psi = \pm\sigma_\psi \to 68{,}26\ \%;$$
$$m_\psi = \pm 2\sigma_\psi \to 95{,}45\ \%;$$
$$m_\psi = \pm 3\sigma_\psi \to 99{,}73\ \%.$$

Значения математического ожидания и среднего квадратического отклонения коэффициента суммарного сопротивления движению для различных дорожных условий приведены в таблице.

Изменения коэффициента φ более широки, чем коэффициента ψ (рис. 1), и не подчиняются нормальному распределению (так как существует воздействие климатических факторов и осадков).

Условие движения (1) можно записать иначе:

$$\psi < D < \varphi,$$

где D — динамический фактор.

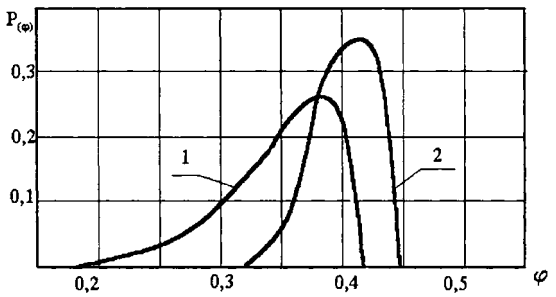


Рис. 1. Плотность распределения значений коэффициента сцепления для различных грунтовых условий:

1 — грунтовая дорога удовлетворительного состояния; 2 — грунтовая дорога в распутицу

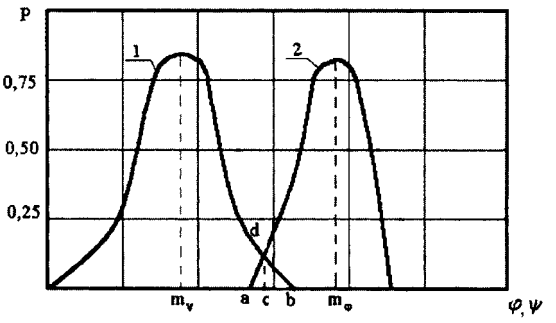


Рис. 2. Плотности распределения значений коэффициентов суммарного сопротивления движению (1) и сцепления (2)

Таким образом, в силу разброса случайных величин ψ и φ значение D будет находиться в пределах диапазона, определяемого этим неравенством.

На рис. 2 представлены плотности распределения случайных значений коэффициентов сцепления и суммарного сопротивления движению. Площадь *adb* характеризует вероятность потери проходимости в случае попадания случайных значений коэффициента ψ в интервал *cb*, а коэффициента φ — интервал *ac*. При этом детерминированный расчет дает 100 %-ное выполнение неравенства (1), а фактически происходит потеря проходимости по сцеплению или сопротивлению (примерно 20 % случаев).

Стохастический подход к оценке вероятности потери проходимости применяется для определения величины крутящего момента, который необходимо реализовать на колесах первой и второй секций АСТС или ААП, и позволяет максимально использовать тягово-сцепные возможности сочлененного транспортного средства.

Для реализации методики была создана программа KALA на языке Python. Алгоритм программы представлен на рис. 3. Программа позволяет в заданном диапазоне реализовать случайные значения коэффициентов сцепления и сопротивления, распределенные по соответствующему закону. Среднее квадратическое отклонение принимается из результатов

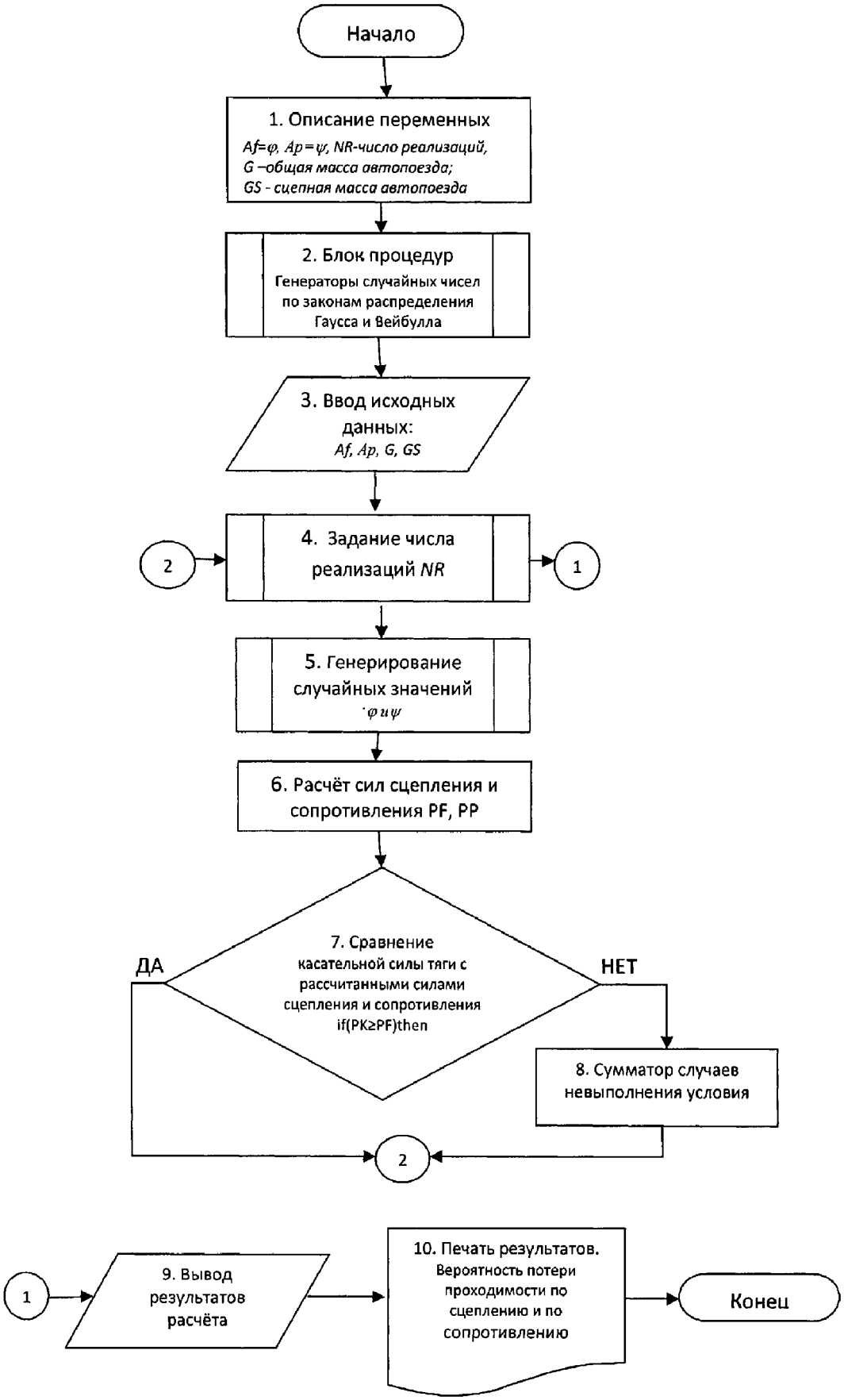


Рис. 3. Алгоритм программы KALA

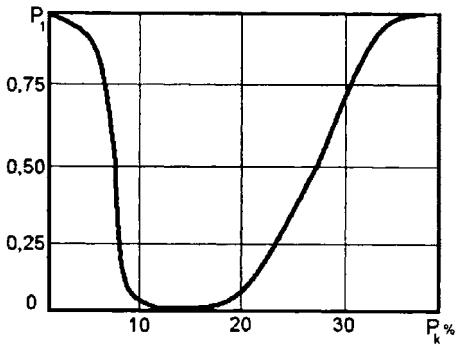


Рис. 4. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на движителе второй секции АСТС (при обособленном движении)

Дорога — обледенелая: φ = 0,05—0,15; ψ = 0,025—0,05

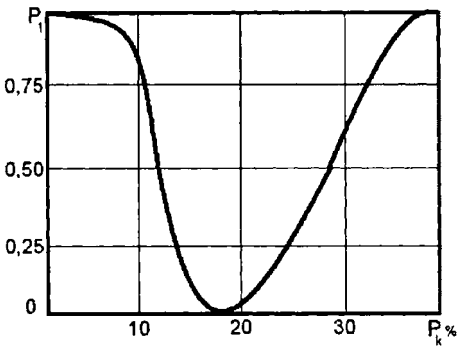


Рис. 5. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы тяги на движителе второй секции (при отсутствии продольной силы на движителе первой секции)

Дорога — обледенелая: φ = 0,05—0,15; ψ = 0,025—0,05

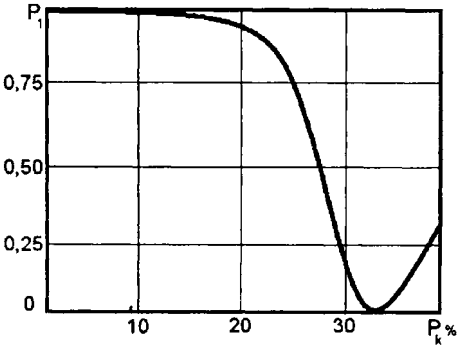


Рис. 6. Зависимость вероятности потери проходимости от продольной силы на колесах второй секции (при отсутствии продольной силы на движителе первой секции)

Дорога — грунтовая в распутицу: φ = 0,25—0,35; ψ = 0,15—0,25

экспериментальных данных. По полученным значениям коэффициентов рассчитываются силы тяги по сцеплению и сопротивлению движения для конкретной машины. С полученными значениями сил тяги сравнивается фактическое значение суммарной продольной силы для данного транспортного средства. Два счетчика суммируют случаи несоблюдения правой и левой частей неравенства (1).

В качестве продольной силы тяги на движителе второй секции АСТС принимается часть максимально возможной силы тяги, реализуемой на каждой передаче в коробке передач с учетом потерь в трансмиссии. Число реализаций при расчете задается в диалоговом режиме. Далее рассчитывается вероятность того, что реализуемые продольные силы на движителе будут больше силы сцепления или меньше силы суммарного сопротивления.

На рис. 4—6 представлена графическая зависимость вероятности потери проходимости второй секции АСТС от величины продольной силы на движителе второй секции в процентах от продольной силы на движителе первой секции. Расчет проводился для лесовозного автопоезда на базе автомобиля КрАЗ-260 с активным прицепом-роспуском ГКБ-9383.

Для расчетов были приняты следующие значения параметров:

полная масса автопоезда с грузом	22 000 кг;
сцепная масса автопоезда	22 000 кг;
дорожные условия	обледенелая дорога, грунтовая дорога в распутицу.

Число реализаций случайных значений коэффициентов φ и ψ было принято равным 1000 (т. е. 1000 раз генерируются значения коэффициентов сцепления и суммарного сопротивления движению). Вероятность потери проходимости на

первой передаче на обледенелой дороге с отбором 25 % суммарного крутящего момента двигателя на активный прицеп составила 19,5 %. Детерминированный расчет при тех же начальных условиях показывает соблюдение неравенства (1), т. е. должно обеспечиваться движение. Время работы программы при 1 000 реализаций 4,5 с.

На представленных рисунках очевидны участки, соответствующие минимальной вероятности потери проходимости. Левая ветвь кривых соответствует потере проходимости по сопротивлению, то есть невыполнение правой части неравенства (1). При этом продольная сила на движителе меньше суммарной силы сопротивления движению. Правая ветвь характеризует потерю проходимости по сцеплению, что соответствует невыполнению условия правой части неравенства (1).

Эксплуатация АСТС происходит при неопределенности дорожных условий. Требуется постоянный контроль параметров взаимодействия движителя с опорной поверхностью. Для этой цели необходимы системы, осуществляющие мониторинг внешней среды и обеспечивающие изменение внутренних параметров системы: частоты вращения коленчатого вала двигателя, передаточных чисел элементов трансмиссии и, как следствие, дифференцированное распределение силового потока между движителями транспортной системы. Существование большого количества связей в системе предполагает изменение подхода к ее управлению. Управление должно осуществляться на основе принципов, а принципиальные системы управления распределением силовых потоков реализоваться на основе нечеткой логики. К преимуществам систем нечеткой логики можно отнести возможность оперировать динамически изменяющимися входными данными, а также данными, заданными во времени непрерывно и нечетко одновременно; возможность нечеткой формализации критериев оценки; возможность быстрого моделирования сложных динамических систем с заданной степенью точности.

Таким образом, повышение эффективности транспортной операции с использованием АСТС предполагает рациональное распределение силовых потоков между движителями секций системы, позволяющее обеспечить минимальную вероятность потери проходимости в различных неблагоприятных дорожных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Баженов, Е. Е.** Определение мощности привода активной оси прицепов [Текст] / Е. Е. Баженов, С. И. Голомидов, А. И. Юшков // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: межвуз. сб. науч. тр. — Свердловск, 1985. — С. 72—75.
2. **Баженов, Е. Е.** Сочлененные транспортные и технологические системы: монография / Е. Е. Баженов. — Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. — 173 с.
3. **Платонов, В. Ф.** Полноприводные автомобили / В. Ф. Платонов. — М.: Машиностроение, 1989. — 312 с.
4. **Проектирование** полноприводных колесных машин: в 2 т. Под общ. ред. А. А. Полунгяна. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. — 488 с.
5. **Баженов, Е. Е.** Обоснование эксплуатационных показателей автопоезда с активным прицепом: дис. канд. техн. наук / Е. Е. Баженов. — Свердловск: УЛТИ, 1990. — 230 с.

НОВОСТИ

КАМАЗы снова на телеэкранах

На федеральных телевизионных каналах России стартовал первый этап рекламной кампании автомобилей КАМАЗ, которая пройдет под слоганом "Технологии победителей".

В общенациональном масштабе кампания продлится месяц, и в августе начнется ее второй этап — на уровне регионов и крупных городов страны.

"Вопреки расчетам аналитиков, автомобильный рынок России растет быстрыми темпами, и экономический кризис, судя по всему, остается за бортом наших КАМАЗов, — объясняет необходимость возвращения рекламы грузовых автомобилей КАМАЗ на национальные телеканалы после двухлетнего перерыва директор по маркетингу и рекламе ОАО "КАМАЗ" Ашот Арутюнян. — До сих пор наша компания, успешно работая с корпоративными клиентами, тем не менее, была недостаточно активна в секторе розничных продаж. Новая кампания призвана изменить эту ситуацию".

