

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. В. Мазинг, В. А. Грибов — Конструктивные параметры и механическая напряженность кулачковых валов топливных насосов дизелей	1
Ф. Н. Авдонькин, А. С. Денисов — Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала	4
Н. А. Керимов, Р. И. Мехтиев, К. М. Маскенсков — К вопросу создания автомобильных двигателей с малотоксичным выпуском	6
Ю. А. Голицын, А. И. Калинина, Л. В. Кузнецов — Построение эпюры распределения радиальной силы поршневого кольца	8
Е. Н. Антонов, В. Н. Клячкин, Л. А. Старцев — Повышение жесткости и прочности картера коробки передач	10
Г. Э. Пин — Аналитический расчет разгона автомобиля с прозрачным гидротрансформатором	11
А. П. Лызо, Ю. Е. Травкин, Л. Г. Князева — Выбор кривых профиля статора пластинчатых насосов	13
А. М. Сорокин, Г. Ф. Гуськова — Травмобезопасное рулевое управление автомобиля ГАЗ-24 «Волга»	14
Р. В. Вирабов — Определение радиусов качения колеса с пневматической шиной	16
Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Л. А. Румянцев, А. И. Ягант — Исследование легкового автомобиля с трансмиссиями различных типов	19
М. Б. Школьников, А. П. Ласевич — Расчет несущего кузова автобуса на кручение с использованием ЭЦВМ	22
В. М. Миронов, В. Е. Ганеев — Исследование гидравлической характеристики распределителя гидроусилителя руля	26
Р. А. Мусарский — К оценке безопасности движения автомобиля	27

ТЕХНОЛОГИЯ

А. Г. Ванюков, В. И. Никоноров, Г. В. Рягузова, А. Е. Сафутин — Порошковые полимерные краски	29
В. К. Белосевич, Н. А. Вухбиндер, М. Л. Дробинский, В. С. Шаловал, Л. М. Ведешина — Применение алюминированного листа для изготовления деталей глушителей	31
А. Т. Быкадоров, В. В. Пахтунов, А. Г. Свешников — Изготовление ступенчатых заклепок	32
Н. И. Горфинкель, Б. П. Будаев, Ю. Д. Львовский, В. П. Прокудин, Г. П. Морозов, Г. А. Теренин — Агрегат для контроля длины окружности, радиального и торцового биения обода колеса	33

ИНФОРМАЦИЯ

И. И. Селиванов — Развитие автомобилей высокой проходимости грузоподъемностью 0,25—2,5 т в США	34
М. М. Каплун, А. В. Эрвайс — Электронные устройства к стандартным средствам измерения длин и углов	38
А. И. Мищенко — Прибор для автоматического измерения расхода топлива	41
С. П. Маркелов, Ю. Н. Крылов — Различные виды бамперов для грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов	43
Човости в технологии машиностроения за рубежом	44

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Н. Х. Дьяченко — Рецензия на книгу Ю. И. Будыко, Ю. В. Духнин, В. Э. Коганер, К. М. Маскенсков — «Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей» Л., «Машиностроение», 1975	45
Рефераты статей	46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. И. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, Б. Н. Морозов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, проезд Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424, 427
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Ж. Л. Суходолова

Сдано в набор 7/VI 1975 г.

Подписано в печать 12/VI 1975 г.

Т-10249

Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,7.

Формат 60×90/8

Тираж 12666

Зак. 1754

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.
Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

7
ИЮЛЬ

1975

Год издания ХLI

КОНСТРУИРОВАНИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ
ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43.032

Конструктивные параметры и механическая напряженность кулачковых валов топливных насосов дизелей

Канд. техн. наук М. В. МАЗИНГ, В. А. ГРИБОВ
НАМИ

ПРИ РАБОТЕ топливного насоса высокого давления кулачковый вал подвергается действию высоких циклически меняющихся механических нагрузок. В связи с этим к нему предъявляются повышенные требования по прочности и жесткости конструкции, точности изготовления профилей кулачков и опорных шеек, твердости рабочих поверхностей, износостойкости и долговечности при работе в различных эксплуатационных условиях.

Характерными геометрическими параметрами кулачкового вала, определяющими его размеры и жесткость конструкции, являются диаметр начальной окружности кулачка $d_{к0}$ и пропорциональный ему диаметр цилиндрических шеек между кулачками d_0 ($d_0/d_{к0}=0,845 \div 0,96$). Абсолютные величины $d_{к0}$ и d_0 зависят от размерности топливного насоса, т. е. от расстояния между осями соседних плунжеров A_1 . Размеры $d_{к0}$ и d_0 целесообразно использовать в качестве исходных параметров при сравнении между собой кулачковых валов различ-

ных топливных насосов. Некоторые относительные конструктивные параметры кулачковых валов топливных насосов современных дизелей приведены в таблице.

По своим конструктивным параметрам кулачковый вал насосов Минимек фирмы Симмс отличается от валов других топливных насосов. Его характерной особенностью является отсутствие промежуточных опор ($d_0/L_{пр}=0,14$, где $L_{пр}$ — расстояние между центрами опор), что стало возможным благодаря увеличенным шейкам вала ($d_0=31$ мм) и увеличенной ширине кулачка ($b_k=14$ мм). Для сравнения укажем, что в топливном насосе размерности «М» фирмы Холлей, у которого такое же расстояние между секциями, величины d_0 и b_k соответственно равны 21 и 9,5 мм, т. е. в 1,5 раза меньше. Указанные мероприятия позволили увеличить расстояние между опорами в насосе Минимек в 2,25 раза по сравнению с насосом фирмы Холлей при одновременном увеличении момента сопротивления изгибу в 3 раза.

Топливный насос	Фирма, завод	A_1 в мм	l	$\frac{d_{к0}}{A_1}$	$\frac{d_0}{A_1}$	$\frac{d_0}{d_{к0}}$	$\frac{d_{оп}}{d_0}$	$\frac{b_k}{d_{к0}}$	$\frac{d_0}{L_{пр}}$	$\frac{\Sigma b_k}{L_{пр}}$
РЕ4А	Бош	32	4	0,75	0,72	0,96	0,74—0,87	0,46	0,177	0,385
РЕ6А	"	32	6	0,75	0,72	0,96	0,74—1,0	0,46	0,242	0,35
РЕ8А	"	32	8	0,75	0,72	0,96	0,87—0,915	0,46	0,177	0,385
РЕ8Р	"	35	8	0,915	0,86	0,94	0,92—0,935	0,5	0,2	0,43
РЕ10Р	"	35	10	0,915	0,86	0,94	0,935	0,5	0,21	0,445
Мини	Холлей	24	8	0,94	0,875	0,93	0,81—1,0	0,42	0,205	0,37
Минимек	Симмс	25	8	1,36	1,24	0,91	0,645	0,41	0,14	0,5
PRV	Моторпал	32	8	0,815	0,69	0,845	0,95—1,1	0,345	0,165	0,27
ЯМЗ-236	ЯЗТА	40	6	0,8	0,69	0,86	0,73—1,0	0,375	0,22	0,3
ЯМЗ-238	"	40	8	0,8	0,69	0,86	0,73—1,0	0,375	0,17	0,3
ЯМЗ-240	"	40	12	0,8	0,69	0,86	0,73—1,0	0,375	0,34	0,3

Вологодская областная университетская научная библиотека

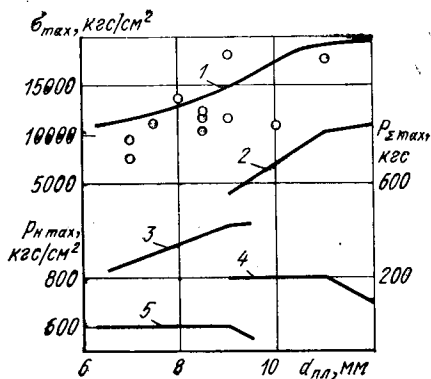


Рис. 1. Допустимая механическая напряженность топливных насосов высокого давления:

1 — $\sigma_{\max}$, расчет по кривым 4 и 5; 2 — $P_{\max}$ для насосов размерности «Р» фирмы Бош; 3 — то же, для насосов размерности «А»; 4 — предельно допустимые давления впрыска для насосов размерности «Р» по рекомендации фирмы Бош; 5 — то же, для насосов размерности «А» (точками отмечен расчет для реальных топливных систем)

При работе топливного насоса на кулачковый вал действуют: сила давления топлива P_t , равная произведению давления в надплунжерном пространстве насоса p_n на площадь плунжера $F_{пл}$ — только на участке нагнетания, сила сжатия пружины $P_{пр}$ — постоянно, сила инерции P_i от возвратно-поступательно движущихся масс плунжера $m_{пл}$, толкателя m_t и пружины $m_{пр}$ — при движении плунжера.

Суммарная сила P_{Σ} , равная сумме указанных сил, вызывает прогиб нагруженного участка вала и создает на валу крутящий момент $M_{кр}$, закручивающий данный участок:

$$P_{\Sigma} = p_n F_{пл} + P_{пр} + C_{пр} h_{пл} \pm \left(m_{пл} + m_t + \frac{1}{3} m_{пр} \right) J_{пл}; \quad (1)$$

$$M_{кр} = P_{\Sigma} \left(\frac{d_{к.о.}}{2} + r_p + h_{пл} \right) \operatorname{tg} \gamma, \quad (2)$$

где $P_{пр}$ — усилие предварительного сжатия пружины плунжера;

$C_{пр}$ — жесткость пружины плунжера;

$h_{пл}$ — подъем плунжера;

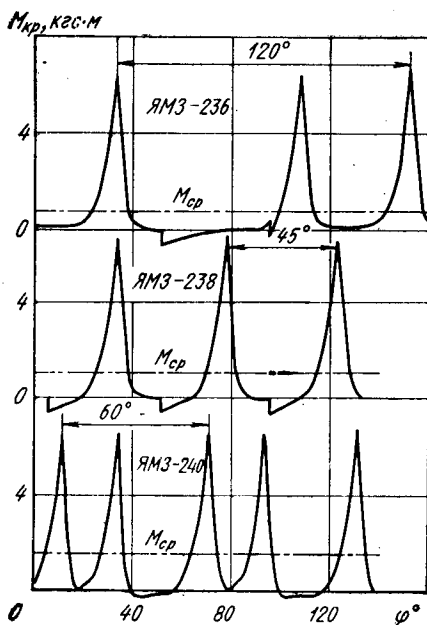


Рис. 2. Крутящий момент на приводном конце кулачкового вала топливного насоса при $\Delta V = 111 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, $n_k = 1050 \text{ об/мин}$

$i_{пл}$ — ускорение плунжера;

r_p — радиус ролика толкателя;

γ — угол контакта между кулачком и роликом.

Наибольшие значения P_{Σ} и $M_{кр}$ соответствуют моменту конца нагнетания топлива, где давления p_n могут достигать 700—800 кгс/см² и плечо приложения силы увеличено. Величины P_{Σ} и $M_{кр}$ зависят также от диаметра плунжера топливного насоса, возрастая при увеличении $d_{пл}$ (рис. 1).

При работе на форсированных режимах соотношения между P_t и P_{Σ} на участке нагнетания достигает 0,85—0,95. При работе на режимах холостого хода, когда давление нагнетания равно давлению затяжки иглы форсунки, величина отношения P_t/P_{Σ} снижается до 0,7—0,85, т. е. влияние сил инерции и пружины на величину P_{Σ} несколько возрастает.

Проведенные расчеты показали, что максимальные значения прогиба кулачкового вала в плоскости действия силы P_{Σ} в существующих конструкциях топливных насосов не превышают 60 мкм, т. е. сопоставимы с допуском на точность изготовления профиля кулачка. Напряжения изгиба в опасных сечениях вала не превышают 700 кгс/см² и являются допустимыми.