Главная цель рекламной кампании — рассказать потребителям о том, что "КАМАЗ" начал выпускать новый модельный ряд автомобилей. КАМАЗы 2010 года коренным образом отличаются от прежних автомобилей по качеству — и конструирования, и изготовления.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

УДК 621.92

В. Н. Емельянов,
д-р техн. наук,
И. В. Романов,
инж.,
Новгород. гос. ун-т,
г. Новгород,
E-mail:
alem@mail.ru

Компьютерное проектирование операции правки пространственных коленчатых валов секториальной чеканкой галтелей

Разработана компьютерная программа для проектирования операции правки пространственных коленчатых валов, имеющих шесть шатунных шеек, расположенных попарно под углом 120°, с помощью секторальной чеканки галтелей.

Ключевые слова: *коленчатый вал, правка, чеканка, галтель.*

К геометрической форме коленчатых валов предъявляются высокие требования. Так, взаимное биение коренных шеек коленчатого вала обычно не должно превышать 0,02—0,05 мм. Поэтому в технологические процессы изготовления коленчатых валов, как правило, вводят одну или несколько операций правки.

В процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания имеют место задиры шеек, заклинивание коренных и шатунных вкладышей, поршней и др. повреждения. В результате коленчатые валы приобретают остаточные прогибы, в среднем 0,6—0,8 мм.

При наплавке шеек вала вследствие значительных термических напряжений происходит его коробление. Например, у коленчатых валов двигателей RABA-MAN автобусов "Икарус" величина коробления после наплавки шеек составляет 1,7—2,5 мм. Поэтому при ремонте валов также необходимо введение нескольких операций правки.

Широко применяемая холодная правка на прессах имеет серьезные недостатки. Наиболее существенными из них являются следующие.

1. Вал правится в наиболее слабом сечении, которое обычно не совпадает с сечением наибольшего исходного прогиба.

2. Геометрическая форма валов после такой правки нестабильна и имеет тенденцию к самопроизвольному частичному или полному возврату детали (особенно под нагрузкой) к исходной (до правки) форме из-за проявления обратного упругого последействия.

3. Как правило, существенно снижается сопротивление усталости валов, предел выносливости уменьшается на 20—30 %. Полностью или частично снимается эффект упрочнения поверхностным пластическим деформированием.

4. Часть чугунных валов при холодной правке разрушается.

Поэтому для ответственных высоконагруженных коленчатых валов применение холодной правки на прессах запрещают.

Перечисленных недостатков лишены способы правки валов с помощью поверхностного пластического деформирования (ППД), в частности, с помощью чеканки.

Ниже описывается способ правки валов с помощью ППД галтелей, а также компьютерная программа для проектирования процесса правки валов, имеющих шесть шатунных шеек, расположенных попарно под углом 120°.

В основе всех способов и устройств для правки прямых и коленчатых валов с помощью ППД лежит идея реализации неравномерной поверхностной пластической деформации на обрабатываемых поверхностях вала: с вогнутой стороны — более интенсивная, с выпуклой — менее

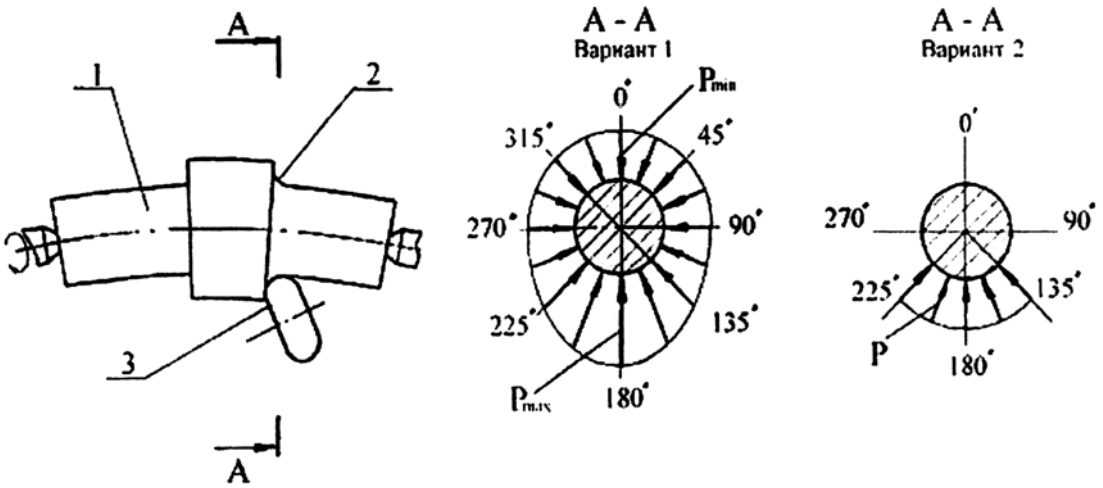


Рис. 1. Схема правки валов путем неравномерного (вариант 1) и секториального (вариант 2) упрочнения галтелей ППД

интенсивная или нулевая. Тогда на вогнутой стороне вала формируются неуравновешенные остаточные напряжения сжатия, которые и деформируют (правят) вал в направлении, противоположном его первоначальному прогибу.

На кафедре "Технология машиностроения" Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого разработаны основные направления проектирования способов и устройств для правки прямых и коленчатых валов ППД, в соответствии с которыми разработан широкий спектр способов и устройств (около 20 изобретений), которые позволяют править прямые и коленчатые валы в широком диапазоне их размеров и конструктивных особенностей.

Наибольшее распространение получил универсальный способ правки прямых и коленчатых валов путем неравномерной обработки галтелей ППД (рис. 1) [5]. Валу 1 сообщают вращение, к обрабатываемой галтели 2 подводят инструмент 3 (ролик, шарик, боек-чекан и т. п.). Процесс ППД осуществляют с переменным силовым фактором P (силой накатывания, энергией удара бойка-чекана и т. п.). Когда инструмент 3 находится со стороны вогнутости вала 1 (сектор 135°—180°—225°), силовой фактор увеличивают до максимума, в секторе 315°—0°—45° его минимум минимизируют.

Таким образом, в секторе галтели, расположенном на вогнутой стороне вала, протекает более интенсивная пластическая деформация, создаются остаточные напряжения сжатия большей величины. В связи с этим одновременно с ППД протекает процесс правки вала в плоскости его первоначального прогиба. Вектор правки расположен в плоскости 0—180° и направлен в сторону 180°.

Разницу в режимах ППД с вогнутой и выпуклой сторон вала подбирают таким образом, чтобы соответствующая разница в степени пластической деформации обеспечивала необходимую величину правки вала.

В частном случае (2-й вариант на рис. 1) обрабатывают галтель вала не по всей окружности, а частично — тот сектор галтели, который расположен со стороны вогнутости вала 1 (сектор 90°—180°—270° или, например, 135°—180°—225°). В этом случае обработку сектора галтели ведут при постоянном режиме (силой накатывания или энергией удара бойка). Часть галтели остается необработанной ППД. Однако это не имеет значения, так как галтель является свободной поверхностью, не соприкасающейся с поверхностью сопряженной детали.

Описанный способ правки имеет следующие достоинства.

1. Универсальность — с его помощью можно править и прямые, и коленчатые валы любых форм и размеров, так как галтели являются неизбежным конструктивным элементом валов.

2. Галтели являются свободными поверхностями, которые не соприкасаются с поверхностями деталей, сопряженных с валом. Поэтому изменение шероховатости, твердости поверхности, макрогеометрии всей галтели или ее сектора, обработанного ППД, никак не сказывается на сопряженной детали.

3. Галтели являются эффективными концентраторами напряжений и существенно снижают сопротивление усталости валов. При полной или секториальной обработке галтелей ППД сопротивление усталости валов в сечении обработанной галтели возрастает.

4. Геометрическая форма валов после такой правки стабильна и не изменяется ни при длительном вылеживании, ни при работе под 100 %-ной нагрузкой.

5. При использовании способа правки по второму варианту, когда обрабатывается сектор галтели со стороны вогнутости вала с постоянным силовым фактором, реализация способа предельно проста. На практике ее обычно осуществляют чеканкой с помощью бойка и молотка — секториальная чеканка галтели.

6. Вал правится в тех сечениях, где это необходимо (адресная правка).

Экспериментальные исследования и опыт применения этого способа правки на различных предприятиях показали, что правка валов путем секториальной чеканки галтелей осуществляется с высокой точностью (до 5—10 мкм) и поэтому является прецизионной. Максимальная величина правки для прямых валов составляет до 0,5—1 % их длины. Практикой установлено, что для коленчатых валов средних размеров она составляет до 1,5 мм.

С помощью ППД можно осуществлять правку не только валов, но и других деталей машин: колец, пластин, рессор и т. п.

Способ правки валов с помощью секториальной чеканки галтелей весьма удобен, обеспечивает значительный технико-экономический эффект [4], и поэтому в настоящее время широко используется как при ремонте, так и при изготовлении прямых и коленчатых валов. Он внедрен

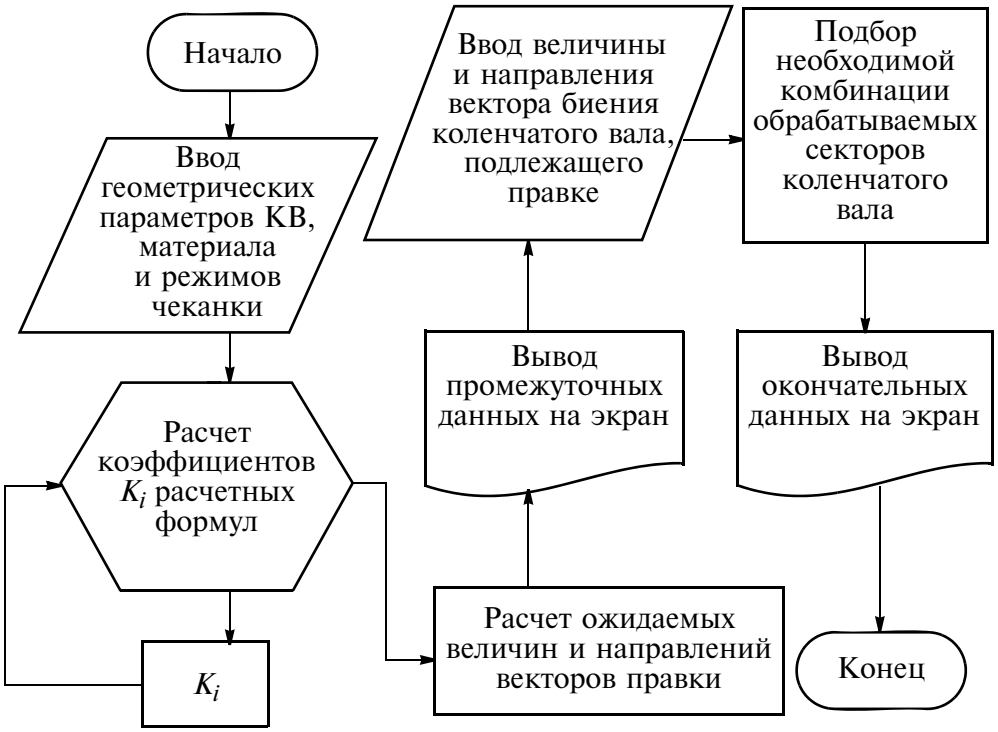


Рис. 2. Схема блоков программы

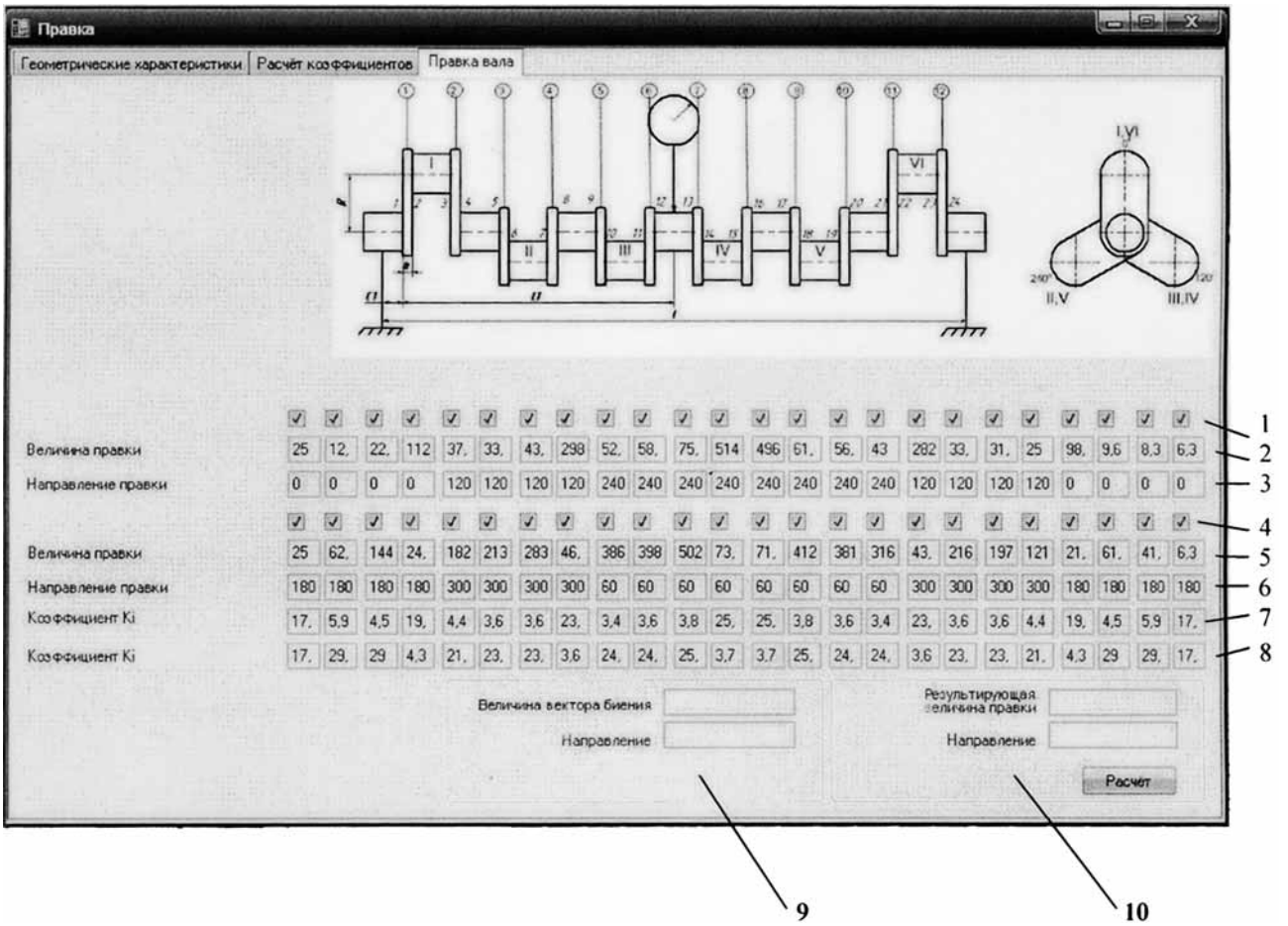


Рис. 3. Окно программы "Правка"

на следующих предприятиях России и ближнего зарубежья: ОАО "Алтайдизель", ОАО "АлСЭН" (Алтайский край), Тутаевском опытно-экспериментальном заводе по ремонту двигателей (Ярославская обл.), АООТ "Авторемонтный завод (Великий Новгород), Атбасарском РМЗ (Акмолинская обл., Казахстан), Витебском ремонтном заводе (Беларусь), Волгоградском ОРЗ, Алтайском моторостроительном производственном объединении, ремонтной фирме "Механика" (г. Москва) и др., а также включен в "Технические требования на капитальный ремонт двигателей ЯМЗ-240Б, ЯМЗ-238НБ, А-41", разработанные Государственным научно-исследовательским технологическим институтом ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГОСНИТИ).