В многоплунжерном топливном насосе происходит наложение фаз движения отдельных плунжеров и суммарный момент на приводном конце вала имеет форму сложной кривой с периодом изменения $2\pi/i$ (где i — число секций) для насоса с равномерным чередованием впрысков (например, ЯМЗ-238) и $4\pi/i$ — для неравномерного чередования. Пример кривой $M_{кр} = f(\varphi)$ для топливных насосов дизелей ЯМЗ-236, -238, -240, определенный расчетом для режима $\Delta V = 111 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $n_k = 1050 \text{ об/мин}$, приведен на рис. 2.

Как видно из этих кривых, величина $M_{кр}$ на приводном конце кулачкового вала меняется от максимальной, соответствующей участку нагнетания топлива, до минимальной, имеющей знак минус и вызванной усилием пружины и силами инерции на участке опускания плунжера. Из-за скачкообразного изменения величины $M_{кр}$, вызываемого разрывом кривой ускорений плунжера, привод топливного насоса испытывает также и ударные нагрузки.

Максимальные значения $M_{кр}$ зависят от условий работы насоса, т. е. от величины цикловой подачи топлива и скоростного режима, и в насосах размерности «А» фирмы Бош достигают 3—6,6 кгс·м (при разных значениях $d_{пл}$). В топливных насосах размерности «Р», устанавливаемых на форсированных дизелях, величина $M_{кр}$ может достигать 20 кгс·м. Отрицательные значения $M_{кр}$ обычно не превышают 1 кгс·м. Средняя величина $M_{кр}$ не превышает 25% максимального значения $M_{кр}$.

Напряжения кручения в минимальном сечении кулачкового вала для существующих конструкций топливных насосов вызванные действием $M_{кр}$, не превышают 400 кгс/см², т. е. не выходят за допустимые пределы.

Расчеты показали, что угловые деформации кулачкового вала имеют наибольшие значения на участках нагнетания топлива и возрастают при форсировании аппаратуры по нагрузке. Абсолютные значения деформаций увеличиваются по мере удаления кулачка от приводного конца вала. Максимальные деформации на последнем кулачке двенадцатисекционного топливного насоса дизеля ЯМЗ-240 достигают, например, 0,4° по кулачку, что составляет около 3% геометрической продолжительности нагнетания. Однако, несмотря на свою относительно малую величину, угловые деформации кулачкового вала вносят заметные искажения в характер движения плунжера на участке нагнетания и особенно после его окончания. При деформациях вала снижается мгновенная скорость его вращения по сравнению со средней скоростью. Это вызывает соответствующее изменение скорости плунжера и интенсивности нагнетания топлива.

После окончания нагнетания происходит выделение накопленной валом потенциальной энергии и мгновенная скорость его вращения резко возрастает, вызывая увеличение сил инерции массы плунжера и толка-

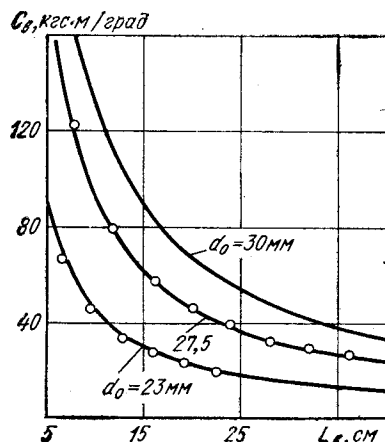


Рис. 3. Влияние линейных размеров кулачкового вала на величину его крутильной жесткости

теля, которые в некоторых случаях могут превысить усилия пружины плунжера и вызвать тем самым разрыв кинематической цепи [1 и 2].

Влияние упругих деформаций кулачкового вала возрастает при увеличении длины вала и уменьшении его диаметра, т. е. при снижении его крутильной жесткости C_κ . При расчете определения величины C_κ кулачковый вал на участке от первого кулачка до i -го можно рассматривать как гладкий цилиндрический вал диаметром d_0 . Длина этого эквивалентного вала $L_{\text{экв}}$, подсчитанная по условию равенства потенциальных энергий с действительным валом, прямо пропорциональна длине действительного вала L_κ , но из-за влияния кулачков, эксцентров и других факторов короче на 11%, т. е. $L_{\text{экв}} = 0,89 L_\kappa$.

При определении величины коэффициента пропорциональности в этом соотношении кулачки рассматриваются как цилиндры, длина которых равна ширине кулачков, а диаметр равен $d_{\text{к.о.}}$. Экспериментально установлено, что для большинства применяемых типов кулачков можно пренебречь влиянием профиля кулачка на величину C_κ . Учет неработающих слоев металла при переходе от одного сопрягаемого цилиндрического участка вала к другому производился с помощью специального поправочного коэффициента, зависящего от соотношения диаметров этих участков и формы перехода [3]).

Таким образом, при практических расчетах кулачковых валов топливных насосов, параметры которых близки к параметрам исследованных в данной работе валов, величина крутильной жесткости вала на участке от первого кулачка до i -го может быть определена по следующему выражению:

$$C_\kappa = \frac{G J_p}{L_{\text{экв}}} = \left(\frac{G \pi}{0,89 \cdot 32} \frac{\pi}{180} \right) \frac{d_0^4}{L_\kappa} = K \frac{d_0^4}{L_\kappa}, \quad (3)$$

где J_p — полярный момент инерции поперечного сечения вала;

$G = 850\,000$ кгс/см² — модуль сдвига.

При подстановке в выражение (3) линейных размеров d_0 и L_κ , выраженных в сантиметрах, величина C_κ будет иметь размерность кгс·м/град при численном значении коэффициента $K = 16,4$. Результаты расчетов по выражению (3) приведены на рис. 3.

Выражение (3) позволяет оценить влияние угловых деформаций кулачкового вала на работу отдельных секций насоса по отношению к первой секции. Влияние деформаций приводного конца вала при необходимости может быть учтено по методике, изложенной в работе [3].

Анализ крутильной жесткости кулачковых валов многоплунжерных топливных насосов показал, что абсолютные значения C_κ , определенные по последнему кулачку, лежат в пределах 20,2—103 кгс·м/град. При этом оба крайних значения относятся к восьмикулачковым валам насосов размерности «М» фирм Холлей и Снммс, конструктивные отличия которых были рассмотрены выше.

Для снижения влияния угловых деформаций вала на работу топливной системы необходимо уменьшать длину кулачкового вала многоплунжерного топливного насоса как путем замены однорядной схемы расположения секций на V-образную, так и путем уменьшения расстояния между секциями, т. е. переходом к более прогрессивным типоразмерам топливного насоса. Увеличение диаметра цилиндрических шеек вала позволит повысить жесткость вала пропорционально четвертой степени изменения d_0 , но при этом масса вала возрастет в соотношении d_0^2 .

Наиболее характерным показателем механической напряженности кулачкового вала является величина контактных напряжений на поверхности контакта «кулачок—ролик», величина которого определяется по формуле Герца:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{P_\kappa E}{b_\kappa \cos \gamma} \left(\frac{1}{r_\kappa} + \frac{1}{r_p} \right)}, \quad (4)$$

где r_κ — радиус кривизны профиля кулачка;

E — модуль упругости материала вала.

Максимально возможные значения контактных напряжений σ_{max} оценивались по максимально допустимым давлениям нагнетания топлива p_{max} , которые фирма Бош рекомендует для топливных насосов размерностей «Р» и «А» (рис. 1, кривые 4 и 5). При расчете принималось, что процесс нагнета-

ния топлива в насосах размерности «А» заканчивается на участке возрастающей скорости плунжера и профиль кулачка — тангенциальный. Для насосов размерности «Р» расчет проводился для промежуточного дугового участка профиля, расположенного между тангенциальным и дуговым участками. Скоростной режим работы и профили кулачков определялись по каталожным данным. Массы движущихся деталей, их размеры и параметры пружин измерялись по имеющимся образцам топливных насосов. Результаты расчетов приведены на рис. 1 (кривые 1—3).

Как видно из этих данных, с увеличением диаметра плунжера максимально возможные контактные напряжения возрастают с $\sigma_{\text{max}} = 11\,500$ кгс/см² при $d_{\text{пл}} = 7$ мм до $19\,400$ кгс/см² при $d_{\text{пл}} = 12$ мм. Величину $\sigma_{\text{max}} = 20\,000$ кгс/см² следует, очевидно, считать предельно допустимой для топливных насосов автомобильных дизелей. Для сравнения укажем, что в топливных системах судовых дизелей величина σ_{max} не должна превышать $14\,000$ кгс/см² [4]. Для большинства существующих конструкций топливных насосов автомобильных дизелей значения σ_{max} лежат в пределах $13\,000$ кгс/см² и лишь для форсированных топливных систем достигают $18\,000$ кгс/см² (см. рис. 1).

При расчетах по формуле (4) принимается, что контакт кулачка с роликом происходит по прямой линии. Из-за неизбежных упругопластических деформаций на линии контакта при хорошем состоянии поверхностей кулачков, роликов и других деталей фактические значения σ_{max} получаются меньшими [5]. Однако при наличии люфтов в толкателях и подшипниках вала, плохой смазке рабочих поверхностей, недостаточной чистоте и нарушении формы контактирующих деталей контактные напряжения во время нагнетания топлива могут превышать расчетные значения, снижая тем самым срок службы топливной системы.

Предельно допускаемая величина действительных контактных напряжений $\sigma_{\text{доп}}$ для кулачков зависит от твердости рабочей поверхности кулачка. Для ориентировочной оценки этой величины можно использовать предложенную в работе [6] эмпирическую зависимость, полученную для стальных кулачков,

$$\sigma_{\text{доп}} = (230 \div 300) \text{ HRC}. \quad (5)$$

Из приведенных выше данных и из выражения (5) следует, что твердость кулачков топливных насосов автомобильных дизелей должна быть не ниже $\text{HRC} = 60$. По данным ЦНИТА [5], твердость кулачков современных топливных насосов автотракторных дизелей отвечает этому требованию.

Для обеспечения работы топливной системы в пределах допустимого уровня контактных напряжений необходимо подбирать фазы нагнетания относительно профиля кулачка таким образом, чтобы процесс нагнетания топлива заканчивался на участках возрастающей скорости движения плунжера — тангенциальном или дуговом (с большим радиусом кривизны). При окончании нагнетания на переходном участке профиля, радиус кривизны которого выполняется равным 2—5 мм, величина σ_{max} возрастает в 1,7—2,25 раза по сравнению с тангенциальным участком. В этом случае процесс нагнетания будет заканчиваться при понижающейся скорости плунжера, что не всегда соответствует требуемым условиям организации рабочего процесса быстроходного дизеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов П. Б., Исаев А. И. Крутильные колебания кулачкового валика. Топливная аппаратура дизелей. Межвузовский сборник. Ярославский политехнический институт, 1973.
2. Кузнецов П. Б. Влияние крутильных колебаний кулачкового валика на динамику плунжера. Топливная аппаратура дизелей. Внутривузовский сборник. Ярославский политехнический институт, вып. 2, 1974.
3. Вихерт М. М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М., Машгиз, 1957.
4. Wight D. A. — „Marine Engineering Revue“, 1974, № 3.
5. Пожаров М. А. Экспериментальное определение контактных напряжений на профильной поверхности кулачкового вала топливного насоса УТН-5. — В сб.: Труды ЦНИТА, вып. 56, 1973.
6. Орликов М. Л. Кулачковые механизмы машин-автоматов. М., Машгиз, 1955.

Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН, А. С. ДЕНИСОВ

Саратовский политехнический институт

КРИТЕРИЕМ технического состояния любого сопряжения является надежность работы. У подшипников коленчатого вала надежность работы зависит от температуры на поверхности трения, так как она определяет вероятность отказа. На температуру поверхности трения при установившемся режиме влияет возможность непосредственного контакта шейки и вкладыша, толщина масляного слоя между этими деталями. Толщина масляного слоя уменьшается с увеличением температуры масла и нагрузки на подшипник.

По мере износа шейки и вкладышей повышается нагрузка на подшипник, падает давление масла в системе смазки. Следовательно, о надежности работы подшипника можно судить по температуре масла и давлению в системе смазки.

На практике измерение температуры масла двигателя на автомобиле вызывает трудности, проще измерять давление масла. Критерием изменения надежности работы подшипника по мере износа деталей можно принять давление масла.