На основании теоретических и экспериментальных исследований, проведенных на кафедре "Технология машиностроения" Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого, разработана теория правки прямых и коленчатых валов путем секториальной чеканки галтелей. Разработаны компьютерные программы для проектирования операций правки плоских и пространственных коленчатых валов [1—3].

На рис. 2 приведена укрупненная схема блоков компьютерной программы для проектирования операции правки пространственных коленчатых валов, имеющих шесть шатунных шеек, расположенных попарно под углом 120°.

На рис. 3 представлена третья вкладка программы "Правка".

Строки окна "Правка" блоков:

1-я — номер галтели, у которой обрабатывается верхний сектор;

2-я — величина правки вала от чеканки верхнего сектора галтели;

3-я — направление вектора правки вала от чеканки верхнего сектора;

4-я — номер галтели, у которой обрабатывается нижний сектор;

5-я — величина правки вала от чеканки нижнего сектора галтели;

6-я — направление вектора правки вала от чеканки нижнего сектора;

7-я — коэффициенты K_i расчетных формул для нахождения величины правки от чеканки нижнего сектора.

8-я — коэффициенты расчетных формул для нахождения величины правки от чеканки нижнего сектора.

Окно:

9-е — вводятся величина и направление векторов биения вала, подлежащего правке;

10-е — результирующие величина и направление биения вала после правки.

Таким образом, прецизионный способ правки коленчатого вала с помощью секториальной чеканки галтелей обеспечивает значительный технико-экономический эффект, а разработанная компьютерная программа позволяет быстро и наглядно подобрать такой режим обработки секторов галтелей, при использовании которого величина исходного биения вала сводится к минимуму.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Емельянов, В. Н.** Компьютерное моделирование процессов коробления и правки коленчатых валов при накатывании и чекане галтелей [Текст] / В. Н. Емельянов, С. А. Антонов, В. Г. Васильев // Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки: В 2 ч. Часть 2: Материалы 9-й Международной практической конференции-выставки. — СПб.: Изд-во политехн. ун-та, 2007. — 442 с.
2. **Емельянов, В. Н**. Компьютерное моделирование процесса правки пространственных коленчатых валов секториальной чеканкой галтелей [Текст] / В. Н. Емельянов, И. В. Гапанов, С. А. Антонов, В. Г. Васильев // Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки: Материалы 11-й Международной практической конференции-выставки: в 2 ч. Ч. 2. — СПб.: Изд-во политехн. ун-та, 2009. — 577 с.
3. **Емельянов, В. Н.** Коробление коленчатых валов при упрочнении галтелей и способы их правки [Текст] / В. Н. Емельянов // Автомобильная промышленность, 1988. — № 1.
4. **Емельянов, В. Н.** Методика расчета экономической эффективности правки валов с помощью секториальной чеканки [Текст] / В. Н. Емельянов, С. А. Ефремов, С. В. Анохин // Техника в сельском хозяйстве. — 2003. — № 4.
5. **Емельянов, В. Н.** Прецизионная правка прямых и коленчатых валов чеканкой. The World of Techniques and Technologies [Текст] / В. Н. Емельянов // Междунар. пром. журн. "Мир техники и технологий". — 2009. — № 6 (91).

НОВОСТИ

Из степей — с победой!

Четыре экипажа команды "КАМАЗ-мастер", участвовавшие во внедорожном ралли "Хазарские степи", заняли первые четыре места в классе гоночной техники Т4.

Гонка проходила 23—25 апреля с. г. на территории Астраханской области. Главной целью "КАМАЗ-мастера" была тренировка молодых по возрасту или соревновательному опыту гонщиков. Поэтому во всех экипажах были и опытные мастера, не раз понюхавшие "дакаровского пороха".

Хорошие результаты показала команда и в абсолютном зачете — в компании с потенциально более быстрыми, чем грузовики, легковыми автомобилями и джипами. Здесь четвертым был экипаж Эдуарда Николаева, седьмым — трио Андрея Каргинова, десятым — экипаж с пилотом Андреем Леонтьевым, двенадцатым — с пилотом Айратом Мардеевым. В том же порядке они заняли и первые четыре места в классе грузовиков Т4.

Подвел итоги соревнования шестикратный чемпион "Дакара" пилот Владимир Чагин: "Помимо участия в самих соревнованиях, — сказал он, — мы провели дополнительные тренировки еще до начала гонки и после нее, в понедельник. Уровень мастерства пилотов и штурманов заметно вырос. Я ездил на тренировках со всеми экипажами на месте механика. Видны значительные сдвиги. Надо отметить, что трасса была сложной, извилистой, изобиловала ухабами, встречались и дюны. Скоростных участков было мало, а вот работы для штурманов — много. Все наши молодые ребята преодолели трудности достойно".

На ралли "Хазарские степи" впервые в практике команды "КАМАЗ-мастер" участвовал необычный журналистский экипаж. За рулем боевого КАМАЗа был известный телеведущий, руководитель канала "АВТО ПЛЮС" Андрей Леонтьев, а в штурманском кресле — Алексей Мочалов, главный редактор интернет-портала www.all-roads.ru. "Дядькой Черномором" рядом с ними ехал в качестве механика опытный Сергей Решетников, который вместе с Владимиром Чагиным готовил "акул пера" и звезд телеэкрана к первому в их жизни серьезному ралли — на тестовом полигоне команды "КАМАЗ-мастер" в поселке Тарловка, расположенном на противоположном от автограда берегу реки Кама.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

УДК
629.113.004.67

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук,
проф., МГТУ
("МАДИ")
E-mail:
AFSinelnikov@
mail.ru

Маршрутная технология ремонта коленчатых валов автомобильных двигателей

Приведена маршрутная технология ремонта коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены основные принципы формирования маршрутов ремонта деталей. На примере коленчатого вала автомобильного двигателя разработаны маршруты его ремонта, дано содержание работ технологических операций и применяемое оборудование.

Ключевые слова: *маршрутная технология, коленчатый вал, ремонт, ремонтное оборудование.*

В процессе эксплуатации автомобиля многие детали теряют работоспособность вследствие утраты износостойкости, но сохраняют свою прочность, которая обуславливает ее долговечность. Большая часть автомобильных деталей в результате износа теряет не более 2 % массы, наиболее сложные и металлоемкие детали — менее 1 % массы. В это же время их прочностные характеристики, физико-механические свойства материалов практически не снижаются.

Таким образом, после некоторого периода эксплуатации деталь утрачивает работоспособность, но не исчерпывает свою прочность. Задачей ремонта деталей является восстановление работоспособности в пределах заложенной прочности. При восстановлении должны быть обеспечены требуемые размеры, форма, взаимное расположение поверхностей и осей, шероховатость поверхностей и др.

Детали, требующие восстановления, имеют, как правило, не один дефект, а несколько. Их количество зависит от конструктивной и технологической характеристик детали и условий эксплуатации. Чем сложнее деталь, тем количество возможных дефектов на ней будет больше. Кроме того, дефекты на деталях повторяются в определенных сочетаниях и подчиняются определенным закономерностям.

Детали автомобиля после мойки и очистки от загрязнений подвергаются дефектации с целью оценки возможности их дальнейшего использования при ремонте.

Основными задачами дефектации и сортировки деталей являются: контроль деталей для определения их технического состояния; сортировка деталей на три группы: годные для дальнейшего использования, подлежащие восстановлению и негодные; накопление информации о результатах дефектации и сортировки с целью использования ее при совершенствовании технологических процессов и для определения коэффициентов годности, сменности и восстановления деталей; сортировка деталей по маршрутам восстановления.

Работы по дефектации и сортировке деталей проводят в строгом соответствии с техническими требованиями, которые изложены в технических условиях на ремонт или в руководствах по ремонту.

Результаты дефектации и сортировки фиксируют путем маркировки деталей. Количественные показатели дефектации и сортировки деталей фиксируют также в дефектовочных ведомостях. Эти данные после статистической обработки позволяют определять или корректировать коэффициенты годности, сменности и восстановления деталей.

Годные без ремонта детали направляются на комплектовочный участок и далее на сборку агрегатов и автомобилей, а негодные детали — в утиль. Детали, требующие восстановления, после определения маршрута ремонта поступают на соот-

ветствующие участки восстановления.

Общие принципы проектирования технологического процесса восстановления деталей предполагают выбор наиболее рациональных способов устранения дефектов и построение оптимальной последовательности операций.

Общая последовательность операций предполагает следующий порядок их проведения: устранение общей деформации детали; восстановление технологических баз; подготовительные операции перед нанесением металлических покрытий и полимерных материалов; нанесение покрытий; черновая обработка восстанавливаемых поверхностей; чистовая обработка восстанавливаемых поверхностей; финишные операции; контроль качества; мойка детали.

Проектирование технологических процессов осуществляют по подефектной или маршрутной технологиям.

При **подефектной технологии** проектируются отдельные технологические процессы, каждый из которых предусматривает устранение одного или нескольких связанных друг с другом дефектов. При восстановлении детали, имеющей несколько дефектов, выполняются последовательно технологические процессы по устранению каждого конкретного дефекта. В этом случае устраняются все имеющиеся у данной детали дефекты, но не обеспечивается оптимальная последовательность операций, что приводит к лишним затратам.

Маршрутная технология предполагает общую последовательность всех операций по устранению всего комплекса дефектов. При этом обеспечивается высокое и стабильное качество восстановления деталей.

При организации восстановления деталей ранее применялась подефектная технология, при которой технологические процессы разрабатывались на устранение каждого дефекта в отдельности. При подефектной технологии приходилось разрабатывать большое количество технологических процессов для восстановления одной и той же детали, так как количество процессов соответствует числу дефектов на детали. Подефектная технология не предусматривала рациональную последовательность устранения дефектов детали. Значительно усложнялась также организация восстановления деталей, так как при устранении на детали нескольких дефектов необходимо пользоваться несколькими технологическими процессами. Отсутствие единого технологического процесса восстановления детали приводит к снижению качества ремонта. Указанные недостатки стали особенно ощутимы в условиях концентрации и специализации ремонтного производства.

Наиболее рациональной формой организации восстановления деталей является маршрутная технология. Методика определения маршрутов восстановления деталей была разработана профессором К. Т. Кошкиным. Маршруты восстановления деталей разрабатываются заблаговременно по результатам их дефектации.

Установлено, что дефекты на деталях появляются в определенных повторяющихся сочетаниях. Поэтому К. Т. Кошкин предложил технологические процессы восстановления деталей разрабатывать не на устранение каждого дефекта, а на определенное сочетание дефектов. Сочетания дефектов, определяющие технологический процесс восстановления детали, были названы маршрутами восстановления.

Каждая деталь может иметь несколько маршрутов восстановления. При разработке маршрутов руководствуются следующими основными принципами.

1-й принцип. Сочетание дефектов в каждом маршруте должно быть действительным (реально существующим). Действительные сочетания дефектов устанавливают путем проведения специальных исследований, при которых определяют сочетания дефектов на большом количестве деталей одного наименования, выявляют повторяющиеся сочетания и частоту их появления.

2-й принцип. Число маршрутов восстановления каждой детали должно быть минимальным. Большое число маршрутов усложняет организацию производства, увеличивает объем технологической документации, требует расширения складских помещений, затрудняет планирование и учет работы производственных участков. Поэтому число маршрутов по каждой детали должно быть в пределах 2—3, а для сложных деталей не более 5.

Уменьшить число маршрутов можно за счет объединения сочетаний дефектов, отличающихся между собой незначительными по трудоемкости устранения дефектами, в одно сочетание. Значительного сокращения числа маршрутов можно достигнуть и путем включения в них дефектов, расположенных на взаимосвязанных поверхностях детали. Так, например, если в картере коробки передач автомобиля изношено только одно отверстие под подшипник ведущего вала, то в маршрут следует включить восстановление отверстия под подшипник ведомого вала и обоих отверстий под подшипники промежуточного вала, так как для обеспечения требуемой точности взаимного расположения всех этих отверстий они должны обрабатываться с одной установки на расточном станке.

Число маршрутов можно уменьшить также путем исключения маршрутов с редко встречающимися сочетаниями дефектов.

3-й принцип. При формировании маршрутов необходимо учитывать применяемый способ восстановления. Например, если у чашки дифференциала изношено отверстие под шейку шестерни полуоси и принят способ восстановления постановкой дополнительной ремонтной детали, при котором одновременно устраняют два дефекта (износ отверстия и износ торцовой поверхности), то в сочетание дефектов, подлежащих устранению, надо включить оба дефекта вне зависимости от того, имеется один из них или есть оба одновременно.

4-й принцип. Восстановление детали по данному маршруту должно быть экономически целесообразным. Если затраты на восстановление детали, отнесенные к единице ее наработки, меньше соответствующих удельных затрат на изготовление детали, то восстановление детали по данному маршруту целесообразно.

При дефектации деталей определяют действительное сочетание дефектов по каждой из деталей и сортируют их по маршрутам восстановления. Результаты сортировки деталей по маршрутам восстановления отмечают краской на деталях с указанием номера маршрута.

Деталь, имеющая дефекты, например обломы или трещины, не включается в перечень дефектов для разработки маршрутов восстановления, так как при их появлении деталь бракуют.

Результаты сортировки деталей на группы годных, негодных и требующих восстановления после статистической обработки большого количества дефектовочных ведомостей позволяют определять или корректировать коэффициенты годности, сменности и восстановления, а их анализ служит основанием для принятия решений по планированию работы предприятия.

Коэффициент годности $K_г$ показывает, какая часть деталей данного наименования может быть использована повторно без ремонтного воздействия. Он определяется как отношение количества годных деталей к общему количеству деталей данного наименования, прошедших дефектацию и сортировку:

$$K_г = N_г/N,$$

где $N_г$ — количество годных деталей; N — общее количество деталей одного наименования, прошедших дефектацию.