Для различных моделей двигателей установлены предельные значения давления масла. Однако неизвестна закономерность изменения давления масла в системе смазки в процессе эксплуатации, следовательно, не представляется возможным прогнозирование пробега до определенного состояния подшипников коленчатого вала.

Зависимость изменения давления масла от пробега автомобиля можно установить аналитически. Расход масла Q_m через отверстия зависит от площади их поперечного сечения F , давления масла p , геометрических параметров отверстий. В соответствии с гидродинамической теорией смазки [1] в первом приближении для заданного подшипника можно принять

$$Q_m = AF \sqrt{p},$$

где A — постоянный коэффициент, определяемый опытным путем при остальных постоянных условиях.

При износе подшипников, когда перепускной клапан масляного насоса уже не открывается, расход масла зависит только от производительности масляного насоса. Поэтому

$$AF_0 \sqrt{p_0} = AF \sqrt{p}. \quad (1)$$

Здесь величины F_0 , p_0 характеризуют условия прокачивания масла в конце приработки при зазоре s_0 , F и p — при зазоре s , а

$$F = \pi r s; \quad p = p_0 \frac{s_0^2}{s^2}, \quad (2)$$

где r — радиус подшипника.

Поскольку p_0 и s_0 — постоянные величины для данного двигателя и режима его работы, то давление в системе смазки обратно пропорционально квадрату величины зазора в сопряжении, т. е.

$$p = \frac{a}{s^2}, \quad (3)$$

где a — постоянный коэффициент.

Практически с изменением расхода масла изменяются температура масла и другие условия его истечения, поэтому зависимость давления масла в системе смазки от зазора не может быть строго квадратичной:

$$p = \frac{a}{s^m}, \quad (4)$$

где $m \neq 2$.

Эта закономерность хорошо подтверждается данными, полученными в работе [2] для коренных подшипников двигателя ЗИЛ-130.

Коэффициент корреляции для линейной зависимости, полученной путем логарифмирования зависимости (4), $\ln p = \ln a - m \ln s$ или $y = y_0 - tx$ для шести чисел оборотов коленчатого вала изменялся в пределах 0,983—0,999, что соответствует высокой тесноте корреляционной связи. При этом наблюдается определенная зависимость показателя степени n от числа оборотов коленчатого вала (рис. 1): с увеличением числа оборотов показатель степени уменьшается.

Учитывая, что $s = s_0 e^{bL}$, изменение давления в системе смазки в процессе эксплуатации на основе зависимости (2) можно записать в практически более удобной форме:

$$p = p_0 e^{-2bL} = p_0 e^{-b_p L},$$

где L — пробег автомобиля;

b — изменение интенсивности изнашивания на единицу износа;

b_p — изменение давления на единицу износа.

Справедливость аналитической зависимости можно проверить по статистическим данным, по величине коэффициента корреляции и его погрешности.

На рис. 2 показано изменение давления в системе смазки двигателей ЯМЗ-236 и двигателей ЗИЛ-130 нескольких групп: группы I — на постоянных маршрутах торговой сети города; группы II — на стропильных площадках; группы III — капитально отремонтированные двигатели. Давление в системе смазки измеряли с помощью манометра автомобиля на двух режимах при температуре воды 80—90°C.

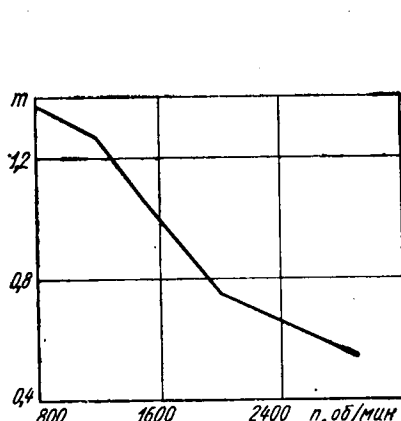


Рис. 1. Изменение показателя степени m зависимости давления p масла от зазора s в подшипнике ($p = \frac{a}{s^m}$) с увеличением числа оборотов коленчатого вала n

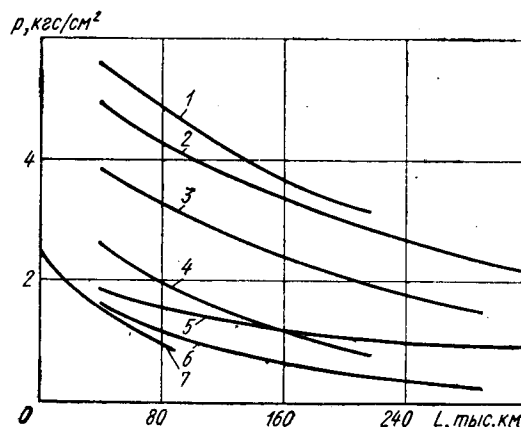


Рис. 2. Зависимость давления p масла в системе смазки двигателей от пробега автомобиля L :
1 — ЯМЗ-236, $n = 2100$ об/мин; 2 — ЗИЛ-130, группа I, $n = 3200$ об/мин; 3 — ЗИЛ-130, группа II, $n = 3200$ об/мин; 4 — ЯМЗ-236, $n = 600$ об/мин; 5 — ЗИЛ-130, группа I, $n = 1000$ об/мин; 6 — ЗИЛ-130, группа II, $n = 1000$ об/мин; 7 — ЗИЛ-130, группа III, $n = 3200$ об/мин

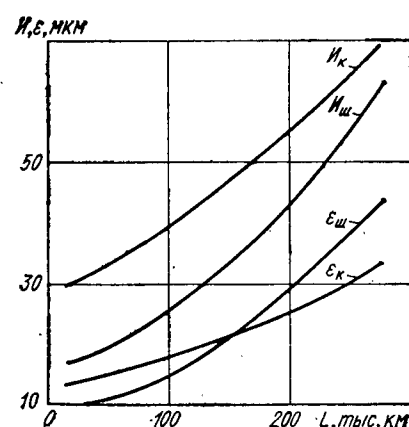


Рис. 3. Зависимость износа I и эллипсности ϵ коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 от пробега L автомобиля

метры аналитической зависимости, полученные на основании статистических данных по способу наименьших квадратов с помощью ЭЦВМ «Наири-К».

Из приведенных величин коэффициентов корреляции видно, что экспериментальные значения r соответствуют полученной аналитической зависимости, коэффициент корреляции очень высокий (0,7—0,9), а погрешность коэффициента корреляции в 6—25 раз меньше среднего значения величины r .

По интенсивности изменения давления в процессе эксплуатации (по величине параметра b_p) можно судить об условиях работы подшипников коленчатого вала двигателя. Так, у двигателей ЗИЛ-130 группы II более тяжелые условия эксплуатации, чем у группы I, поэтому и интенсивность падения давления (параметр b_p) у двигателей группы II выше. Интенсивность изменения давления в системе смазки капитально отремонтированных двигателей ЗИЛ-130 еще больше (рис. 2, кривая 7). У этих двигателей даже при больших числах оборотов коленчатого вала давление масла по величине соответствует давлению при малых числах оборотов коленчатого вала двигателей, не подвергавшихся ремонту.

На основе этих данных можно сделать следующие выводы: изменение давления масла в системе смазки двигателя характеризует изменение технического состояния подшипников коленчатого вала (особенно коренных); по изменению давления в системе смазки можно прогнозировать изменение технического состояния подшипников коленчатого вала. Второй вывод представляет практический интерес, так как позволяет контролировать и прогнозировать изменение технического состояния подшипников коленчатого вала.

Можно привести значительное число примеров, доказывающих возможность прогнозирования изменения технического состояния подшипников коленчатого вала на основе предварительных данных о величине давления в системе смазки двигателя при установившихся условиях работы после окончания приработки.

По параметрам зависимости изменения давления масла в системе смазки двигателя можно оценить износ и изменение геометрической формы шейки коленчатого вала. Увеличение зазора в сопряжении обусловлено износом вкладыша и шейки, следовательно, износ шейки есть какая-то часть зазора. Исходя из этого, связь износа $I_{ш}$ шейки и давления масла в системе смазки до первой замены вкладышей определяется на основании формулы (4):

$$I_{ш} = c \left(\frac{a}{p} \right)^m,$$

где c — доля зазора, обусловленная износом шейки.

Эллипсность шейки, зависящая от разницы в интенсивности изнашивания шейки в плоскости кривошипа и перпендикулярной ей, также связана с давлением масла аналогичной формулой

$$\epsilon = \left(\frac{a_e}{p} \right)^{m_e}.$$

Параметры данных зависимостей можно определить на основе экспериментальных данных. На рис. 3 показаны зависи-

Группа двигателя	Число оборотов коленчатого вала в минуту	Количество двигателей	Коэффициент корреляции r	Погрешность Δr	Давление p_0 в кгс/см ²	Изменение давления на единицу износа $b_p \cdot 10^3$ в км ⁻¹
ЯМЗ-236						
—	2100	22	0,81	0,07	6,28	3,23
—	600	22	0,67	0,12	3,19	5,98
ЗИЛ-130						
I	3200	11	0,92	0,04	5,47	2,87
II	1000	11	0,77	0,13	1,95	2,31
	3200	23	0,72	0,10	4,37	3,49
III	1000	23	0,83	0,07	2,19	7,45
	3200	16	0,81	0,09	2,47	1,08

мости износа I и эллипсности ϵ шеек коленчатого вала двигателей ЯМЗ-236, полученные по статистическим данным по 30 двигателям. Измерения шеек коленчатого вала выполнялись микрометром с погрешностью 0,01 мм, при этом фиксировали значение пробега, условия работы автомобиля, сведения о предыдущих ремонтах двигателя. Во внимание принимали только двигатели, у которых не было замены вкладышей. Для каждого из 30 двигателей определяли среднее значение износа и эллипсности шеек, а затем по способу наименьших квадратов с помощью ЭЦВМ «Наири-К» определяли параметры аналитической зависимости и погрешности параметров. В табл. 2 приведены показатели приработки (значение параметра при пробеге $L=0$) и значения параметра b , характеризующего интенсивность изменения износа и изменения геометрической формы шеек коленчатого вала двигателей ЯМЗ-236 в процессе эксплуатации.

Таблица 2

Показатель технического состояния	Параметр $b \cdot 10^3$	Коэффициент корреляции r
Износ шатунных шеек $I_{ш}=15$ мкм	5,40	0,74
Износ коренных шеек $I_{к}=30$ мкм	3,60	0,75
Эллипсность шатунных шеек $\epsilon_{ш}=8$ мкм	6,43	0,61
Эллипсность коренных шеек $\epsilon_{к}=13$ мкм	3,65	0,50

Таким образом, по изменению давления в системе смазки можно определять и прогнозировать при наличии предварительных данных техническое состояние подшипников коленчатого вала, оценить износ и изменение геометрической формы шеек коленчатого вала.

Если имеются статистические данные по износу и изменению давления масла, можно аналогично прогнозировать износ других сопряжений двигателя, смазываемых под давлением, в том числе подшипников распределительного вала. Точность прогнозирования этих сопряжений будет меньше из-за значительно меньшего износа их по сравнению с подшипниками коленчатого вала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1970.
2. Финкельштейн Э. С. Изменение давления масла в магистраль двигателя в зависимости от зазора в подшипниках. — В сб.: Ремонт автомобилей. Труды МАДИ, вып. 58, 1973.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ И АВТОРОВ!

Редакция журнала «Автомобильная промышленность» переехала в новое помещение по адресу: 103012, Москва, К-12, Проезд Сапунова (рядом с Красной пл.), д. 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427, тел. 228-48-62 и 298-89-18.

ВАЖНЕЙШЕЙ задачей в настоящее время является уменьшение токсичности отработавших газов. Определялись два пути решения этой задачи: снижение концентрации токсичных компонентов (CO , CH и NO_x) непосредственно в цилиндре двигателя путем соответствующей организации протекания рабочих процессов и нейтрализация этих компонентов в специальных реакторах.