Коэффициент сменности $K_с$ показывает, какое количество деталей данного наименования требует замены, и определяется как отношение количества негодных деталей к общему количеству деталей, прошедших дефектацию и сортировку:

$$K_с = N_н/N,$$

где $N_н$ — количество негодных деталей.

Коэффициент восстановления $K_в$ определяет то количество деталей данного наименования, которое подлежит восстановлению

$$K_в = N_в/N,$$

где $N_в$ — количество деталей, требующих восстановления.

Сумма деталей различных групп равна количеству деталей, прошедших дефектацию, т. е. $N_г + N_н + N_в = N$.

Сумма всех трех коэффициентов равна единице, т. е. $K_г + K_с + K_в = 1{,}0$.

Знание этих коэффициентов позволяет более точно планировать потребность ремонтного производства в запасных частях и определять объем работ участков восстановления деталей.

Информация, отраженная в дефектовочных ведомостях, позволяет определять маршрутные коэффициенты $K_{вi}$ восстановления деталей. Так как $N_1 + N_2 + N_3 + ... + N_i + ... + N_п = N_в$, то маршрутный коэффициент восстановления деталей

$$K_{Mg}K_{вi} = N_g/N_в,$$

где K_{Mg} — коэффициент восстановления по g-му маршруту; N_g — количество восстанавливаемых деталей данного наименования по g-му маршруту; g — номер маршрута восстановления данной детали ($g = 1, 2, 3, ..., n$).

Тогда

$$K_{в1} + K_{в2} + K_{в3} + ... + K_{вg} + ... + K_{вп} = K_в.$$

Знание маршрутных коэффициентов позволяет определять объем работ по каждому маршруту и, следовательно, планировать загрузку оборудования на участках восстановления деталей.

Учитывая стохастическую неопределенность технического состояния деталей, поступающих в ремонт, необходимо знать репрезентативность выборки (минимальное количество контролируемых деталей) для определения достоверности результатов расчета. Репрезентативность выборки определяется по формуле

$$N_{min} = \frac{t^2\sigma^2}{\gamma^2},$$

где t — коэффициент, определяемый законом распределения величины контролируемого параметра (для нормального закона распределения $t = 1{,}96$); σ — среднее квадратическое отклонение величины контролируемого параметра; γ — параметр, зависящий от среднего арифметического значения величины контролируемого параметра ($\gamma = 0{,}05\bar{Д}_j$); $\bar{Д}_j$ — среднее арифметическое значение величины контролируемого параметра.

При дефектации поврежденных деталей и сортировке их по известным маршрутам восстановления целесообразно использовать контроль по альтернативному признаку параметра. Значение параметра принимается равным 1, в случае, если деталь по данному параметру считается дефектной, и равным 0, если дефект отсутствует. В качестве границы групп состояний можно принять значение параметра, указанное в технических условиях, например, допустимый без ремонта размер детали. Все значения параметра, меньше этого размера, принимаются равными 0, а больше — 1. Промежуточные значения параметров не рассматриваются, так как при дефектации деталей они могут быть отнесены к той или иной группе состояний параметра.

Разбивка всех возможных значений параметров на два уровня позволяет значительно сократить объем расчетной работы при статистической обработке результатов обследования деталей.

Результаты дефектации деталей по альтернативному признаку заносятся в табл. 1.

Для определения маршрутов восстановления деталей выявляются из табл. 1 все сочетания дефектов, которые формируются в группы сочетаний. Далее определяется количество деталей в группе, имеющих данное сочетание дефектов, которое заносится в табл. 2.

Затем, руководствуясь принципами объединения реальных сочетаний дефектов в маршруты восстановления детали, изложенные ранее, определяют маршруты и маршрутные коэффициенты, которые сводят в табл. 3.

Коэффициент восстановления по маршруту K_{Mg} определяется как сумма

Таблица 1

Номер i детали	Номер $Д_i$ дефекта на детали						
	$Д_1$	$Д_2$	$Д_3$	...	$Д_i$	...	$Д_m$
1	1	0	1	1	1	0	0
2	1	1	0	1	0	1	1
...	0	1	1	0	0	0	1
i	1	0	0	0	1	1	0
...	0	1	0	1	1	0	1
n	1	0	1	1	0	0	0
$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}$							

Таблица 2

Номер групп сочетаний дефектов	Реальное сочетание дефектов	Количество деталей в группе, имеющих одинаковое сочетание дефектов
1 2 3 И т. д.		

Таблица 3

Номер g маршрута	Сочетание дефектов, входящих в маршрут	Коэффициент восстановления по маршруту
1 2 3 4 5		

деталей, имеющих конкретное сочетание дефектов и входящих в определенный маршрут, отнесенная к общему количеству проконтролированных деталей n.

В действительности при дефектации и сортировке деталей, учитывая стохастическую природу формирования маршрутов восстановления деталей (в смысле устойчивых сочетаний дефектов), может случиться, что реальная деталь, имеющая конкретное сочетание дефектов, не относится абсолютно точно ни к одному из имеющихся маршрутов восстановления. Оценка правильности отнесения таких деталей к уже имеющимся конкретным маршрутам восстановления выполняется на основании расчетов условной вероятности:

$$E_{Mg} = K_{Mg}\alpha_1\alpha_2, ..., \alpha_j, ..., \alpha_m,$$

где E_{Mg} — условная вероятность отнесения детали с определенным сочетанием дефектов к имеющимся конкретным маршрутам восстановления M_g; K_{Mg} — коэффициент восстановления по маршруту; $\alpha_1, \alpha_2, ..., \alpha_j, ..., \alpha_m$ — коэффициенты влияния дефектов.

Коэффициенты влияния дефектов α_m определяются по формулам:

$$\alpha'_{Дj} = \frac{P(Д_j/M_g)}{P_{Дj}} \quad \text{(при значении } Д_{ji} = 0\text{)};$$

$$\alpha''_{Дj} = \frac{1 - P(Д_j/M_g)}{1 - P_{Дj}} \quad \text{(при значении } Д_{ji} = 1\text{)},$$

где $P(Д_j/M_g)$ — вероятность отнесения дефекта $Д_j$ детали с определенным сочетанием дефектов к имеющимся конкретным маршрутам восстановления M_g; $P_{Дj}$ — вероятность наличия дефекта $Д_j$ детали во всех маршрутах восстановления.

Вероятность $P_{Дj}$ появления каждого дефекта $Д_j$ определяется по формуле:

$$P_{Дj} = \frac{\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}}{n},$$

где $Д_j$ — оценка j-го контролируемого параметра поверхности i-й детали при контроле по альтернативному признаку ($Д_{ji} = 1$ — дефект присутствует или $Д_{ji} = 0$ — дефект отсутствует); $i = 1, 2, 3, ..., n$ — количество проконтролированных деталей данного наименования.

Для расчета вероятностей $P_{Дj}$ и $P(Д_j/M_g)$ составляется табл. 4.

Результаты расчета вероятностей $P_{Дj}$ и $P(Д_j/M_g)$ сводятся в табл. 5.

По значениям вероятностей из табл. 5 определяются числовые значения коэффициентов влияния дефектов $\alpha'_{Дj}$ и $\alpha''_{Дj}$, которые сводятся в табл. 6.

После расчетов условной вероятности E_{Mg} для всех маршрутов восстановления по наибольшему значению определяется принадлежность отдефектованного коленчатого вала к конкретному маршруту его восстановления.

Таблица 4

Номера дефектов детали	Количество деталей с конкретным дефектом					
	общее	отнесенное к маршрутам восстановления				
		M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
1	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}/M_1$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}/M_2$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}/M_3$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}/M_4$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{1i}/M_5$
2	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}/M_1$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}/M_2$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}/M_3$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}/M_4$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{2i}/M_5$
...	...	...	...	...	...	...
$Д_i$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}/M_1$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}/M_2$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}/M_3$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}/M_4$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{ji}/M_5$
...	...	...	...	...	...	...
$Д_m$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}/M_1$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}/M_2$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}/M_3$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}/M_4$	$\sum_{i=1}^{n} Д_{mi}/M_5$

Таблица 5

Номера дефектов детали	Вероятности появления дефектов					
	общая	отнесенная к маршрутам восстановления				
		M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
1	$P_{Д1}$	$P_{Д1}/M_1$	$P_{Д1}/M_2$	$P_{Д1}/M_3$	$P_{Д1}/M_4$	$P_{Д1}/M_5$
2	$P_{Д2}$	$P_{Д2}/M_1$	$P_{Д2}/M_2$	$P_{Д2}/M_3$	$P_{Д2}/M_4$	$P_{Д2}/M_5$
...	...	...	...	...	...	...
$Д_j$	$P_{Дj}$	$P_{Дj}/M_1$	$P_{Дj}/M_2$	$P_{Дj}/M_3$	$P_{Дj}/M_4$	$P_{Дj}/M_5$
...	...	...	...	...	...	...
$Д_m$	$P_{Дm}$	$P_{Дm}/M_1$	$P_{Дm}/M_2$	$P_{Дm}/M_3$	$P_{Дm}/M_4$	$P_{Дm}/M_5$

Таблица 6

Номера дефектов детали	Маршрут восстановления									
	M_1		M_2		M_3		M_4		M_5	
	Коэффициенты влияния дефектов α_m									
1	$\alpha'_{Д1}$	$\alpha''_{Д1}$	$\alpha'_{Д1}$	$\alpha''_{Д1}$	$\alpha'_{Д1}$	$\alpha''_{Д1}$	$\alpha'_{Д1}$	$\alpha''_{Д1}$	$\alpha'_{Д1}$	$\alpha''_{Д1}$
2	$\alpha'_{Д2}$	$\alpha''_{Д2}$	$\alpha'_{Д2}$	$\alpha''_{Д2}$	$\alpha'_{Д2}$	$\alpha''_{Д2}$	$\alpha'_{Д2}$	$\alpha''_{Д2}$	$\alpha'_{Д2}$	$\alpha''_{Д2}$
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$Д_j$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$Д_m$	$\alpha'_{Дm}$	$\alpha''_{Дm}$	$\alpha'_{Дm}$	$\alpha''_{Дm}$	$\alpha'_{Дm}$	$\alpha''_{Дm}$	$\alpha'_{Дm}$	$\alpha''_{Дm}$	$\alpha'_{Дm}$	$\alpha''_{Дm}$

(Продолжение следует)

УДК 629.114

Фасхиев Х. А.,
д-р техн. наук,
проф.,
ОАО "КАМАЗ"
E-mail:
Faskhiev@ru

Повышение долговечности шпилек крепления шаровых опор переднего моста автомобиля

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность шпилек крепления шаровой опоры к картеру переднего ведущего моста грузового автомобиля. Установлено, что разношаговое выполнение резьбы шпильки и гайки и электромеханическая обработка резьбы позволяют существенно повысить долговечность резьбовых соединений.

Ключевые слова: *ведущий управляемый мост, шаровая опора, шпилька, долговечность, электромеханическая обработка.*

Создание новых конструкций автомобилей, наиболее полно удовлетворяющих требованиям потребителей, достигается дальнейшим развитием теоретических и расчетно-экспериментальных исследований автомобильной техники. Первостепенной задачей при создании грузовых автомобилей является обеспечение прочности и заданной в техническом задании надежности автомобиля при его минимальной материалоемкости. Отсутствие достоверных сведений нагруженности, характеристик сопротивления усталости материалов деталей препятствует созданию конструкций, полностью соответствующих условиям эксплуатации, поэтому при проектировании новых моделей особое значение приобретает доводка конструкций. В условиях ужесточения требований по металлоемкости необходимая и экономически целесообразная надежность автомобиля обеспечивается уровнем совершенства применяемых при доводке методов. Исследования показывают, что простои автомобилей в 60—70 % случаев происходят по причине несовершенства конструкций и технологии изготовления их деталей. Основной причиной этого является несовершенство методов проектирования и доводки новых конструкций.

В процессе проектирования конструктору часто приходится выбирать одно решение из множества альтернативных вариантов. Эта довольно сложная задача, так как на стадии разработки учесть влияние всех конструктивно-технологических факторов на прочность и долговечность детали невозможно. Для разработчиков особую ценность представляют знания в области влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность конкретной конструкции. Такие знания накапливаются на основе опыта

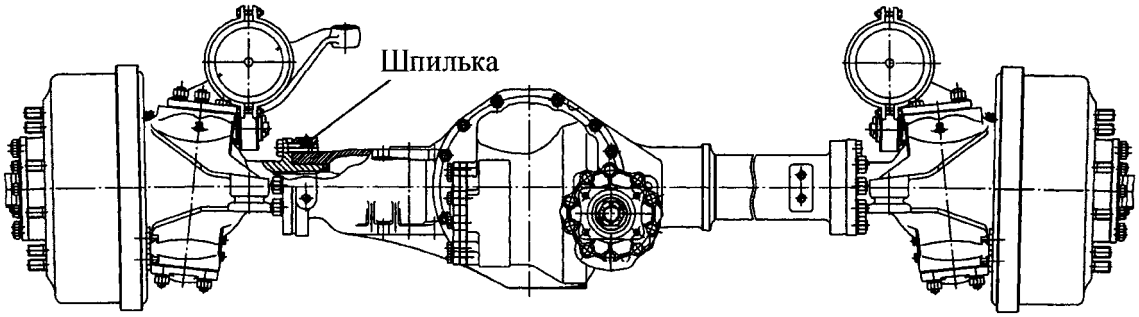


Рис. 1. Фланцевое соединение шаровых опор ВУМ автомобилей КАМАЗ

Таблица 1

Результаты испытаний шаровых опор полноприводного автомобиля КАМАЗ грузоподъемностью 6 т в стендовых условиях

№ п/п	Долговечность до разрушения, тыс. циклов	Место поломки
1	290	Шаровая опора по радиусу перехода стержня во фланце R4 со стороны короткого рукава (рис. 2, *б*)
2	476	То же
3	718	Шаровая опора по радиусу перехода стержня в сферу R15 со стороны короткого рукава (рис. 2, *в*)
4	296	То же
5	610	Шаровая опора по радиусу R4 со стороны короткого рукава
6	333	Шаровая опора по радиусу R15 со стороны короткого рукава
7	338	То же
8	406	Шпильки со стороны длинного рукава (рис. 2, *а*)
9	350	То же
10	376	Шаровая опора по радиусу R4 со стороны короткого рукава
11	247	Шпильки со стороны длинного рукава
12	150	То же
13	873	"
14	349	"
15	323	"
16	300	"
17	313	"
18	334	"
19	289	"
20	668	"
21	76	Шаровая опора по радиусу R15 со стороны длинного рукава
22	81	Шаровая опора по радиусу R15 со стороны короткого рукава
23	213	Шпилька со стороны длинного рукава
24	212	Шаровая опора по радиусу R15 со стороны короткого рукава
25	482	Шпилька со стороны длинного рукава
26	375	То же

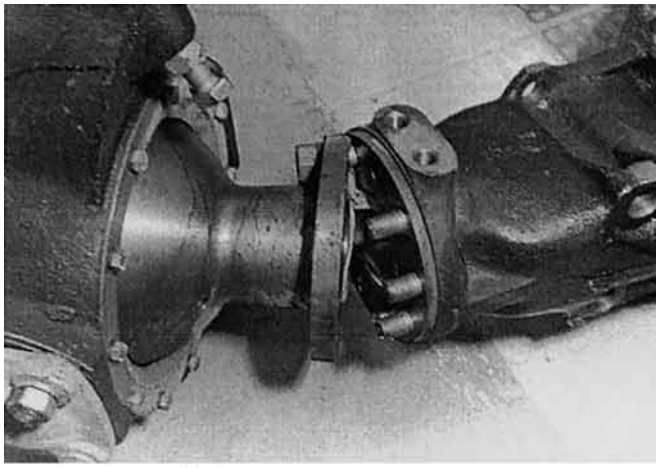
эксплуатации и стендово-дорожной доводки известных конструкций.

В ходе доводки конструкций необходимо обеспечить надежность прежде всего наиболее нагруженных и влияющих на безопасность движения автомобиля деталей, которые лимитируют надежность автомобиля в целом. Одной из таких деталей в конструкции полноприводных грузовых автомобилей являются шпильки крепления шаровых опор ведущих управляемых мостов (ВУМ). У большинства моделей отечественных автомобилей этот узел имеет схожую конструкцию (рис. 1).

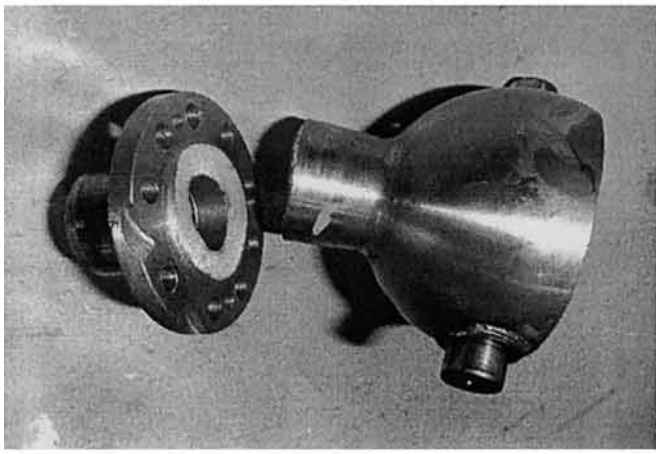
Практика дорожных и стендовых испытаний ВУМ полноприводных автомобилей КАМАЗ грузоподъемностью 6 т показала, что наиболее "слабыми" элементами агрегата являются шаровые опоры и шпильки их крепления (табл. 1, рис. 2). Для крепления шаровых опор у моделей КАМАЗ используются шпильки М18 × 1,5 класса прочности 8.8, изготовленные из стали 20Г2Р.

Данные результаты были получены в ходе стендовых испытаний ВУМ в сборе (рис. 3). Регулярная отнулевая циклическая нагрузка, в 2,5 раза превышающая номинальную нагрузку на мост, в сумме равная $F = 125$ кН, частотой 7 Гц прикладывалась на рессорные площадки картера гидропульсатором "PZA" (Германия).

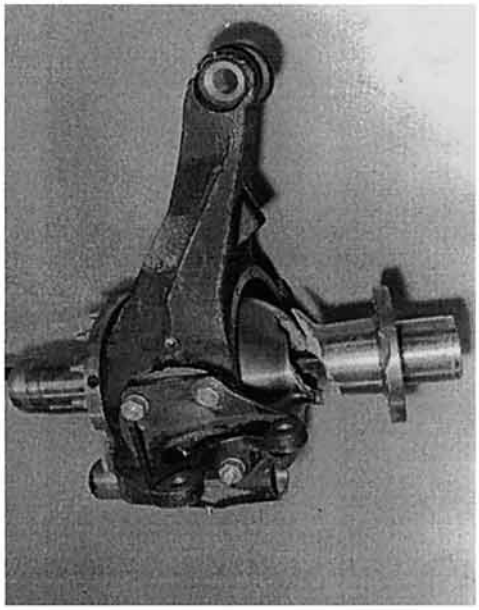
Исследованием установлено, что для надежной работы ВУМ в эксплуатации все его несущие детали при стендовых испытаниях в описанном выше режиме должны иметь долговечность не менее 500 тыс. циклов нагружения [1]. В ходе стендовых испытаний средняя долговечность шпилек крепления шаровых опор составила 530 тыс. циклов, что на 6 % больше чем нормативная стендовая долговечность. Однако эти цифры не дают повода для успокоения, так как отдельные шпильки разрушаются при наработке 200—250 тыс. циклов, что существенно меньше нормативной долговечности. При этом надо иметь в виду, что при разрушении одной нижней шпильки пере-



а)



б)



в)

Рис. 2. Характерный вид разрушения шпилек (а) и шаровой опоры поворотной цапфы (б, в) переднего ведущего управляемого моста

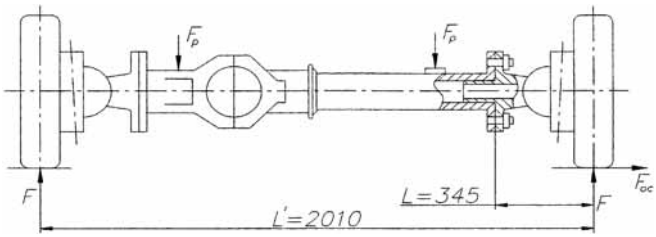


Рис. 3. Схема нагружения ВУМ в сборе при циклических стендовых испытаниях на долговечность несущих деталей:

$F_р$ — сила, приложенная при испытаниях на рессорные площадки; $F_{ос}$ — сила, действующая по оси моста на поворотах; L — расстояние от центра пятна контакта шины до стыка фланцевого соединения; L' — колея

распределяются нагрузки между неразрушенными шпильками и через 20—30 тыс. циклов начинают поочередно разрушаться другие шпильки. Это приводит к потере работоспособности ВУМ. Разрушение несущих деталей ВУМ может привести к дорожно-транспортному происшествию, поэтому необходимо за счет конструктивно-технологических мероприятий добиться повышения долговечности шпилечного соединения, обеспечить необходимую нормативную долговечность.

Наблюдения показывают, что разрушение шпилек крепления шаровых опор происходит всегда по первому витку резьбы со стороны опоры гайки, который воспринимает до 30 % всей нагрузки, а витки резьбы, расположенные ближе к свободному торцу гайки, остаются практически ненагруженными. Это обусловлено неблагоприятным сочетанием деформаций гайки и стержня под воздействием внешней нагрузки. Участки стержня шпильки, ближайшие к точке приложения нагрузки, растянуты под действием полной нагрузки, и витки резьбы стержня деформируются в направлении действия нагрузки. В гайке ближайшие к опорной поверхности участки сжаты под действием нагрузки полной силой, и витки резьбы деформируются в направлении, противоположном смещению витков стержня. Наибольшее смещение в стержне имеет первый виток, отсюда повышенная нагрузка на первый виток и возникновение очага усталостной трещины по впадине первого витка резьбы.

Выравнивание нагрузки по виткам резьбы можно осуществить за счет конструкторских решений. Например, шаг резьбы шпильки можно выполнить меньше шага резьбы гайки, что может быть достигнуто увеличением шага метчика. В та-

ком резьбовом соединении при отсутствии внешней нагрузки нижние витки резьбы шпильки "отстают" от витков гайки, т. е. между витками резьбы имеется зазор. По мере приложения нагрузки в результате растяжения стержня и сжатия гайки витки резьбы стержня последовательно "садятся" на витки резьбы гайки и данный зазор "выбирается". При полной нагрузке все витки резьбы нагружаются более равномерно, чем в обычных резьбовых соединениях.

Для правильного конструирования разношагового резьбового соединения необходимо правильно рассчитать разность шагов резьбы шпильки и гайки. Методику расчета разности шагов покажем на примере шпилек крепления шаровых опор ВУМ автомобилей КАМАЗ. Оценка долговечности шпилек проводится при испытаниях на стенде нагрузкой, в 2,5 раза превышающей номинальную нагрузку на мост. Разность шагов резьбы гайки и шпильки рассчитывается, исходя из этой нагрузки. Если обеспечить стендовую нормативную долговечность шпилек, то можно быть уверенным в том, что разрушения шпилек в эксплуатации будут исключены.

На стержень наиболее нагруженной нижней шпильки соединения действует сила, определяемая по формуле [3]:

$$F_{i\max} = \frac{[-F(L + l/2 + fd/2) + F_{oc}(l/2)f]y_{i\max}}{\sum_{i=1}^{n} y_i^2 + (-l/(2f) + lf/2 + f^2d/2 - D/2)\sum_{i=1}^{n} y_i}, \quad (1)$$

где F —вертикальная сила, действующая на колесо; L — расстояние от центра колеса до фланца (см. рис. 3); l — длина контактной зоны хвостовой части шаровой опоры (рис. 4); d — диаметр хвостовой части шаровой опоры; f — коэффициент трения деталей соединения; F_{oc} — осевая сила, действующая на колесо; D — наружный диаметр фланца; y_i — расстояние от центра i-й шпильки до точки опоры фланца C (см. рис. 4); $y_{i\max}$ — расстояние от нижней шпильки до точки опоры фланца С; n — число болтов.

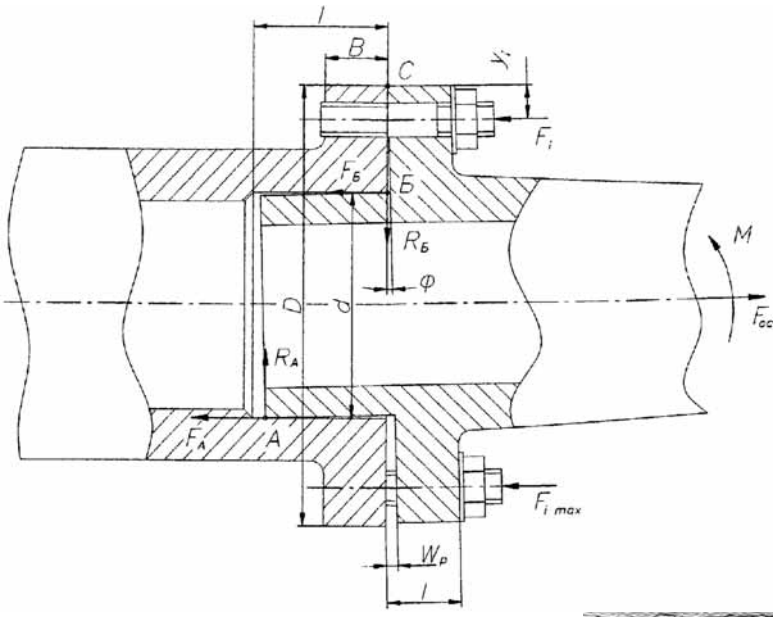


Рис. 4. Расчетная схема фланцевого соединения картера с шаровой опорой:

M, F_{oc} — изгибающий момент и осевая сила, действующие на соединение извне; F_A, R_A, $F_Б$, $R_Б$ — реакции опор в точках А и Б соединения соответственно; F_i — сила, действующая на i-ю шпильку соединения

Максимальный зазор между витками резьбы стержня и гайки приходится на первый виток со стороны опоры гайки, и его величина определяется из соотношения

$$h = z\Delta S, \quad (2)$$

где ΔS — превышение шага резьбы гайки шага резьбы стержня; z — число полных витков резьбы гайки.

Зазор между витками резьбы h в ненагруженном соединении при приложении внешней нагрузки устраняется при растяжении стержня и сжатии гайки. Для наиболее нагруженной нижней шпильки для обеспечения нулевого зазора на первом витке резьбы необходимо соблюдение условия

$$\Delta S = \frac{F_{i\min} l_p}{Ez}[\kappa(1-\chi) + \chi] \times \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}\right), \quad (3)$$

где $F_{i\max}$ — внешняя нагрузка, приложенная на наиболее нагруженную шпильку, рассчитываемая по формуле (1); l_p — дли-

на резьбового соединения; E — модуль упругости гайки и шпильки; χ — коэффициент внешней нагрузки, при изготовлении деталей соединения из стали принимается равным 0,2; к —коэффициент запаса по нераскрытию стыка, рекомендуется принимать к = 1,2; A_1, A_2 — площадь поперечного сечения шпильки и гайки соответственно, рассчитываемая по впадинам резьбы.

Для шпильки с резьбой М18 × 1,5 крепления шаровых опор к картеру моста автомобилей КАМАЗ разность шагов резьбы, рассчитанная по формуле (3), равнялась ΔS = 13 мкм. Согласно ГОСТ 24834—76 предельное отклонение шага резьбы при S = 1,5 мм равно + 16 мкм. Следовательно, для получения положительного эффекта от применения разношаговой резьбы в соединении разница шагов резьбы винта и гайки должна быть не менее ΔS = 29 мкм.

Для экспериментальной проверки влияния разношагового выполнения резьб шпильки и гайки на долговечность соединения были изготовлены 10 опытных шпилек из стали 20Г2Р, т. е. из того же материала, что и шпильки крепления шаровой опоры серийного автомобиля КАМАЗ-43114. На ввертном конце шпилек нарезалась стандартная резьба М18 × 1,5, а на другом конце резьба с уменьшенным шагом — М18 × 1,47, т. е. шаг резьбы на 30 мкм меньше, чем шаг резьбы гайки. Реальные размеры номинального диаметра (d) и шага резьб (S) опытных шпилек были измерены с применением электронных микроскопов с точностью до 0,001 мм (табл. 2).

Опытные шпильки на усталостную долговечность испытывались на сервогидравлическом стенде MTS 38-01 (США) при помощи специального приспособления, состоящего из двух втулок со стержнями для зажима захватами стенда. Приспособление полностью имитировало шпилечное соединение шаровой опоры с картером моста. Конец шпильки со стандартной резьбой ввертывался в одну из втулок приспособления, а другая втулка присоединялась к нему с использованием опытной резьбы с имитацией фланцевого соединения. Соединение затягивалась динамометрическим ключом с усилием, создающим момент затяжки, равный 20 кгс · м.

Средняя величина внешней нагрузки при испытаниях равнялась 70 кН, а амплитуда нагрузок 20 кН. Усилие прилагалось с частотой 10 Гц. При разрушении шпильки по резьбе шпилька зажималась за стержень и испытания продолжались до разрушения шпильки по другой резьбе, что позволило ускорить испытания, уменьшить количество образцов, так как на одном образце получался результат для стандартной и опытной резьбы.