Возможности нейтрализаторов для снижения токсичности отработавших газов, особенно по NO_x , пока малы. Еще не разработаны экономически оправдавшие себя процессы нейтрализации основных токсичных компонентов [1] и конструкции нейтрализаторов. Поэтому в настоящее время наиболее целесообразным направлением снижения токсичности отработавших газов при создании новых моделей автомобильного двигателя является воздействие на протекание процессов образования и сгорания рабочей смеси.

Как известно, при обычном карбюраторном смесеобразовании эмиссия NO_x , в отличие от эмиссии CO и CH , возрастает в области минимального удельного расхода топлива. В силу этого уменьшение угла опережения зажигания, рециркуляция отработавших газов и снижение степени сжатия, вводимые с целью снижения эмиссии NO_x до допустимой нормы, неизбежно приводят к увеличению удельного расхода топлива примерно на 25–30%. Очевидно, такие пути снижения токсичности неприемлемы.

Несколько иные результаты получаются при гетерогенизации и оптимизации дозирования рабочего заряда в камере сгорания двигателя, которые достигаются в условиях смесеобразования и дозирования применением системы впрыска бензина с электронным управлением. Некоторое ухудшение смесеобразования, наблюдающееся в случае впрыска в трубу с относительно низким давлением (до 2 кгс/см²), обуславливает снижение эмиссии окислов азота. Одновременно возможность равномерного распределения смеси по цилиндрам, позволяющая перейти к работе на относительно более бедных составах, приводит также и к снижению содержания CO [2]. Наряду с этим возникает реальное условие не только для поддержания, но даже и для увеличения удельных технико-экономических показателей двигателя.

Подтверждением сказанному могут служить результаты экспериментов, выполненных на одноцилиндровом отсеке двигателя размерности 92/92 (ГАЗ-24) при работе его с различными способами смесеобразования (рис. 1): карбюраторном (сплошные линии) и впрыском бензина в трубу (штриховые линии). Как видно, максимальная эмиссия NO_x в пересчете на N_2O_5 в случае впрыска бензина наблюдается при $\alpha=1,05$, что не соответствует минимальному удельному рас-

ходу топлива $g_{e \min}$, тогда как при карбюраторном смесеобразовании она наблюдается при $\alpha=1,15$, что соответствует режиму максимальной экономичности. По абсолютному значению содержания N_2O_5 в продуктах сгорания меньше примерно на 25% при впрыске бензина. Объясняется это, по-видимому, тем, что при впрыске топлива в трубу трудно удается обеспечить однородность горючей смеси, что относительно легко достигается при карбюраторном способе смесеобразования. Полученная таким образом гетерогенность рабочей смеси обуславливает ее послыное сгорание. Вероятно, первоначально сгорает богатая смесь, где концентрация свободного кислорода мала для окисления азота, хотя температура газов может быть и высокая. Последующее сгорание бедной смеси создает менее благоприятные температурные условия для образования окислов азота.

Наличие гетерогенной смеси в камере сгорания в случае впрыска бензина было установлено по факту увеличения неустойчивости δ процесса сгорания (рис. 1), определяемому по относительному разбросу максимальных давлений цикла на многоцикловых (не менее 20) индикаторных диаграммах. Очевидно, неустойчивое сгорание возникает в результате случайных сочетаний то благоприятных, то, наоборот, неблагоприятных условий развития начального очага горения в силу колебаний состава заряда в зоне искры. Увеличение неустойчивости процесса сгорания сопровождается некоторым ухудшением топливной экономичности двигателя (около 2%).

Примечательной особенностью является одновременное уменьшение эмиссии окиси углерода при впрыске топлива. Так, при $\alpha=0,9$ уменьшение CO составляет около 19%. По-видимому, химически активные частицы, образовавшиеся в богатой части расслоенного заряда, обуславливают более интенсивное окисление углерода [3], что подтверждается ростом эмиссии CO_2 . Такой процесс горения приводит к некоторому повышению максимальной температуры цикла только на участке богатых составов ($\alpha < 1,05$), а на участке бедных составов ($\alpha = 1,05 \div 1,3$) температура не только не возрастает, но даже несколько снижается (о чем свидетельствует кривая протекания N_2O_5 в рассматриваемом случае).

Специальным опытом, проведенным на Горьковском автозаводе на восьмицилиндровом двигателе, было установлено, что наблюдаемое ухудшение топливной экономичности при гетерогенизации смеси может быть с избытком компенсировано за счет оптимального и равномерного дозирования топлива при системе впрыска топлива с электронным регулированием.

На рис. 2 показаны кривые отклонения состава смеси $\Delta\alpha$ от его оптимального значения при работе двигателя как с карбюраторным смесеобразованием, так и с впрыском топлива в трубу и электронным регулированием цикловой подачи. Отклонение состава смеси определялось путем сопоставления действительных нагрузочных характеристик с идеальными нагрузочными характеристиками, построенными на основании серии регулировочных характеристик по составу смеси.

Анализ полученных характеристик показывает, что четырехкамерный карбюратор К-114 двигателя с заводской регулировкой при скоростном режиме $n=1000$ об/мин создает излишнее обогащение смеси ($+\Delta\alpha$) в диапазоне всей нагрузочной характеристики, причем около максимальной нагрузки обогащение составляет в среднем 10%. В то же время при повышенных скоростях ($n=2000$ и $n=3000$ об/мин) наблюдаются отклонения состава рабочей смеси от оптимального в сторону обеднения ($-\Delta\alpha$).

Иначе обстоит дело при работе двигателя с впрыском топлива и электронным регулированием. Как видно из рис. 2, на всех нагрузочных и скоростных режимах аппаратура обеспечивает практически оптимальное дозирование топлива. Это обусловлено тем, что регулируемые

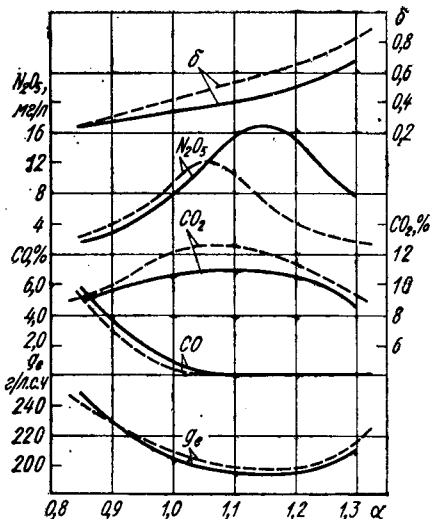


Рис. 1. Регулировочные характеристики по составу смеси двигателя ОЦУ-ГАЗ-24 ($\varepsilon=8,2$, бензин АИ-93, $\eta_v=0,82$, $n=2000$ об/мин)

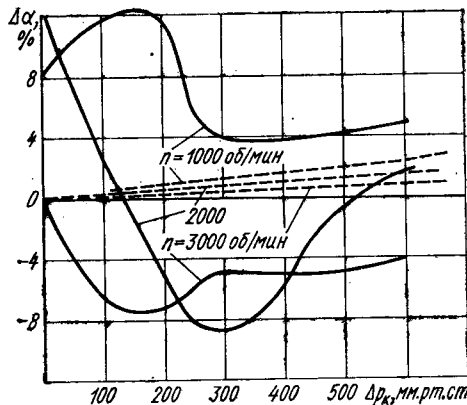


Рис. 2. Характеристика отклонения состава рабочей смеси от оптимального значения (обозначения те же, что на рис. 1)

характеристики протекания процесса горения и полностью зависят от командного импульса, который формируется автономно.

Это, а также более равномерное распределение бензина по цилиндрам в условиях впрыска обуславливают увеличение экономичности двигателя примерно на 10—12%.

Исходя из этих соображений, на Горьковском автозаводе ведутся работы по созданию двигателей с впрыском топлива и электронным регулированием цикловой подачи применительно для легковых автомобилей.

Однако растущие с каждым годом требования к уровню токсичности отработавших газов заставляют изыскивать пути дальнейшего уменьшения токсичности автомобильного двигателя. В этом плане заслуживает особого внимания сочетание непосредственного впрыска топлива в цилиндр с форкамерно-факельным зажиганием, ибо при этом возникает реальное условие не только для оптимизации расслоения заряда в камере сгорания, но и для использования на основных эксплуатационных режимах работы двигателя заведомо бедных составов смеси.

В последние годы в Азербайджанском политехническом институте им. Ч. Ильдрыма совместно с Горьковским автозаводом и Харьковским машиностроительным заводом им. Ф. Э. Дзержинского проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию двигателя с непосредственным впрыском бензина и форкамерно-факельным зажиганием. В результате многочисленных поисковых работ, теоретических и экспериментальных исследований удалось разработать весьма простую и надежную систему впрыска топлива и факельного зажигания [4]. Эта система предусматривает впрыск топлива в цилиндр через форкамеру малого объема, продувку форкамеры воздухом, поступающим из цилиндра, и расслоение рабочей смеси вдоль форкамерного факела.

На основании результатов исследований, выполненных на специальной одноцилиндровой установке, спроектированы и изготовлены первые образцы опытного двигателя с разработанной системой впрыска топлива и факельного зажигания. Отличительной особенностью этого двигателя является наличие привода для впрыскивающего топливного насоса и некоторые изменения в камере сгорания.

Топливоподающая аппаратура опытного двигателя, изготовленная на Харьковском машиностроительном заводе им. Ф. Э. Дзержинского, состоит из четырехсекционного беспрецизионного насоса [5] и клапано-штифтовых форсунок. Нагнетательный элемент насоса состоит из полого плунжера, внутри которого расположен дозирующий клапан, опирающийся своим хвостовиком на скос рейки. Уплотнение плунжера в камере нагнетания осуществляется глубокоармированной манжетой, изготовленной из бензостойких сортов резины. Благодаря этому плунжерная пара не требует высокой точности изготовления и долго работает в среде бензина (более 6000 ч). Особенности работы форсунок является высокая стабильность давления открытия клапана, отсутствие дополнительных впрысков, малый угол конуса и тонкое распыливание топлива. Созданная топливоподающая аппаратура прошла широкую экспериментальную проверку, обнаружившую высокую стабильность топливоподачи от цикла к циклу и от измерения к измерению, а также незначительную неравномерность (2—4%) подачи на всех оборотах кулачкового валика и положениях регулирующей рейки.

Изготовленный двигатель был подвергнут стендовым испытаниям. На рис. 3 показаны кривые регулировочной характеристики опытного двигателя по составу смеси. С целью сравнения на этом рисунке показаны также кривые регулировочной характеристики по составу смеси двигателя со стандартной головкой и при работе его с карбюраторным смесеобразованием и искровым зажиганием. Характеристики были сняты при работе двигателя на бензине А-76; степень сжатия двигателя в обоих случаях была сохранена $\varepsilon=6,7$. Сохранился также один и тот же выпускной трубопровод.

Как видно из рисунка, при карбюраторном смесеобразовании и искровом зажигании наименьшие эффективные удельные расходы топлива $g_{e \min}$ получаются в узких пределах изменения состава смеси, соответствующих коэффициенту из-

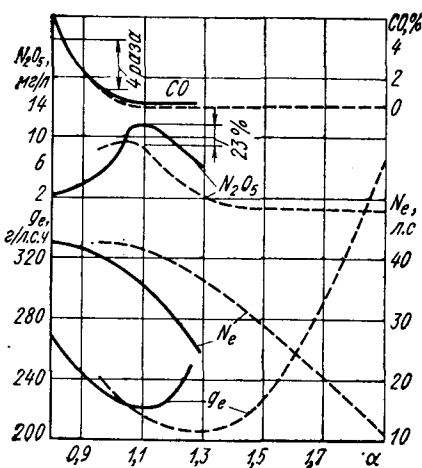


Рис. 3. Регулировочные характеристики по составу смеси опытного двигателя (штриховые линии — непосредственный впрыск бензина и форкамерно-факельное зажигание; сплошные линии — карбюраторное смесеобразование и искровое зажигание)

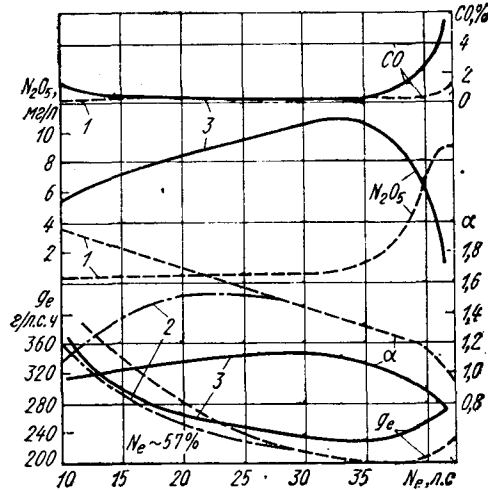


Рис. 4. Нагрузочные характеристики опытного двигателя: 1 — непосредственный впрыск бензина и форкамерно-факельное зажигание при качественном регулировании; 2 — то же, при количественном регулировании; 3 — карбюраторное смесеобразование и искровое зажигание

бытка воздуха $\alpha=1,02\div 1,17$. У опытного двигателя пределы обеднения смеси при $n=2000$ об/мин, соответствующие экономичной работе, расширены ($\alpha=1,15\div 1,40$). Минимальный удельный расход топлива при впрыске бензина и факельном зажигании $g_e=206$ г/л.с.ч, а при карбюраторном смесеобразовании и искровом зажигании $g_e=223$ г/л.с.ч. Таким образом, полученный выигрыш топливной экономичности значителен (около 8%).

Ввиду того что коэффициент наполнения был сохранен постоянным, максимальная эффективная мощность N_e в обоих случаях получилась одинаковой. Однако она при факельном зажигании соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha=0,95\div 1,0$ вместо $\alpha=0,85$ при искровом зажигании. В силу этого в форкамерном двигателе содержание CO в сухих продуктах сгорания на режиме максимальной мощности оказалось меньшим в 4 раза (рис. 3). В случае факельного зажигания концентрация CO практически доходит до нуля уже при $\alpha=1,05$, а при карбюраторном смесеобразовании и искровом зажигании — при $\alpha=1,10\div 1,15$.

Как следует из рис. 3, максимальная концентрация окислов азота N_2O_5 в отработавших газах в случае карбюраторного смесеобразования получилась при $\alpha=1,1$, тогда как при впрыске бензина и факельном зажигании при $\alpha\approx 1,0$. По абсолютному значению максимальное содержание N_2O_5 в продуктах сгорания меньше примерно на 23% у двигателя с впрыском бензина и факельным зажиганием. По мере обеднения смеси концентрация N_2O_5 резко снижается у двигателя с факельным зажиганием, и при основных эксплуатационных режимах работы двигателя она становится в 3—5 раз меньше, чем при искровом зажигании.

Несколько больше выделяется N_2O_5 при максимальном нагрузочном режиме в случае впрыска бензина. Это характерно для расположения слоев рабочей смеси в основной камере сгорания. Очевидно, что для уменьшения токсичности отработавших газов на всем диапазоне нагрузок необходимо ограничиваться обогащением смеси до $\alpha=1,05\div 1,1$. Как видно из рис. 3, при этом снижение мощности незначительно.

На рис. 4 для сравнения показаны нагрузочные характеристики опытного двигателя ($\varepsilon=6,7$, бензин А-76 и $n=2000$ об/мин). Кривые протекания удельного расхода топлива g_e и коэффициента избытка воздуха α в случае впрыска бензина и факельного зажигания показаны как при качественном, так и при количественном (смешанном) регулировании мощности. Как видно, разработанная система впрыска топлива и факельного зажигания позволяет применить полностью качественное регулирование всех нагрузочных режимов работы двигателя. При этом на основных эксплуатационных режимах работы двигателя CO в отработавших газах практически отсутствует, а N_2O_5 выделяется весьма незначительно. В отличие от стандартного способа смесеобразования и воспламенения при разработанной системе максимальное выделение N_2O_5 наблюдается на режиме полной мощности. Тут же появляется и выделение CO. Поэтому ограничение обогащения рабочей смеси до $\alpha=1,1$ является весьма рациональным, так как этим токсичность отработавших газов можно резко уменьшить. Потери мощности при этом составляют не более 6%, что с избытком может быть компенсировано путем реализации

имеющегося резерва повышения коэффициента наполнения (возможность исключения подогрева заряда и применения специального впускного трубопровода с меньшим газодинамическим сопротивлением).

В случае впрыска бензина и факельного зажигания экономичность двигателя по $g_{\text{с. min}}$ повышается на 10,5%. Высокая экономичность при качественном регулировании наблюдается от 100 до 57% мощности, а на меньших нагрузках необходимо переходить к количественному регулированию. При этом коэффициент избытка воздуха снижается до $\alpha=1,05$ только около холостого хода, и поэтому характер выделения как CO , так и N_2O_6 не отличается от такового при качественном регулировании мощности.

Таким образом, разработанная система впрыска топлива и форкамерно-факельного зажигания открывает новые пути создания высокоэффективного и значительно менее токсичного автомобильного двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Geiger L. и др. — „MTZ“, 1972, 33, № 5.
2. Radu Ch. Influenta injectiei de benzina asupra emisiei unor substante nocive la motorul M-207. „Bull. Univ. — Braşov“, 1972, A 14.
3. Гуссак Л. А. О форкамерно-факельном инициировании лавинной активации горения. — В сб.: Горение и взрыв. М. «Наука», 1972.
4. Керимов Н. А. и др. Система непосредственного впрыска топлива и факельного зажигания для ДВС и некоторые результаты ее исследования. — В сб.: Процессы смесеобразования и сгорания в быстроходных двигателях внутреннего сгорания. МАДИ, 1973.
5. Владимирский А. И., Молчанов П. Н. Система впрыска легкого топлива с вакуумно-механическим регулированием цикловой подачи топлива. — В сб.: Автомобилестроение. НИИНавтопром. Вып. 4, 1970.

УДК 629.113:621.43

Построение эпюры распределения радиальной силы поршневого кольца

Канд. техн. наук Ю. А. ГОЛИЦЫН, А. И. КАЛИНИНА, Л. В. КУЗНЕЦОВ

Саратовский институт механизации сельского хозяйства им. М. И. Калинина, НИИТавтопром

ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫЕ поршневые кольца современных двигателей внутреннего сгорания должны обеспечивать не только непрерывный контакт рабочей поверхности с зеркалом цилиндра, но и определенный, заданный техническими условиями характер распределения упругой радиальной силы по периметру кольца.

В настоящее время широкое применение нашли многоопорные эпюромеры, позволяющие измерять сосредоточенные силы в виде реакций опор. Реакции являются сложными функциями расчетной схемы прибора и распределения упругой радиальной силы кольца [1].

Предлагается метод определения распределения упругой радиальной силы поршневого кольца, основанный на сравнении отношений реакций опор эпюромера к опорной реакции некоторой, заранее выбранной опоры с отношениями величин интенсивности распределения радиальной силы поршневого кольца в сечениях над теми же опорами.

Схема эпюромера с шестнадцатью равномерно расположенными опорами наиболее распространена в автомобильной промышленности. Применительно к ней выявлены величины интенсивности распределенной упругой силы в измеряемых точках для грушевидных эпюр с различной коррекцией [2] и других видов распределенной упругой силы.

При решении задачи построения эпюры распределенной упругой силы все рассуждения проводятся для одной половины кольца: они аналогичны и для второй половины, так как опоры располагаются симметрично относительно оси кольца «замок-спинка».

За критерий сравнения для шестнадцатипорного эпюромера принята величина коэффициента перехода

$$\Delta_i = \frac{\frac{q_i}{q_8} - \frac{R_i}{R_8}}{\frac{R_i}{R_8}} \quad (i = 1, 2, \dots, 8), \quad (1)$$

где q_i и q_8 — интенсивность распределения радиальной силы кольца в сечениях над i -й и восьмой опорами; R_i и R_8 — реакция опор эпюромера на i -й и восьмой опорах.

Из выражения (1) непосредственно следует

$$q_i = \frac{R_i}{R_8} (1 + \Delta_i) q_8 \quad (i = 1, 2, \dots, 8). \quad (2)$$

Таким образом, для определения величины интенсивности распределения радиальной силы кольца в характерных сечениях над опорами эпюромера необходимо знать величины опорных реакций, коэффициенты перехода для каждой опоры и интенсивность распределения силы в сечении на заранее определенной опоре. Поскольку величина интенсивности распределения радиальной силы неизвестна ни на одной опоре, вводится масштабный множитель, приводящий значение опорной реакции на заранее выбранной опоре к единице. В конеч-

ных расчетах с помощью этого множителя значения приводятся к первоначальным.

При подсчете коэффициентов перехода для определения теоретических значений опорных реакций эпюромера использовался аппарат функций влияния [3]:

$$R_i = \int_{2l} p_i(x) q(x) dx,$$

где $q(x)$ — функция распределения радиальной силы поршневого кольца;

R_i — реакция i -й опоры;

$p_i(x)$ — функция влияния опорной реакции i -й опоры;

i — номер опоры;

l — длина полукольца.

Коэффициенты перехода могут быть подсчитаны для наиболее часто встречающихся на практике видов эпюр давлений и сведены в графики или затабулированы. На рис. 1 приведены графики изменения коэффициента перехода Δ_i для эпюр распределения радиальной силы типа грушевидной, имеющих одну ось симметрии, в зависимости от параметра интерполирования K , который характеризует степень неравномерности измеренных реакций опор I—VI или коэффициента коррекции m (отношения распределенной силы в зоне замка к среднему значению распределенной силы P_0).

По аналогии с характеристикой неравномерности эпюры радиального давления степень неравномерности реакций опор эпюромера, или параметр интерполирования,

$$K = \frac{R_1 - R_2}{0,5(R_1 + R_2)},$$

где R_1 и R_2 — реакции первой и второй опор эпюромера.

На рис. 2 приведены аналогичные графики для эпюр типа эллиптической, имеющих две оси симметрии.

На графиках построены увеличенные в 100 раз коэффициенты перехода для тех опор, на которых они превышают 0,01.

При практическом использовании формулы (2) величину интенсивности распределения силы поршневого кольца над восьмой опорой шестнадцатипорного эпюромера можно принимать равной опорной реакции на этой же опоре, т. е.

$$q_8 \approx R_8,$$

так как численное отличие их не превышает 1%.

В качестве примера по предложенной методике рассчитана эпюра распределения радиальной силы поршневых колец (эпюра давлений) для двигателя автомобиля ЗИЛ-130. Были проведены измерения десяти колец произвольной выборки из одной партии поршневых колец на тензометрическом шестнадцатипорном эпюромере НАМИ. Для каждой опоры было найдено среднеарифметическое значение опорных реакций для десяти измеренных колец. Полученные средние значения были пересчитаны с единиц, показываемых прибором, в относитель-

Повышение жесткости и прочности картера коробки передач

Е. Н. АНТОНОВ, В. Н. КЛЯЧКИН, Л. А. СТАРЦЕВ

Ульяновский автозавод, Ульяновский политехнический институт

НЕДОСТАТОЧНЫЕ прочность и жесткость картеров часто приводят к преждевременному выходу из строя зубчатых зацеплений коробок передач и появлению трещин картера.

Чтобы определить пути увеличения жесткости и прочности картера коробки передач автомобилей семейства УАЗ-452, было проведено его статическое исследование. Ведущий (первичный) вал коробки передач закручивался с помощью рычага и подвески с гири. Ведомый (вторичный) вал через центральный тормоз и раздаточную коробку блокировался с картером. Испытания проводились последовательно на всех передачах. Закручивание осуществлялось ступенчато с интервалом 5 кгс·м по часовой стрелке (аналогично нагружению от двигателя) и против часовой стрелки (что соответствует нагружению трансмиссии при торможении двигателем). Материал картера — чугун СЧ 18-36.