Результаты испытаний опытных шпилек показывают (табл. 3), что долговечность разношагового резьбового соединения в среднем 1,45 раз больше, чем у соединения со стандартной резьбой М18 × 1,5. Ввертный конец шпильки с серийной резьбой разрушается по первому витку, а опытная резьба, как правило, разрушалась по второму или третьему витку резьбы. В разношаговой резьбе при выбранной нагрузке испытаний первый виток менее нагружен, чем остальные и распределение нагрузок по виткам происходит более равномерно, чем у серийной резьбы, что подтверждается более высокой долговечностью опытной резьбы. Разрушение опытных шпилек по второму и третьему витку гайки подтверждает, что разноша-

Таблица 2

Результаты измерений геометрических параметров резьбы опытной шпильки крепления шаровой опоры

№ п/п	Резьба на ввертном конце шпильки, М18 × 1,5-6g			Опытная резьба на другом конце шпильки		
	d, мм	S, мм	ΔS, мм	d, мм	S, мм	ΔS, мм
1	17,852	1,500	0	17,802	1,469	0,031
2	17,807	1,500	0	17,794	1,462	0,038
3	17,799	1,499	0,001	17,814	1,470	0,030
4	17,839	1,500	0	17,801	1,469	0,031
5	17,855	1,500	0	17,831	1,468	0,032
6	17,840	1,500	0	17,867	1,462	0,038
7	17,723	1,499	0,001	17,808	1,464	0,036
8	17,848	1,495	0,005	17,810	1,469	0,031
9	17,862	1,500	0	17,805	1,465	0,035
10	17,845	1,500	0	17,842	1,467	0,033

Таблица 3

Результаты усталостных испытаний шпилек

№ п/п	Наработка до разрушения резьбы, тыс. циклов	
	М18 × 1,5 стандартной	опытной
1	150,9	292,1
2	268,8	284,7
3	285,9	250,2
4	168,4	264,8
5	137,9	224,7
6	190,2	244,6
7	197,8	250,6
8	229,8	453,9
9	178,5	255,7
10	184,4	366,5
Среднее	199,2	288,8

говое выполнение резьб деталей соединения позволяет более равномерно распределять нагрузку по виткам резьбы шпильки.

Еще одним эффективным способом повышения долговечности резьбовых соединений является использование резьбы, подвергнутой поверхностному пластическому деформированию (ППД) [2]. Однако этот способ имеет один существенный недостаток — для наведения остаточных напряжений сжатия по впадинам резьбы требуется прикладывать к накаточному ролику большие усилия. Эффект повышения долговечности резьбового соединения от применения ППД может быть усилен при одновременном термическом и механическом воздействии на резьбу в ходе обкатки. При этом, во-первых, снижается потребная нагрузка на ролик, во-вторых, меняется структура металла в зоне контакта ролика с поверхностью резьбы.

Для обеспечения высокой прочности резьбовые детали, как правило, изготовляются из доэвтектоидных сталей (содержание углерода менее 0,8 %) и подвергаются термообработке до твердости 35—42 HRC (термоулучшение). С повышением прочности по всему сечению шпильки чувствительность к концентрации напряжений материала увеличивается, поэтому данная твердость является рациональной, но она может быть повышена в локальных зонах, в частности, по впадинам резьбы. Для этого необходимо поверхность резьбы нагреть до температуры области перлитно-мартенситного превращения, где диффузия атомов железа еще весьма замедлена, а диффузия атомов углерода протекает сравнительно быстро. Поэтому образующаяся структура имеет особенности диффузионного перлитного превращения, а также бездиффузионного мартенситного превращения. В локальных зонах образуется структура из низкоуглеродистого мартенсита и частиц цементита. Такая структура называется бейнитом, которая по сравнению с продуктами распада аустенита в перлитной области (сорбит, тростит) имеет более высокие твердость и прочность. Для получения бейнитной структуры температура нагрева для доэвтектоидных сталей должна быть в пределах 750—1000 °С.

Для исследования влияния ППД с нагревом при нарезании резьбы на долговечность шпилек крепления шаровой опоры автомобилей семейства КАМАЗ были изготовлены опытные шпильки, одна резьба у которых обкатывалась электромеханическим способом. Опытная резьба М18 × 1,5 обкатывалась специальным роликом диаметром 50 мм с углом профиля 60° и радиусом профиля 0,20 мм. Усилие на ролик при обкатке составило 450 Н. Нагрев зоны профиля резьбы осуществлялся подключением к ролику положительного, а к шпильке — отрицательного полюса источника питания. Напряжение в цепи равнялось 3,6 В, сила тока 500 А. Обкатку выполняли со скоростью 1,2 м/мин.

Шпильки изготовлялись из стали 20Г2Р, ТУ14-1-4486—88, следующего химического состава: С — 21 %; Mn — 1,14 %; Si — 0,21 %; Ni —0,10 %; B — 0,004 %; T — 0,01 %; Al — 0,013 %. Шпильки после нарезания резцом серийной резьбы подвергались термоулучшению до твердости 36 HRC, а затем на дру-

Таблица 4

Результаты усталостных испытаний опытных шпилек М18 × 1,5*

№ п/п	Долговечность резьбы, тыс. циклов	
	М18 × 1,5 серийной	обработанной электромеханическим способом
1	15,91	57,0
2	212,1	1827,8
3	267,3	285,1
4	222,6	192,6
5	129,3	154,6
6	113,2	469,2
7	156,5	185,2
8	353,4	855,7
9	1158,3	230,4
10	247,6	160,4
	$N_{ср}$ = 111,7	$N_{ср}$ = 253,4

* Шпильки изготовлялись в Ульяновском СХИ. При расчете средней долговечности максимальные и минимальные значения долговечности шпилек не учитывались.

гом конце шпильки обкатывалась опытная резьба электромеханическим способом по описанному выше режиму.

Сравнительные испытания шпилек проводились с использованием приспособления, примененного при испытании разношагового шпилечного соединения. При испытании среднее значение напряжений в стержне шпильки равнялось 105 МПа, а амплитуда напряжений 95 МПа, частота нагружения 10 Гц.

Результаты стендовых испытаний (табл. 4) показывают, что средняя долговечность резьбы, обработанной электромеханическим способом в 2,2 раза больше, чем у необработанной резьбы. Кроме того, при данном способе усилие обката уменьшается в среднем на 50 %.

Металлографический анализ микроструктуры резьбы, обработанной электромеханическим способом, показывает, что сердцевина шпильки в зоне электромеханической обработки имеет сорбитную структуру твердостью 36 HRC, а зоны профиля резьбы до глубины 0,4—0,5 мм — бейнитную твердостью 50 HRC.

Повышение долговечности резьбового соединения при электромеханической обработке происходит от совместного влияния улучшения механических характеристик материала шпильки в результате термообработки в опасной зоне — по впадинам резьбы и поверхностного пластического деформирования путем создания напряжений сжатия по впадинам резьбы.

Таким образом, конструкторско-технологические решения являются эффективным способом повышения надежности резьбовых соединений. Так, за счет разношагового выполнения резьбы шпильки и гайки долговечность шпилек может быть повышена на 45 %. При этом разность шагов должна рассчитываться из условия устранения зазора между первыми витками резьбы стержня и гайки под действием на соединение максимальной внешней нагрузки. Для шпилек крепления шаровой опоры автомобиля КАМАЗ-4310 оптимальная разность шагов составила $\Delta S = 29$ мкм.

Еще один высокоэффективный метод повышения долговечности резьбовых соединений — электромеханическая обработка резьбы. Эффект в данном способе достигается при одновременном поверхностном пластическом деформировании впадин резьбы и локальной термической обработки зон концентраций напряжений. Для термоулучшенных доэвтектоидных сталей при электромеханической обработке резьбы локальный нагрев поверхности резьбы до температуры 800—1000 °С приводит к образованию по профилю резьбы бейнитной структуры, механические характеристики которой в среднем на 30 % выше, чем в сердцевине.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Фасхиев, Х. А.** Нормы прочности для деталей передних ведущих мостов [Текст] / Х. А. Фасхиев, Ф. А. Шамсутдинов // Автомобильная промышленность, 1996. — № 2. — С. 19—22.
2. **Когаев, В. П.** Расчет деталей машин и конструкции на прочность и долговечность [Текст] / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
3. **Фасхиев, Х. А.** Расчет групповых болтовых соединений [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. Д. Галимянов // Машиностроитель, 2006. — № 12. — С. 25—29.

УДК 629.113

К. Ф. Загидуллин,
магистрант,
Н. М. Филькин,
д-р техн. наук,
проф.,
ГОУ ВПО
"Ижевский гос.
техн. ун-т"
E-mail:
kamilan@mail.ru

Повышение эксплуатационных характеристик самосвала путем контроля массы перевозимого груза

Дан анализ проблемы перегруза/недогруза при выполнении транспортной работы самосвалами с позиций повышения их эксплуатационных свойств. Предлагается новая бортовая массоизмерительная система, в которой используются тензодатчики, обеспечивающие высокую степень достоверности взвешивания.

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, осевые нагрузки автомобилей, перегрузка/недогрузка автомобиля, бортовая массоизмерительная система, эксплуатационные свойства самосвала.*

Самосвалы работают в очень тяжелых и разнообразных климатических условиях. Большая часть движения самосвала осуществляется по грунтовым дорогам среднего и низкого качества, а в карьерах — в условиях полного бездорожья. В таких условиях автомобиль испытывает большие динамические нагрузки. Если при этом автомобиль перегружен, то ресурс автомобиля резко сокращается. Характерными поломками в случае перегрузки самосвала являются трещины в раме, изгиб рамы, поломки в трансмиссии, износ шин и отрыв протектора шин. Например, постоянные перегрузки самосвалов на 10 % снижают на 25—30 % ходимость шин, стоимость которых в общих затратах на транспортирование груза составляет 20—35 % [1]. Кроме того, перегруженный автомобиль потребляет больше топлива.

Все системы автомобиля обычно рассчитывают на номинальную грузоподъемность самосвала. Эксплуатация перегруженного автомобиля может стать причиной серьезных аварий. У перегруженного автомобиля увеличивается тормозной путь и ухудшается управляемость, не подготовленный водитель в таких условиях может не справиться с управлением.

В Российской Федерации для дорог общего пользования регламентируются осевые нагрузки грузовых автомобилей. Для самосвалов большой грузоподъемности превысить допустимые осевые нагрузки довольно просто. Однако за превышение осевой нагрузки могут последовать серьезные штрафы. Согласно статье 12.21.1 пункт 3 КоАП перевозка тяжеловесных грузов с превышением разрешенных максимальной массы или нагрузки на ось, указанных в специальном разрешении, более чем на 15 % влечет наложение административного штрафа на водителя в размере от 1500 до 2000 руб.; на должностных лиц, ответственных за перевозку, — от 10 до 15 тыс. руб., на юридических лиц — от 250 до 400 тыс. руб. Даже крупная фирма не сможет платить такие огромные штрафы.

Частично данная проблема решается при использовании стационарных автомобильных весов, определяющих полную массу автомобиля либо его осевую нагрузку. Но автомобильные весы, являясь стационарными, лишают автомобиль его главного преимущества — мобильности. Для взвешивания автомобиля таким способом приходится дополнительно тратить время и топливо для подъезда к весам. Кроме того, не все карьеры могут быть оборудованы такими весами.

Стоимость платформенных автомобильных весов от 300 тыс. руб. и выше. Дополнительно к этому необходимы средства для установки и монтажа весов.

Во избежание этих проблем можно не догружать самосвал. Тогда срок службы автомобиля будет больше и проблем с ГИБДД не будет. Однако это приводит к повышению затрат на транспортирование груза. Так, по данным Государственного управления дорог Швеции предотвращение недогрузки самосвала на 0,5 кг на поездку позволяет эксплуатирующей автотранспортной компании сэкономить 1000 долл. за полгода [2]. Таким образом, необходимо обеспечить оптимальную загрузку самосвала. Этого можно достигнуть установкой самосвала на весы и контролировать загрузки кузова самосвала либо на самом самосвале должны быть смонтированы весы, способные отображать в реальном времени массу груза в кузове.

В 1976 г. в Швеции разработана система для определения массы автомобиля в эксплуатационных условиях. В СССР также разрабатывались подобные системы для большегрузных самосвалов. Известно более 15 авторских свидетельств, по данной теме защищено несколько кандидатских диссертаций. Однако российские разработки имеют недостаточную степень точности взвешивания или их установка требует изменения в конструкции автомобиля. В январе 2010 г. компания СП "Технотон" представила датчик перемещения для косвенного взвешивания кузова по прогибу рессор. Данные метод имеет низкую точность взвешивания. Кроме того, в процессе эксплуатации рессоры автомобиля подвержены естественному старению и показания датчика придется постоянно тарировать. Так как датчик механический и во время движения автомобиль испытывает нагрузки со стороны дороги, то датчик постоянно будет терять нулевое положение.

Предложенный ООО "УралСпецМаш" метод измерения предполагает встраивание тензодатчика в подвеску самосвала. Использование тензодатчиков позволяет достигнуть высокой степени точности измерения. Однако встраивание тензодатчика означает изменение конструкции подвески самосвала и неизвестно, как отреагирует завод-производитель на такое изменение. При этом необходимо провести крупномасштабные ресурсные испытания для определения влияния изменения в конструкции подвески на управляемость, безопасность и ресурс автомобиля.

Предлагается метод с использованием гидроцилиндра и датчика давления [3]. Перед погрузкой самосвала платформа поднимается на высоту хода гидроцилиндра. Когда происходит загрузка платформы, давление в замкнутой цепи повышается, а по достижении номинальной загрузки срабатывает весовой датчик и платформа опускается. Недостатком данного метода является то, что платформа опирается только одним концом на гидроцилиндр, а другим концом -- на надрамник самосвала, т. е. на показание датчика будет существенно влиять на распределение груза в платформе. При этом увеличивается частота использования гидроцилиндра подъема кузова самосвала, что отрицательно сказывается на его ресурсе.

Разработана концепция применения новой бортовой измерительной системы, в которой используются тензодатчики, обеспечивающие высокую точность взвешивания. Платформа опирается на датчики, т. е. взвешивается вся платформа самосвала. При этом исключается влияние распределения груза в кузове на показания датчиков. Система может применяться во всех климатических зонах при температурах от -50 до + 5 °С. Датчики расположены на надрамнике самосвала и не влияют на его управляемость, безопасность и ресурс. Датчики имеют повышенный запас прочности: при грузоподъемности 10 т их разрушающая нагрузка составляет 30 тс. Использование четырех датчиков обеспечивает достоверность измерений. Установка датчиков не связана со сложными монтажными работами и производится в короткие сроки. Система может устанавливаться на все виды грузовых автомобилей. Использование такого метода должно увеличить ресурс самосвала, сократить время простоя из-за ремонтных работ, обеспечить контроль осевой нагрузки автомобиля. Применение бортовой измерительной системы на самосвале обеспечит корректную оплату грузоперевозок за 1 т · км.