В процессе испытаний измерялись перемещения и напряжения в 27 точках боковой поверхности. Кроме того, определялись перемещения опор валов и напряжения в трех точках заднего торца картера, т. е. там, где наиболее часто наблюдаются трещины (по результатам анализа эксплуатационных дефектов автомобилей). Перемещения измерялись с помощью механических индикаторов по возможности в трех направлениях в каждой точке: по нормали к поверхности и по двум касательным — вдоль картера и в окружном направлении. Перемещения опор вторичного и промежуточного валов, а также оси блока шестерен заднего хода (т. е. тех элементов картера, которые непосредственно влияют на работу зубчатых зацеплений) определялись в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом индикатор устанавливался в магнитной стойке непосредственно на поверхности картера с тем, чтобы исключить влияние перемещения его относительно основания стелда (рис. 1).

Для выявления напряжений в картере использовался метод электротензометрии, чтобы не только определить наиболее опасные зоны, но и получить количественные данные по напряженному состоянию картера. На боковую поверхность наклеивались розетки датчиков; измерения проводились с помощью прибора ИСН-20М.

Максимальный момент при нагружении по часовой стрелке был принят равным 25 кгс·м. Максимальный момент двигателя автомобиля УАЗ-452 составляет 17 кгс·м. Испытания на жесткость боковой поверхности при этом показали, что перемещения вдоль оси картера не превышают 0,01 мм, прогибы — несколько больше, но максимальная величина их в районе оси блока шестерен заднего хода — 0,05—0,06 мм; измерение перемещений в окружном направлении выявило незначительное скручивание картера: задний торец картера поворачивается относительно переднего на угол 0,1°. Исследование жесткости опор валов показало, что максимальные перемещения вторичного и промежуточного валов при моменте 25 кгс·м достигают 0,18 мм, оси блока шестерен заднего хода — 0,09 мм.

Во время нагружения против часовой стрелки максимальный момент был принят равным 15 кгс·м так как в предварительных испытаниях три картера получили трещины под таким нагружением при моменте 20 кгс·м. В этом случае перемещения точек боковой поверхности — величины того же порядка, что и при обычном нагружении; перемещения опор вторичного

и промежуточного валов — в пределах 0,12 мм. Наименее жестким местом картера является передняя опора оси блока шестерен заднего хода, перемещение которой в горизонтальной плоскости составляет 0,33 мм.

Напряжения на боковых стенках картера на всех передачах, кроме заднего хода, находятся в пределах 100 кгс/см². На передаче заднего хода максимальные напряжения составляют 480 кгс/см² при закручивании первичного вала по часовой стрелке и 320 кгс/см² при закручивании против часовой стрелки (в точке картера возле передней опоры оси блока шестерен заднего хода). Максимальные напряжения на заднем торце картера при нагружении по часовой стрелке (рис. 2) не превышают 200 кгс/см² (сжатие), в то время как при нагружении в противоположном направлении они достигают 870 кгс/см² (растяжение).

Таким образом, проведенное исследование показало, что наиболее слабым местом картера является участок расположения блока шестерен заднего хода. Наименьшую жесткость здесь имеет кронштейн — передняя опора оси заднего хода. Наиболее напряженное место — район задней опоры. Высокая концентрация напряжений, обусловленная близким расположением опорных отверстий, резко увеличивается из-за наличия резьбового отверстия под стопорный винт оси блока шестерен заднего хода.

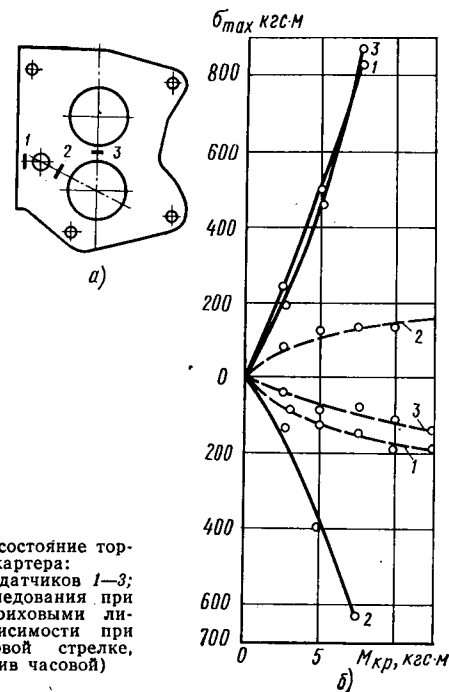


Рис. 2. Напряженное состояние торцевой стенки картера: а — места наклейки датчиков 1—3; б — результаты исследования при движении назад (штриховыми линиями показаны зависимости при нагружении по часовой стрелке, сплошными — против часовой)

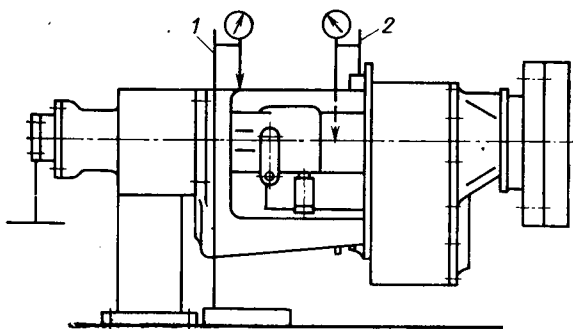


Рис. 1. Схема установки индикаторов: 1 — при индцировании поверхности картера; 2 — при измерении перемещений опор

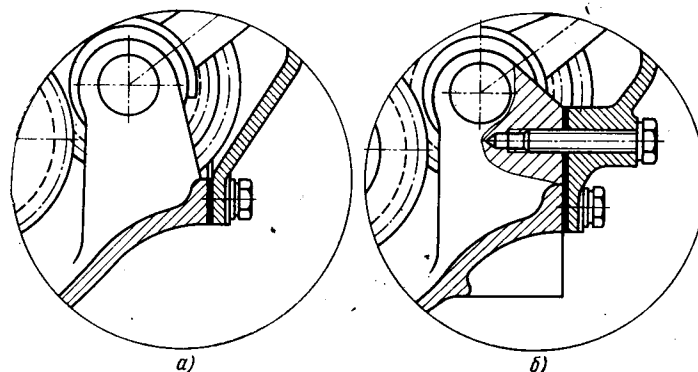


Рис. 3. Крепление боковой крышки коробки передач к картеру: а — старая конструкция; б — новая конструкция

В соответствии с результатами исследований проведенных изменений в конструкции картера. Из анализа возможных конструктивных решений по увеличению жесткости и прочности картера без существенного увеличения его веса, а также с учетом требований производства — сведение изменений к минимуму, были приняты следующие мероприятия:

1) исключен стопорный винт крепления оси блока шестерен заднего хода, так как резьбовое отверстие под этот винт является дополнительным концентратором напряжений;

2) по нижней стенке от заднего торца вдоль картера введено ребро, которое усиливает зону наибольших напряжений и перемещений;

3) введена добавочная точка крепления боковой крышки коробки передач к картеру, которая соединяет болтом креп-

штейн оси блока шестерен заднего хода (переднюю опору) с боковой крышкой (рис. 3).

Испытания улучшенной конструкции показали, что напряжения в наиболее опасных зонах снизились в среднем в 1,5 раза и не превышают 520 кгс/см². При этом максимальное перемещение передней опоры оси заднего хода составляет 0,19 мм.

Таким образом, перечисленные мероприятия разгружают заднюю часть картера и тем самым способствуют уменьшению вероятности разрушения его при больших нагрузках. Кроме того, это не менее важно, увеличение жесткости картера уменьшает концентрацию нагрузки в зубчатых передачах, существенно увеличивая работоспособность блока шестерен заднего хода.

УДК 629.113-585.2

Аналитический расчет разгона автомобиля с прозрачным гидротрансформатором

Канд. техн. наук Г. Э. ПИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В РАБОТЕ [1] было получено аналитическое решение системы дифференциальных уравнений разгона автомобиля с непрозрачным гидротрансформатором. Оно позволяет установить причинно-следственные связи между потенциальными свойствами [2] гидротрансформатора и выходными характеристиками автомобиля для анализа и формирования последних на стадии проектирования. Исследованная в работе [1] первая (начальная) фаза разгона — от угловой частоты холостого хода двигателя $\omega_1 = \omega_{х.х}$ до $\omega_1 = 0,99\omega_{10}$ (ω_{10} — угловая частота «входа» по статическим характеристикам совместной работы двигателя и гидротрансформатора) — заканчивается при малых значениях передаточного отношения $i = \omega_2/\omega_1$, когда коэффициент входного момента λ_1 существенно не изменяется ($\lambda_1 \approx \lambda_{10}$). Дальнейший разгон автомобиля с прозрачным гидротрансформатором (вторая фаза) происходит при изменении λ_1 от λ_{10} соответствующего $i = i_1$, до значения λ_{1M} перехода гидротрансформатора на режим гидромукты или на регуляторную ветвь скоростной характеристики двигателя при $i = i_M$ (рис. 1).

Рассмотрим аналитический метод расчета второй фазы разгона автомобиля с прозрачным гидротрансформатором (от $\omega_1 = \omega_{10}$ до $\omega_1 = \omega_{1M}$). Исходная система дифференциальных уравнений в общем виде представлена в работе [3]. Аналитическое решение этой системы получено при следующих основных допущениях:

1. Характеристика нагружающих свойств гидротрансформатора представлена в виде ряда $\lambda_1 = \lambda_{10} + e_1 i + e_2 i^2 + \dots$. При аппроксимации характеристики, приведенной на рис. 1 ломаной линией, состоящей из участков прямых с малым диапазоном изменения передаточного отношения Δi :

$$\lambda_1 = \lambda_{10} \left(1 - \frac{P-1}{P} \frac{i}{\Delta i} \right),$$

где $P = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1M}}$ — прозрачность гидротрансформатора.

2. Характеристика преобразующих свойств гидротрансформатора соответствует характеристике установившегося движения $K = K_1 - \frac{K_1 - 1}{\Delta i} i$ (индекс «1» соответствует коэффициенту трансформации K при $i = i_1$).

3. Скоростная характеристика двигателя аппроксимирована полиномом второй степени $M_d = b_0 + b_1 \omega_1 - b_2 \omega_1^2$. Влияние неустановившегося режима работы учитывается поправочным коэффициентом σ .

4. Крутящий момент от внешних сил сопротивления $M_c = \text{const}$.

При этих допущениях система дифференциальных уравнений [3] приводится к виду

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1}{dt} = a_0 + a_1 \omega_1 - a_2 \omega_1^2 + a_3 \omega_1 \omega_2; \\ \frac{d\omega_2}{dt} = a_4 \omega_1^2 - a_5 \omega_1 \omega_2 + a_6 \omega_2^2 - a_7, \end{cases} \quad (1) \quad (2)$$

где $a_0 = b_0/J_1$; $a_1 = b_1/J_1$; $a_2 = (b_2 + \lambda_{10})/J_1$;

$$a_3 = \frac{\lambda_{10}}{\Delta i} \frac{P-1}{P} \frac{1}{J_1}; a_4 = K_1 \lambda_{10}/J_2;$$

$$a_5 = \frac{\lambda_{10}}{J_2} \left(\frac{K_1}{\Delta i} \frac{P-1}{P} + \frac{K_1-1}{\Delta i} \right); a_6 = \frac{\lambda_{10}}{J_2} \frac{P-1}{P} \frac{K_1-1}{\Delta i^2};$$

$$a_7 = M_c/J_2;$$

J_1 — момент инерции вращающихся масс двигателя (с учетом инерционности его рабочего процесса), вращающихся масс, связанных с валом двигателя, и массы жидкости в насосном колесе гидротрансформатора;

J_2 — приведенный к валу турбины момент инерции массы автомобиля с учетом вращающихся масс его колес и частей трансмиссии, связанных с колесами.