Бортовая измерительная система состоит из двух тензодатчиков, работающих на сжатие, установленных в передней части автомобиля самосвала, и двух тензодатчиков типа "ось", установлен-

ных вместо стандартных осей опрокидывающего устройства. Таким образом, платформа самосвала опирается на четыре тензодатчика. Показания с тензодатчиков суммируются в суммирующем блоке и преобразуются в цифровой сигнал. Цифровой сигнал поступает на табло отображения данных. Суммирующий блок и табло отображения данных выполнены в одном приборе обработки и регистрации сигналов. Таким образом, на табло постоянно выводятся данные о степени загрузки платформы самосвала, что позволяет оператору произвести оптимальную загрузку.

Возможна интеграция данной системы с бортовым компьютером автомобиля. Бортовой компьютер автомобиля будет анализировать сигналы, поступающие с датчика, и при перегрузке платформы автомобиля ограничит скорость движения автомобиля до определенной величины для обеспечения безопасности движения и предотвращения серьезных поломок.

Новым в предлагаемой конструкции является применение в бортовой массоизмерительной системе тензодатчиков. В существующих системах взвешивания грузовой платформы датчики установлены только в одном месте, что снижает достоверность взвешивания, так как масса, приходящаяся на датчик, зависит от распределения груза по платформе. В рассматриваемой системе устранен этот негативный фактор. Оси механизма, на котором опрокидывается платформа, заменены на тензодатчики типа "ось". Применены тензодатчики нового типа, обеспечивающие широкий диапазон рабочих температур (от –5- до + 50 °С) и имеющие повышенный запас прочности. Тензодатчики выполнены вандалозащищенными.

Измерительная система (см. рисунок) самосвальной установки состоит из двух тензодатчиков сжатия 1, двух тензодатчиков 2 типа "ось" и прибора обработки и регистрации данных 3. Штоки тензодатчиков сжатия 1 соприкасаются с платформой самосвала.

В задней части оси опрокидывания заменены на такие же по габаритным размерам тензодатчики 2 типа "ось". Сигналы от тензодатчиков поступают на прибор обработки и регистрации данных 3.

Прежде чем начать эксплуатацию массоизмерительной системы, необходимо произвести ее татировку. На порожнем автомобиле без учета массы платформы прибор устанавливается на "ноль". Затем на платформу нагружается 10 т груза, и эти показания датчиков прибор запоминает как 10 т, т. е. прибор запомнил два значения 0 и 10 т. Остальные показания датчиков переводятся в массу груза по записанной программе.

Когда автомобиль-самосвал встает на погрузку, водитель включает прибор. На экране отображается масса груза, находящегося на платформе.

Затем оператор грузит на платформу груз и показания датчиков 1 и 2 изменяются. Прибор 3 переводит изменение сопротивления датчиков в массу груза, выводит данные на экран, и водитель дает указание оператору о дальнейшей погрузке либо об ее остановке. Все показания прибора обработки и регистрации данных можно записать на накопитель информации с указанием времени и места погрузки (при наличии GPS-трекера). При доставке груза получателю водитель самосвала демонстрирует показания прибора для корректной оплаты труда.

Предлагаемая массоизмерительная система проста и надежна в эксплуатации. Она обеспечивает постоянный контроль массы груза на платформе самосвала.

На территории Российской Федерации должен вступить в силу закон о применении тахографов на некоторых видах транспорта. В Европе тахографы применяются на всех грузовых автомобилях.

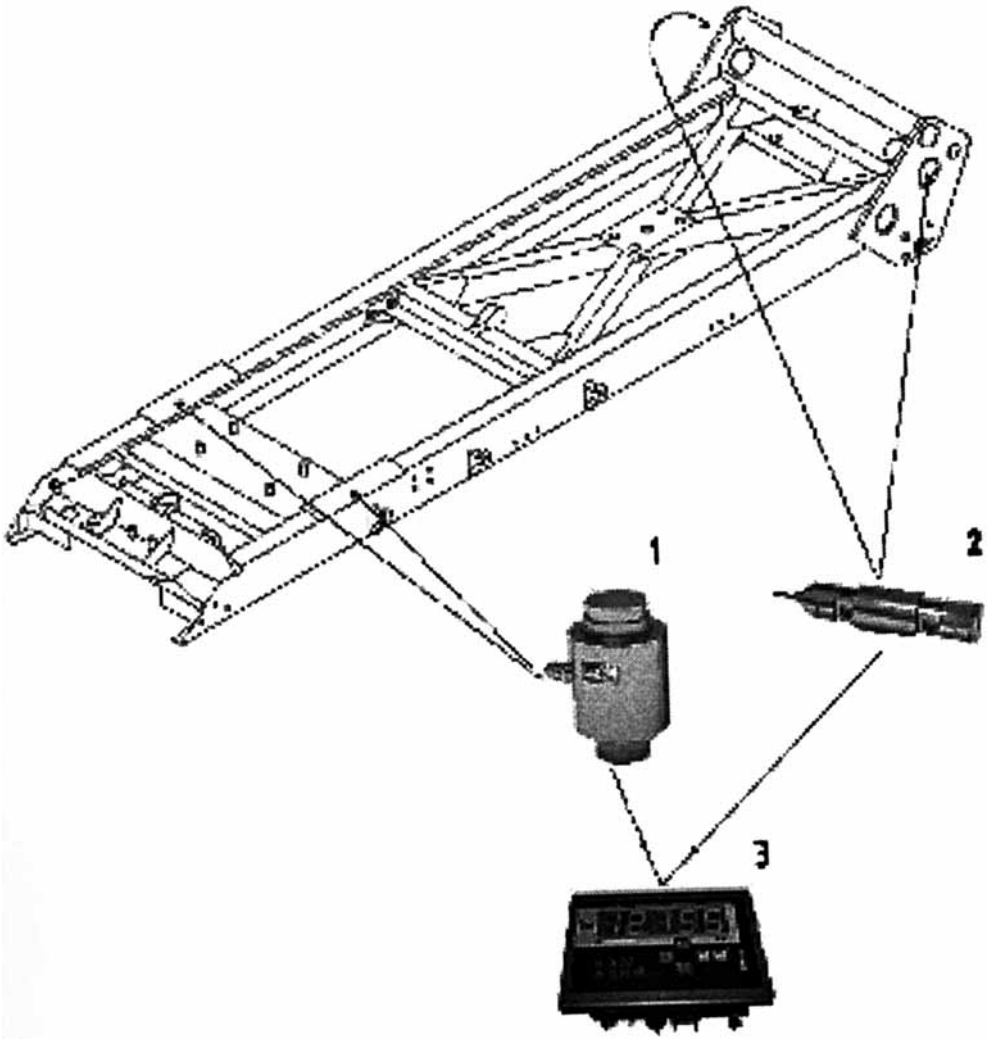


Схема массоизмерительной системы

Многие европейские автопроизводители уже применяют бортовые массоизмерительные системы на самосвалах, эксплуатируемых на европейских дорогах. Например, на некоторых самосвалах фирмы MAN при перегрузке автомобиля срабатывает ограничитель, и автомобиль не может разогнаться выше определенной скорости. Уже неоднократно в странах Евросоюза поднимается вопрос об оснащении всех грузовых автомобилей специальными датчиками, с помощью которых можно было бы определять степень загрузки автомобиля и нагрузку на оси. Скорее всего, такие нормы в ближайшие годы будут приняты в Европе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Семенов, М. А.** Разработка и исследование специального электрооборудования автосамосвалов для контроля загрузки и учета работы [Текст]. — Дис. ... канд. техн. наук. —Л., 1983.
2. **Датчик** для определения веса автомобиля в эксплуатационных условиях // Электроника. — 1976. — № 5. — С. 15
3. **Дашков, В. М.** Противоперегрузочное устройство самосвальной установки // Патент на полезную модель 80802. Опубликовано 27.02.2009.

"Группа ГАЗ" представляет новую гамму автомобилей "УРАЛ" на выставке "Строительная техника и технологии – 2010"

На 11-й Международной специализированной выставке "Строительная Техника и технологии—2010", проходившей с 1 по 5 июня 2010 г. в Москве, "Группа ГАЗ" представила гамму бескапотных автомобилей "УРАЛ". Впервые вниманию широкой общественности был представлен принципиально новый большегрузный полноприводный автомобиль "УРАЛ-6370", оборудованный выпущенным по лицензии Renault Trucks силовым агрегатом ЯМЗ-650, а также полноприводный двухосный автомобиль "УРАЛ-32552-3011-59", бортовой автомобиль "УРАЛ-4320-3971-58" и дорожный самосвал "УРАЛ-63685-03". Все новинки планируется запустить в серийное производство в 2010 г.

Частью экспозиции "Группы ГАЗ" стал большегрузный полноприводный автомобиль-самосвал **"УРАЛ-6370"** повышенной грузоподъемности (колесная формула 6 × 6, полная масса 33,5 т, грузоподъемность 20,4 т). Автомобиль обладает повышенным эксплуатационным ресурсом, поскольку оборудован комплектующими, соответствующими мировым стандартам качества:

- механической шестнадцатиступенчатой коробкой передач ZF 16S2220TD с синхронизаторами на всех передачах;
- механической двухступенчатой раздаточной коробкой ZF с блокируемым межосевым дифференциалом;
- мостами Raba;
- фильтрами грубой очистки топлива PreLine;
- модульной светотехникой Hella с повышенной ударопрочностью.

Новый большегрузный "УРАЛ-6370" оснащен двухместной кабиной бескапотного исполнения повышенной комфортности со спальным местом. В кабине улучшены интерьер и параметры рабочего места (обзорность и шумоизоляция). Опрокидывание кабины гидравлическое с возможностью дублирования электроприводом.

Автомобиль оборудован трехконтурной пневматической рабочей тормозной системой с ABS. Конструктивные особенности машины предусматривают возможность установки системы автоматической подкачки шин. Автомобиль-самосвал может выпускаться в различном исполнении: седельный тягач, трубоплетевоз, самосвал и шасси с удлиненной базой под спецнастройки.

Основной агрегат автомобиля "УРАЛ-6370" — шестицилиндровый дизель ЯМЗ-650 мощностью 412 л. с. — является отдельным экспонатом совместного стенда Дивизиона "Грузовые автомобили" и Дивизиона "Силовые агрегаты" "Группы "ГАЗ". Двигатели ЯМЗ-650 выпускаются с октября 2007 г. ярославским моторным заводом "Автодизель" "Группы ГАЗ" по лицензии компании Renault Trucks. Двигатели ЯМЗ-650 четырехтактные, с рядным расположением цилиндров, с непосредственным впрыском топлива, с турбонаддувом и с жидкостным охлаждением. Базовые модели семейства ЯМЗ-650 соответствуют экологическому стандарту Евро-3: на основе этого двигателя специалисты "Автодизеля" и инжиниринговой британской компании Ricardo разработали рядный двигатель ЯМЗ-651, соответствующий экологическому стандарту Евро-4.

На выставке экспонировался еще один перспективный автомобиль – полноприводный вахтовый автобус **"УРАЛ-32552-3011-59"** (колесная формула 4 × 4) с улучшенными потребительскими характеристиками, укомплектованный двигателем ЯМЗ-236НЕ2 мощностью 230 л.с. Автомобиль создан на базе агрегатного состава семейства "УРАЛ" и предназначен для эксплуатации по всем видам дорог. В автомобиль внесено значительное число конструкторских улучшений, которые в первую очередь коснулись кабины и агрегатов трансмиссии: машина укомплектована бескапотной кабиной, пневматическим механизмом управления раздаточной коробкой. Автобус "УРАЛ-32552-3011-59" имеет возможность установки кабины увеличенного объема для размещения одного или двух спальных мест. Кузов-фургон автомобиля рассчитан на 20 мест и обладает повышенными тепло- и шумоизоляционными свойствами. Автомобиль может выпускаться в нескольких вариантах: в исполнении вахтовый автобус, бортовой автомобиль и шасси под спецнадстройки. Серийное производство этой модели уже начато в мае 2010 г.

Полноприводной бортовой автомобиль **"УРАЛ-4320-3971-58"** (колесная формула 6 × 6, грузоподъемность 10 т) с бескапотной кабиной также стал экспонатом выставки. Автомобиль укомплектован дизелем ЯМЗ-236НЕ с турбонаддувом и с механической пятиступенчатой коробкой передач ЯМЗ-2361. Автомобиль с бортовой платформой предназначен для перевозки людей и грузов, а такжебуксирования прицепов по всем видам дорог и местности. Автомобиль в бескапотном исполнении создан в процессе модернизации серийного шасси "УРАЛ-4320". За счет замены традиционной капотной кабины на бескапотную удалось увеличить монтажную длину кузова, что позволяет перевозить контейнеры с еврогабаритами.

Частью экспозиции "Группы ГАЗ" стал и самосвал **"УРАЛ-63685-03"** (колесная формула 6 × 4, полная масса 25,5 т, грузоподъемность 15 т). Усовершенствование технических и эксплуатационных характеристик автомобиля позволило добиться оптимального соотношения его грузоподъемности и экономичности, а также снизить стоимость эксплуатации автомобиля и увеличить его производительность. Улучшенные техническиепараметры автомобиля позволяют эксплуатировать его на дорогах общего пользования. Автомобиль может комплектоваться рассчитанными под осевую нагрузку 10 тс мостами Raba; двигателями мощностью 250—362 л. с.; 8-, 9- и 12-ступенчатыми коробками передач. Автомобиль оснащен двухместной кабиной в исполнении без спального места. Самосвальная платформа объемом 10 м^3 имеет угол подъема 50°. Автомобиль может выпускаться в различном исполнении — самосвал, седельный тягач и шасси под размещение спецтехники.

(Отдел массовых коммуникаций ОАО "Автомобильный завод "УРАЛ")

Зарядное устройство PB-230 мощностью 230 Вт

Новые зарядные устройства PB-230 имеют широкий диапазон входного напряжения 90—264 В и активный корректор коэффициента мощности. Устройства соответствуют требованиям стандарта EN61000-3-2 по гармоническому составу потребляемого тока. Зарядные устройства этой серии подходят для свинцово-кислотных и герметичных свинцово-кислотных аккумуляторов.