Выделим из выражения (1) частоту вращения ω_2 , продифференцируем ее по независимой переменной t и приравняем к правой части уравнения (2):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\frac{d\omega_1}{dt} - a_0 a_1 \omega_1 + a_2 \omega_1^2}{a_3 \omega_1} \right) = a_4 \omega_1^2 - a_5 \omega_1 \omega_2 + a_6 \omega_2^2 - a_7.$$

После преобразований получаем дифференциальное уравнение разгона коленчатого вала двигателя

$$A_0 \omega_1^2 \frac{d^2 \omega_1}{dt^2} + A_1 \left(\frac{d\omega_1}{dt} \right)^2 + \sum_{j=0}^{i=2} B_j \omega_1^j \frac{d\omega_1}{dt} + \sum_{p=0}^{p=4} L_p \omega_1^p = 0.$$

где A_i, B_j, L_p — постоянные.

Анализ полученного уравнения показал, что первые два его члена близки к нулю, так как функции $\left| \frac{d^2 \omega_1}{dt^2} \right| = \frac{\text{const}}{\exp st^2}$ и

$\left(\frac{d\omega_1}{dt} \right)^2 = \frac{\text{const}}{\exp 2st}$ [1] резко убывают уже к окончанию начальной фазы разгона (в реально выполненных конструкциях $s = 5 \div 10$). Поэтому ими можно пренебречь. Тогда

$$t = \int_{\omega_{10}}^{\omega_{1M}} \frac{\sum_{j=0}^{j=2} B_j \omega_1^j}{\sum_{p=0}^{p=4} L_p \omega_1^p} d\omega_1.$$

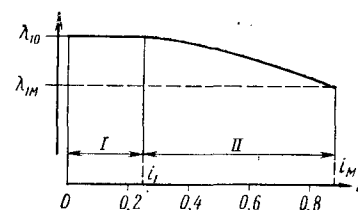


Рис. 1. Характеристика нагружающих свойств прозрачного гидротрансформатора:
I, II — первая и вторая фазы разгона

Разделив числитель на знаменатель и пренебрегая малыми членами чового ряда, что соответствует разгону автомобиля при значениях параметра $J_2/J_1 > 5 \div 6$ на горизонтальной дороге с твердым покрытием, когда $K \lambda_1 \omega_1^2 \gg M_c$, получим

$$t = \frac{J_1}{b_0} \left(\frac{J_2}{J_1} \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 2 \right) (\omega_{1M} - \omega_{10}). \quad (3)$$

Поскольку $\omega_{1M} - \omega_{10} = \Delta \omega_1$, в дальнейшем будем вести расчет ω_1 от ω_{10} . Тогда

$$\omega_1 = \frac{b_0}{J_1} \frac{t}{\frac{J_2}{J_1} \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 2} = p t. \quad (4)$$

После подстановки равенства (4) в уравнение (2) получим уравнение Риккати

$$\frac{d \omega_2}{d t} = a_4 p^2 t^2 - a_5 p t \omega_2 + a_6 \omega_2^2 - a_7. \quad (2')$$

с начальным условием $\omega_2|_{t=0} = \omega_{21}$.

Уравнение (2') не решается в квадратурах [4], поэтому для нахождения выражения $\omega_2(t)$ была разложена в ряд Тейлора функция $u'(t) = u^2 + q t^2 - m$, полученная из равенства (2'). С учетом радиуса сходимости

$$\begin{aligned} \omega_2 = & \omega_{21} (1 + C t + C^2 t^2 + C^3 t^3) + \frac{\lambda_{10}}{J_2} \frac{t^3}{3} \left[\left(\frac{M_c}{J_2} \right)^2 \frac{\Pi - 1}{\Pi} \times \right. \\ & \times \frac{K_1 - 1}{\Delta i^2} + \frac{M_c}{J_2} p \left(\frac{K_1}{\Delta i} \frac{\Pi - 1}{\Pi} + \frac{K_1 - 1}{\Delta i} \right) + K_1 p^2 \Big] - \\ & - \frac{M_c}{J_2} t \left(1 + C t + \frac{4}{3} C^2 t^2 \right) - \frac{p}{2} C \Delta i t^2 \left(\frac{K}{K_1 - 1} + \frac{\Pi}{\Pi - 1} \right) \times \\ & \times \left(1 + \frac{4}{3} C t \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Параметр C при известном ω_{21} определяется из выражения

$$C = \omega_{21} \frac{\lambda_{10}}{J_2} \frac{K_1 - 1}{\Delta i^2} \frac{\Pi - 1}{\Pi}.$$

Если ω_{21} неизвестно, то для его определения необходимо предварительно вычислить значение времени t_1 начальной фазы разгона [1]:

$$t_1 = \frac{1}{s} \ln \frac{r_0 + 0,99 \omega_{10}}{0,01 \omega_{10}} r_1,$$

после чего из условия равенства ω_2 в конце первой фазы разгона и в начале второй

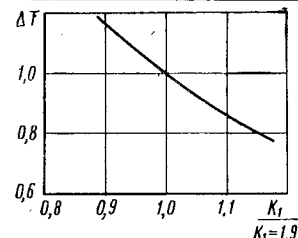
$$\begin{aligned} C = & \frac{\lambda_{10}}{J_2^2} \frac{\Pi - 1}{\Pi} \frac{K_1 - 1}{\Delta i^2} \exp \left(\frac{K_0 - 1}{i_m} \frac{\lambda_{10}}{J_2} \omega_{10} t_1 \right)^{-1} \times \\ & \times \left\{ K_0 \lambda_{10} \omega_{10}^2 - M_c \right\} \left(\frac{K_0 - 1}{i_m} \frac{\lambda_{10}}{J_2} \omega_{10} \right)^{-1} \times \\ & \times \left[\exp \left(\frac{K_0 - 1}{i_m} \frac{\lambda_{10}}{J_2} \omega_{10} t_1 \right) - 1 \right] - K_0 \lambda_{10} \omega_{10} \sum_{s=0}^{s=1} \frac{R_n}{ns} \times \\ & \times \left(1 - \frac{1}{\exp n s t_1} \right) \Big\}. \end{aligned}$$

Дифференцируя по t уравнения (4) и (5), получим выражения для угловых ускорений валов гидротрансформатора:

$$\frac{d \omega_1}{d t} = \frac{b_0}{J_0 \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 2 J_1} = p; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{d \omega_2}{d t} = & \omega_{21} C (1 + 2 C t + 3 C^2 t^2) + \frac{\lambda_{10}}{J_2} t^2 \left[\left(\frac{M_c}{J_2} \right)^2 \frac{\Pi - 1}{\Pi} \frac{K_1 - 1}{\Delta i^2} + \right. \\ & + \frac{M_c}{J_2} p \left(\frac{K_1}{\Delta i} \frac{\Pi - 1}{\Pi} + \frac{K_1 - 1}{\Delta i} \right) + K_1 p^2 \Big] - \\ & - \frac{M_c}{J_2} (1 + 2 C t + 4 C^2 t^2) - p C \Delta i t \left(\frac{K_1}{K_1 - 1} + \right. \\ & \left. + \frac{\Pi}{\Pi - 1} \right) (1 + 2 C t). \end{aligned} \quad (7)$$

Рис. 2. Характеристика уменьшения времени разгона автомобиля до ω_{1M} при увеличении K_1



Из выражения (6) следует, что угловое ускорение вала насосного колеса гидротрансформатора постоянно на второй фазе разгона. Анализ осциллограмм разгонов автомобилей с гидротрансформаторами различных типов на горизонтальной дороге с твердым покрытием показал, что полученное выражение $\omega_{1M} = \text{const}$ близко к действительности. Происходящее иногда отклонение характеристики $\omega_1(t)$ от прямой в сторону увеличения ω_1 в конце второй фазы разгона объясняется некоторым увеличением ω_1 за счет уменьшения поправочного коэффициента σ , входящего в J_1 уравнения (4).

Крутящие моменты на валах насосного и турбинного колес

$$M_H = b_0 \frac{\frac{J_2}{J_1} \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 1}{\frac{J_2}{J_1} \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 2} + b_1 \omega_1 - b_2 \omega_1^2; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} M_T = & \omega_{21} C J_2 (1 + 2 C t + 3 C^2 t^2) + 2 M_0 C t (1 + 2 C t) - \\ & - J_2 p \Delta i \left(\frac{K_1}{K_1 - 1} + \frac{\Pi}{\Pi - 1} \right) C t (1 + 2 C t) + \lambda_{10} t^2 \times \\ & \times \left[\left(\frac{M_c}{J_2} \right)^2 \frac{\Pi - 1}{\Pi} \frac{K_1 - 1}{\Delta i^2} + \frac{M_c}{J_2} p \left(\frac{K_1}{\Delta i} \frac{\Pi - 1}{\Pi} + \frac{K_1 - 1}{\Delta i} \right) + \right. \\ & \left. + K_1 p^2 \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Выражения (3)–(9) позволяют установить связи между отдельными характеристиками системы двигатель — гидротрансформатор — автомобиль и измерителями разгонных свойств. Рассмотрим для примера влияние протекания скоростной характеристики двигателя $M_d = M_d(\omega_1)$ и преобразующих свойств гидротрансформатора во второй фазе разгона на темп изменения скорости автомобиля (время разгона до заданного значения скорости). Анализ полученных зависимостей позволяет осуществить прогнозирование разгонных свойств автомобиля и планирование эксперимента на ЭЦВМ для получения количественных оценок.

Из уравнения (7) следует, что ускорение вала насосного колеса при разгоне $\omega_1 = p$ влияет на ускорение вала турбины (или поступательное движение массы автомобиля). Установим связь между формой характеристики $M_d = M_d(\omega_1)$ и ускорением $\dot{\omega}_1$. Имеем $M_d'(\omega_1) = b_1 - 2 b_2 \omega_1 = 0$ при $M_d = M_{d \max}$. Угловая частота ω_{1d} , соответствующая $M_{d \max}$, равна $\omega_{1d} = \frac{b_1}{2 b_2}$.

Тогда

$$\frac{d \omega_1}{d t} = \frac{M_{d \max} - \frac{b_1^2}{4 b_2}}{J_2 \frac{\Delta i}{K_1 - 1} + 2 J_1}. \quad (6')$$

С помощью последнего выражения и уравнения (7) можно прогнозировать приращение ускорения автомобиля при увеличении крутящего момента двигателя (например, при уменьшении потерь крутящего момента на привод вспомогательных агрегатов в процессе их доводки). Проведенные для легкового автомобиля с двухступенчатой трансмиссией расчеты показали, что при неизменном $M_{d \max}$ увеличение крутящего момента двигателя в точке ω_{1M} на 1,8% обеспечивает прирост ускорения автомобиля при переходе на режим гидромукты на 4,5%.

Для анализа влияния преобразующих свойств гидротрансформатора на второй фазе разгона представим угловую частоту вращения вала турбины как функцию двух переменных: времени разгона и коэффициента трансформации крутящего момента K_1 , т. е. $\omega_2 = f(t; K_1)$. Исследование проведено при допущении о неизменности характеристики $\lambda_1 = \lambda_1(i)$ при $K(i) = \text{var}$. Из выражения (7) получим в общем виде $\omega_2(K_1) =$

$\Phi = \sum_{\psi=1}^{\psi=3} Q_{\psi} (K_1 - 1)^{\psi}$. Отсюда следует, что с улучшением преобразующих свойств гидротрансформатора на второй фазе разгона темп нарастания скорости автомобиля v_a увеличивается по закону степенного ряда. Это приводит к уменьшению времени разгона до ω_{1m} и до заданного значения v_a .

Последнее положение представлено графически характеристикой на рис. 2, полученной для легкового автомобиля с двухступенчатой трансмиссией и гидротрансформаторами с разными преобразующими свойствами в диапазоне изменения передаточных отношений $\Delta i = i_m - i_1$, соответствующих второй фазе разгона. В этом случае в безразмерном виде показано, как с увеличением значения K_1 (относительно $K_1 = 1,9$) уменьшается

время разгона до перехода гидротрансформатора на режим гидромукты (за единицу принято время разгона до ω_{1m} с гидротрансформатором, у которого $K_1 = 1,9$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Курзель И. А., Пин Г. Э. — «Вестник машиностроения», 1971, № 9.
2. Островцев А. И. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.
3. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
4. Степанов В. В. Курс дифференциальных уравнений. М., Издательство технико-теоретической литературы, 1953.