Устройство PB-230 обеспечивает заряд аккумулятора в 3 этапа — заряд постоянным током, заряд постоянным напряжением и поддержка заряженного состояния аккумулятора. Эти зарядные устройства оборудованы выключателем на лицевой панели, светодиодным индикатором состояния заряда аккумулятора, входом дистанционного выключения, защитой от короткого замыкания от перенапряжения и перегрева, позволяют регулировать скорость вентилятора. Для зарядных устройств имеются сертификаты соответствия требованиям безопасности и ЭМС от TÜV, UL и CE.

Основные данные

Универсальный диапазон входного напряжения 90—264 В

Встроенный активный корректор коэффициента мощности

Выключатель питания

Заряд в 3 этапа

Встроенный вентилятор с регулированием скорости

Диапазон рабочих температур от –20 до +50 °С

Защиты от короткого замыкания, перегрузки, перенапряжения, перегрева

Светодиодный индикатор процесса заряда

Сертификаты TÜV, UL и CE

Размеры 190 × 96 × 49 мм

(По материалам компании АВИТОН)

"КАМАЗ" получил "Золотой сертификат соответствия"

"Золотой сертификат соответствия" был вручен ОАО "КАМАЗ" в Москве в честь 10-летия образования системы добровольной сертификации — СДС "Военный Регистр"

Сертификат подтвердил, что на КАМАЗе внедрена и совершенствуется система менеджмента качества (СМК), соответствующая установленным требованиям для эффективного выполнения государственного оборонного заказа.

СМК ОАО "КАМАЗ" сертифицирована на соответствие требованиям стандарта ГОСТ РВ 15.002—2003 "СРППП (Система разработки и постановки на производство продукции). Военная техника. Системы менеджмента качества" в системе "Военный регистр", что дает право производить и поставлять продукцию по гособоронзаказу.

Важнейшей составляющей обеспечения качества продукции по государственному оборонному заказу является наличие на предприятии эффективно действующей СМК. Признанием успехов КАМАЗа в развитии СМК может послужить и тот факт, что "Золотой сертификат соответствия" выдан Камскому автозаводу в бессрочное пользование.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

Пять дней в неделю, 160 машин в сутки

Производственные подразделения ОАО "КАМАЗ" завершили выполнение апрельского плана выпуска продукции.

За 22 рабочих дня было сдано 3480 машкомплектов автомобилей и шасси под установку кузовного и специального оборудования. Обращает внимание заметное увеличение — до 220 единиц производства сборочных и ремонтных комплектов автомобилей, используемых для модернизации ныне эксплуатируемой техники и выпуска новых КАМАЗов на зарубежных сборочных предприятиях.

Темп сборки автомобилей при односменном режиме ГСК-2 и двухсменной работе ГСК-1 автомобильного завода и большинства подразделений объединения — 160 машкомплектов в сутки — выдерживался в течение всего месяца.

Сборочный конвейер ОАО "КАМАЗ-Дизель" завершил сборку двигателей и поставку силовых агрегатов на автомобильный завод под производственную программу. Здесь собрано 3955 двигателей, до конца месяца завод отгрузит своим корпоративным и внешним потребителям 4231 двигатель и силовой агрегат.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

"Группа ГАЗ" представила перспективные автомобили УРАЛ" на международной выставке "Нефтегаз – 2010"

Автомобильный завод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" представил на 13-й международной выставке "Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса — Нефтегаз —2010" перспективные автомобили: трубоплетевоз, специальный вахтовый автобус и дорожный самосвал.

На выставке был представлен полноприводной **автомобиль-трубоплетевоз** с прицепом-роспуском (колесная формула 6 × 6, полная масса 33 т, грузоподъемность 35 т). Автомобиль предназначен для перевозки вне дорог с твердым покрытием труб длиной 12 м и диаметром от 530 мм до 1420 мм, а также плетей (секций труб) длиной до 36 м. Трубоплетевоз выпущен на базе шасси перспективного беольшегрузного автомобиля "УРАЛ-6370" с бескапотной кабиной. Основной агрегат автомобиля "УРАЛ-6370" — шестицилиндровый двигатель ЯМЗ-650 экологического класса "Евро-4" мощностью 412 л. с. Автомобиль оснащен механической 16-ступенчатой коробкой передач ZF 16S2220TD и механической 2-ступенчатой раздаточной коробкой ZF VG200 с цилиндрическим блокируемым межосевым дифференциалом.

Другой экспонат выставки — **полноприводной вахтовый автобус "УРАЛ-43206-4150-59"** (колесная формула 4 × 4) в бескапотном исполнении с улучшенными потребительскими характеристиками, укомплектованный двигателем ЯМЗ-236НЕ2 мощностью 230 л. с. Автомобиль предназначен для перевозки вахтовых бригад по дорогам общего пользования. Кузов-фургон автомобиля изготовлен из сэндвич-панелей (наружный слой — металлический лист, внутренний слой — стекловолокнистый пластик) и рассчитан на 23 посадочных места. Фургон укомплектован двумя независимыми отопителями с воздуховодами и тепловыми колодцами. Кузов оснащен современными стеклопакетами с тройным остеклением и тонировкой, лампами дневного света, а также вещевыми полками шириной 400 мм. Вещевые полки оборудованы воздуховодами с подачей воздуха на каждую пару сидений, с регулировкой силы и направления воздушного потока.

Частью экспозиции также является **самосвал "УРАЛ-63685-03"** (колесная формула 6 × 4, полной массы 25,5 т, грузоподъемностью 15 т). Усовершенствование технических и эксплуатационных характеристик автомобиля позволило добиться оптимального соотношения его грузоподъемности и экономичности, а также снизить стоимость владения автомобилем и увеличить его производительность. Улучшенные технические параметры автомобиля позволяют эксплуатировать его на дорогах общего пользования. Автомобиль может комплектоваться рассчитанными под осевую нагрузку 10 тс мостами Raba; двигателями мощностью 250—362 л. с.; 8-, 9- и 12-ступенчатыми коробками передач. Автомобиль оснащен двухместной кабиной в исполнении без спального места. Самосвальная платформа объемом 10 м^3 имеет угол подъема 50°. Автомобиль может выпускаться в различном исполнении — самосвал, седельный тягач и шасси под размещение спецтехники.

(ОАО "Автомобильный завод "УРАЛ")

"КАМАЗ" предлагает строителям

ОАО "КАМАЗ" принял участие в XI Международной специализированной выставке "Строительная Техника и Технологии—2010".

"Строительная Техника и Технологии" — крупнейшая в мире ежегодная выставка строительной техники и оборудования, которая собирает ведущих производителей и поставщиков оборудования и услуг. ОАО "КАМАЗ" представил вниманию потенциальных партнеров и потребителей линейку модернизированных грузовых автомобилей, которые приходят на смену устаревшей автомобильной технике. В экспозиции ОАО "КАМАЗ" посетители выставки увидели три образца специальной техники на шасси производства Камского автогиганта.

Большой интерес для потребителей представляет уникальный автомобиль — **самосвал КАМАЗ-65201 (8 × 4)** модернизированной конструкции, оснащенный рестайлинговой кабиной с улучшенными эксплуатационными свойствами. На автомобиле-самосвале установлен дизель мощностью 400 л. с. мод. 740.63-400 (Евро-3), а также коробкой передач ZF 16S1825TO.

"Жемчужиной" экспозиции можно по праву назвать **экскаватор-планировщик ЕТ-4322 на шасси автомобиля КАМАЗ-43118**. Изделия ОАО "Мотовилихинские заводы" и шасси КАМАЗ, на которые они устанавливаются, журналисты и эксперты не раз называли "двумя шедеврами, слитыми воедино". Представленный экспонат достойно продолжает эту традицию.

Без сомнения, найдет своего потребителя **автобетоносмеситель 581495 на шасси КАМАЗ-6520**. Автобетоносмеситель оснащен рестайлинговой кабиной с улучшенными эксплуатационными свойствами. Этот автомобиль предназначен для доставки готовой смеси потребителям с сохранением ее свойств в пути следования, а также для выгрузки и укладки по прибытии на строительный объект.

(По материалам пресс-службы ОАО "КАМАЗ")

АМО ЗИЛ

Основная стратегия реформирования прессового производства выполнена

Одной из задач, стоящих перед технологическим управлением АМО ЗИЛ, является реформирование прессового производства. Уже выработаны решения, связанные как с реформированием площадки старого прессового корпуса, площадки штамповочного производства арматурного цеха, так и с развитием совместного предприятия ООО ААТ. Окончательно определен состав оборудования, переводимого с площадок прессового корпуса и арматурного цеха, существует ясность с номенклатурой изделия, которую будет осваивать совместное предприятие.

В концепции развития совместного предприятия предусмотрены производственные мощности для обеспечения сторонних заказов по штамповке автокомпонентов для "Автофрамоса" и других потенциальных заказчиков.

Специалисты технологического управления совместно с Проектным управлением и другими заводскими службами разрабатывают технические задания, решения, проекты, связанные с реконструкцией здания механосборочного цеха № 3 (МСЦ-3). Важно не только разработать современные процессы производства продукции, но и создать комфортные условия для работы персонала. Необходимо использовать современные энергосберегающие системы отопления и вентиляции корпуса, энергосберегающее освещение, утеплить наружный фасад здания, чтобы уменьшить потери на обогрев в осенне-зимний период. Ставится задача полностью заменить старую кровлю на современную, а также уложить современные напольные покрытия. Эти проекты будут разрабатываться с учетом производств, которые разместятся на площадях МСЦ-3. Кроме участка по производству лонжеронов, в перспективе будет создание участка сварки кузовов автобусов и фургонов, сварки оперения автомобилей ЗИЛ, гибких производственных технологий, обработки труб, а также современный участок механической обработки рамных кронштейнов с использованием станков с ЧПУ и обрабатывающих центров.

Будет создана измерительная лаборатория для партнеров предприятия из ООО ААТ, которые уже заканчивают изготовление фундамента под трехкоординатную измерительную машину.

Участок по сборке рам должен начать работать в этом году.

Создается полигон новейших технологий. Работающие в отделе главного сварщика лазерная и плазменная установки морально и физически устарели.

Для полигона по отработке новейших технологий закупается самое современное оборудование. Это роботизированный лазерный сварочный комплекс, современная лазерная установка для раскроя плоских деталей, современная портальная лазерная машина для резки пространственных деталей, современный листогибочный пресс с манипулятором и ЧПУ. Все это — оборудование немецкой фирмы TRUMPF.

Внедрение данного участка позволит качественно изготовлять около тысячи наименований номенклатурных деталей, предприятие сможет перевести около 600 наименований деталей прессового и прессово-сварочного производства со штамповки на лазерный раскрой, а также отработать процессы лазерной сварки деталей. Самое главное: этот участок даст возможность существенно снизить время и затраты на производственную подготовку технологий и новых оригинальных деталей, более оперативно изготовлять экспериментальные образцы техники.

В ближайшее время начнется монтаж роботизированного сварочного комплекса, для которого уже изготавливается специальный защитный саркофаг. С полным набором вышеперечисленного оборудования участок должен начать работать уже осенью 2010 г.

(По материалам газеты "Московский автозаводец")

Abstracts of articles

2 *Klimov S. S., Klimov S. N.* To the question of jamming of automobile steering gears

Studies were conducted on the possibility of placing of an extraneous subject in gearing of worm pair of the steering mechanism at the maximum values of revolting forces; of the formation, in so doing, the traces of seizure and the conformity of their location to an angle of rotation of operated wheels and to radius of curvature of a trajectory of the centre of weights.

The conclusion was made on the basis of the above named investigations: under normal operating conditions jamming of automobiles steering mechanisms is impossible.

Keywords: worm pair, steering gear, study, traces of seizure, jamming of mechanism, investigation, conclusion

8 *Faskhiev Kh. A., Salakhov I. I., Voloshko V. V.* Universal multiple stream differential mechanism — modul of the automatic transmission

The tendencies and problems are considered at creation modern automatic transmission. Are submitted of the kinematical circuit and design of new automatic boxed of transfers on the basis of the universal multilane differential mechanism, developed by the authors.

Keywords: automatic transmission, planetary system, universal multiple stream differential mechanism

13 *Bazhenov E. E.* The choice of rational values of torque, realizing ICDO-jointed propeller on the transport system. Stochastic estimation Come-bridge

Article is devoted to the rational choice of torque on the motion telyah articulated transport system. The basis of the proposed method – stochastic-sky approach to assessing the patency of vehicles. As a result of simulation is possible to determine the minimum probability of loss of patency of articulated transport system. Different longitudinal forces on the propeller, depending on the coupling capabilities and value of input torque-ment, determine the minimum probability of loss of cross-linkage and co-disobedience movement of the transport system.

Keywords: articulated vehicles and technological systems, mobile articulated vehicles and technological systems, assessment patency, strength, resistance force, deterministic approach, stochastic approach, probability of loss of patency

19 *Emelyanov V. N., Romanov I. V.* Computer designing technological operation of the correction of the spatial crankshafts using of sectorial atamping fillets

It is developed a computer program for desining the technological operation of the correction of the spatial crankshafts with six connecting necks, locared in paris at an angle of 120°, using of sectorial stamping of the filets.

Keywords: crankshaft, correction, stamping, fillet

24 *Sinelnikov A. F.* Route technology of repairs crankshafts of automobile engines

The article describes the routing technology of repair crankshaft motion of internal combustion motors. The basic principles of route repair parts. For example, crankshaft, automobile and engine are designed routes to repair, given the content of technological operations and the equipment used.

Keywords: route technology, crankshaft, repair, maintenance equipment

24 *Faskhiev H. A.* Increase of durability of hairpins of fastening of spherical support of the forward bridge of the car

Results of experimental researches of influence structurally-technology factors on durability of hairpins of fastening of a spherical support to case the forward leading bridge of a lorry are resulted. It is established that carving with different step performance of a hairpin and a nut and electromechanical processing of a carving allow to raise durability of carvmg connections essentialy.

Keywords: the leading operated bridge, a spherical support, a hairpin, durability, electromechanical processing

30 *Faskhiev Kh. A.* Definition of operational expenses for tyres

The technique of definition of a resource of tyres of the lorries, considering service conditions is offered. In particular in the offered formula are considered loading on the tyre, pressure, speed of movement of the car, a condition of a surface of a road covering, specific deterioration of tyres.

Keywords: the tyre, loading, pressure, a resource, service conditions

37 *Zagidullin K. F., Filkin N. M.* Increase in dump truck operational characteristics by weight control goods transported

The article contains the critical analysis dump trucks' overload/underload problems and way to increase their operational characteristics. A new trucks weight control system with new resistance sensors, which provides the precise, is proposed.

Keywords: truck, cars' axle load, truck overload/underload, trucks' weight control system, dump truck operational characteristics.

41 *News*

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 23.06.2010. Подписано в печать 30.07.2010. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,58. Заказ 191. Тираж 150 экз.

Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2