УДК 621.25:629.113

Выбор кривых профиля статора пластинчатых насосов

Канд. техн. наук А. П. ЛЫЗО, канд. техн. наук Ю. Е. ТРАВКИН, Л. Г. КНЯЗЕВА
Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности пластинчатые насосы широко применяются в гидросистемах гидроусилителей и других устройствах автомобилей, а также в гидросистемах металлообрабатывающего оборудования. Они просты в изготовлении и эксплуатации, но имеют сравнительно небольшую долговечность. Одним из слабых мест пластинчатых насосов является статор, износ профиля которого быстро выводит насос из строя. Интенсивность износа статора в значительной мере определяется геометрией его профиля.

Профиль статора пластинчатого насоса двойного действия должен обеспечивать поступательное движение пластин в пазах ротора в зонах нагнетания, всасывания. Основным условием нормальной работы пластинчатых насосов является постоянный контакт между пластинами и профилем статора. Он достигается плавным сопряжением окружностей и кривых профиля, а также гидравлическим давлением подпора, действующим на пластины снизу и прижимающим их к профилю.

В настоящее время кривые профиля рассчитываются из условия безударного или с мягким ударом сопряжения пластин и профиля статора¹. При таких профилях перемещение пластин происходит с периодическим изменением величины ускорения, сообщаемого профилем пластинам (рис. 1, а, б). Кривая профиля может легко определяться методом графического интегрирования. Для кривой профиля с мягким ударом величина ускорения, передаваемого пластинам, $a = 218 \text{ м/с}^2$ у насосов с числом оборотов ротора $n = 940$ в минуту. Ускорение пластин, сообщаемое кривой с безударным профилем, вдвое больше: $a = 428,4 \text{ м/с}^2$. Если в первой части кривая передает ускорение, стремящееся прижать пластину к профилю статора, то во второй — ускорение, стремящееся ее оторвать.

В процессе работы на лопатку действуют также нормальное ускорение, прижимающее пластину к статору, а также кориолисово ускорение, прижимающее ее в пазах и препятствующее любому перемещению.

Нормальное ускорение определяется по формуле

$$a_n = \omega^2 \left(R - \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \frac{dh}{d\varphi} \right),$$

где ω — угловая скорость лопаток при $n = \text{const}$ в 1/с;

R — радиус кривизны в см;

h — осевое перемещение пластин в см;

φ_1, φ_2 — углы поворота ротора на рабочем участке.

На среднем участке кривой у насосов с производительностью 35 л/мин

$$a_n = 305 \text{ м/с}^2.$$

Кориолисово ускорение определяется так:

$$a_k = 2\omega v,$$

где v — скорость перемещения пластины в м/с.

При числе оборотов ротора 940 в минуту величина кориолисова ускорения равна 197 м/с². С учетом полужидкостного трения пластин в пазах ротора принимаем коэффициент трения $f = 0,1$.

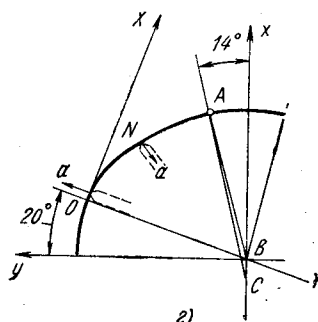
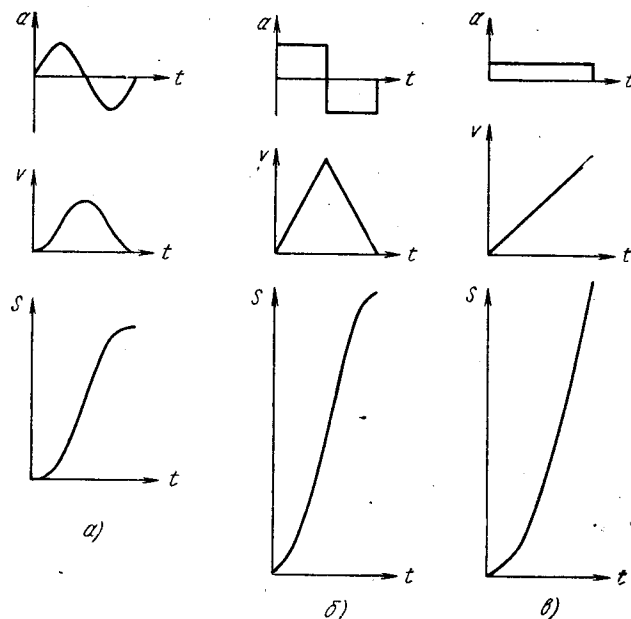
Обе кривые профиля имеют общий недостаток: изменение сообщаемого пластинам ускорения на рабочем участке кривой. В этот момент результирующее ускорение, действующее на пластину, определяется из соотношения

$$\Sigma a_p = -a + a_n + \text{sign } a_k f.$$

Так, у кривой профиля с безударным сопряжением в средней точке на пластину действует прижимающее ускорение $E_p = 284 \text{ м/с}^2$, а через полупериод уже отжимающее ускорение $E_p = -104 \text{ м/с}^2$.

У кривой профиля с мягким ударом изменение знака ускорения происходит в средней части кривой. В этой точке кривой результирующая ускорений $\Sigma a_p = -2a + a_n + \text{sign } a_k f$, а на пластину действует отрывающее ускорение $E_p = -111,6 \text{ м/с}^2$.

При увеличении числа оборотов отрывающее ускорение несколько ниже за счет увеличения нормального ускорения. Для



¹ Зайченко И. З., Мышленский Л. М. Лопастные насосы и гидромоторы. М., «Машиностроение», 1967.

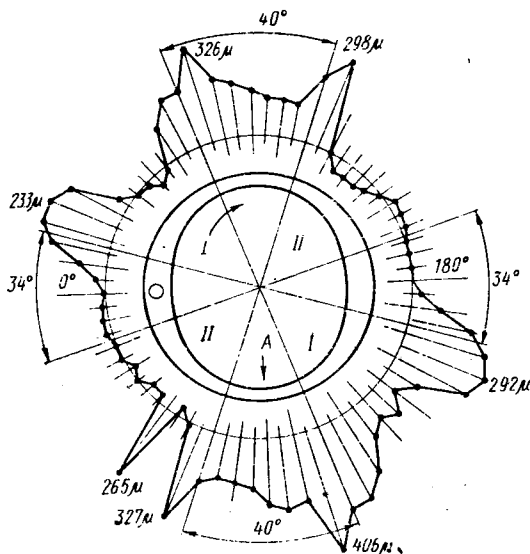


Рис. 2

устранения отрывающего ускорения требуется постоянное давление подпора. Однако анализ топограммы износа профиля статора показывает, что на средних участках кривой наблюдается наименьший износ профиля, а затем повышение износа под действием давления подпора (рис. 2).

При износе сопряженных деталей увеличивается дренажная утечка, что приводит к нарушению контакта между пластиной и статором в момент изменения знака ускорения на рабочем участке кривой профиля.

Для сохранения постоянного контакта пластин насоса с профилем статора предлагается рабочие участки I, II выполнять таким образом, чтобы они сообщали пластинам постоянное

ускорение, т. е. $\ddot{y}=0$, причем направление ускорения зависит от назначения рабочей камеры: для всасывающей I передаваемое ускорение совпадает с движением пластины, для нагнетающей II — противоположно направлению движения пластины.

При расчете кривых профиля методом графического интегрирования на рабочих участках I и II на пластины действует результирующее ускорение, прижимающее ее к профилю статора, равное $78,8 \text{ м/с}^2$ (рис. 1, в).

Расчет профиля статора с $\ddot{y}=0$ и плавным сопряжением с дугами окружностей между зонами рабочих камер надо выполнить с помощью степенного полинома:

$$P = A_0 + B_x + C_{x^2} + D_{x^3} + \dots + N_{x_n}.$$

В этом случае необходим большой объем работ по вычислению коэффициентов и расчету вариантов с применением вычислительных машин. Инженер Штефан Коточ для облегчения такой задачи при расчете кривых синтезировал профиль из различных кусочков параболы, усеченных синуса и косинуса с определенными начальными условиями. Для этих вычислений использовалась ЭВМ «Минск-22».

Чтобы упростить расчеты кривых профиля пластинчатых насосов, на заводе-вузе при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева использовали синтез кривой из параболы и прямой линии, которая максимально приближалась к заданной (рис. 1, г).

Расчет профиля статора заключается в том, чтобы подобрать плавную кривую, касательную в точках A и O, и чтобы

$$\frac{da}{dt} = 0.$$

В качестве кривой выбираем параболу с вершиной в точке O. Тогда координаты точки A в системе XY определяются по теореме косинусов из треугольника ABC:

$$AC^2 = AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC \cos(180^\circ - \alpha_2). \quad (1)$$

Преобразуем уравнение (1) и решаем его как квадратное

$$AB = \frac{B_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{B_1}{2}\right)^2 + C_1},$$

где $B_1 = 2BC \cos \alpha_2$;

$$C_1 = AC^2 - BC^2.$$

Координаты точки A в системе XY определяются по следующим формулам:

$$x = AB \cos(\alpha_1 + \alpha_2); \quad y = OB - AB \sin(\alpha_1 + \alpha_2).$$

Уравнение параболы с вершиной в начале координат XY имеет вид

$$y = ax^2. \quad (2)$$

Уравнение прямой линии, проходящей через точку A, запишется так:

$$y = -x \operatorname{ctg} \alpha_1 + C, \quad (3)$$

где $C = OB$.

Совместное решение уравнений параболы и прямой позволяет найти координаты прямой линии, касательной к параболе:

$$ax^2 + bx - c = 0, \quad (4)$$

где $b = \operatorname{ctg} \alpha_1$,

откуда

$$x = -\frac{b}{2a} + \sqrt{\left(\frac{b}{2a}\right)^2 - \frac{c}{a}}.$$

Для расчета кривой составляются две программы. Первая программа предназначена для определения полярных координат кривой статора в системе XY. Она позволяет определить декартовы координаты (x, y) кривой профиля, которые для большой точности пересчитываются через $15'$. По второй проверяется правильность подбора кривой профиля по начальным

условиям, основным из которых является $\ddot{y}=0$. Для этого определяются радиусы кривой статора как расстояния между двумя точками R_x и центром C:

$$R = x^2 + \sqrt{(y - OB)^2}.$$

Проверка по производным осуществляется по следующим формулам:

$$R' = \frac{R_{k+1} - R_k}{\alpha_{k+1} - \alpha_k}; \quad R'' = \frac{R_{k+1} - R'_k}{\alpha_{k+1} - \alpha_k}; \quad R''' = \frac{R'_{k+1} - R_k}{\alpha_{k+1} - \alpha_k} = 0.$$

Применение двух программ для расчета кривой профиля позволяет корректировать ее в процессе определения координат.

Расчет кривой можно выполнять на настольных ЭВМ типа «Оливетти». Вычисления координат целесообразно осуществлять с округлением до третьего знака, тогда наибольшая погрешность по $\ddot{y}$ составит не более $\Delta \ddot{y} = 0,0003$.

УДК 629.113.014.5

Травмобезопасное рулевое управление автомобиля ГАЗ-24 «Волга»

А. М. СОРОКИН, Г. Ф. ГУСЬКОВА

Горьковский автозавод

В СООТВЕТСТВИИ с современными требованиями по безопасности, изложенными в отраслевом стандарте ОСТ 37.001.002—70 и предъявляемыми к конструкциям рулевых управлений автомобилей, рулевая колонка автомобиля ГАЗ-24 оснащена специальной энергопоглощающей муфтой (рис. 1). Эта муфта способна под действием ударной нагрузки в момент

наезда автомобиля на препятствие к демпфированию удара, воспринимаемого грудью водителя о рулевое колесо. Сила удара, разрушающая эластичный элемент муфты, не превышает нагрузку, которую способен выдержать организм человека без получения тяжелых травм. Допустимой нагрузкой, кратковременно действующей на водителя в момент аварии, принято считать 1135 кг.

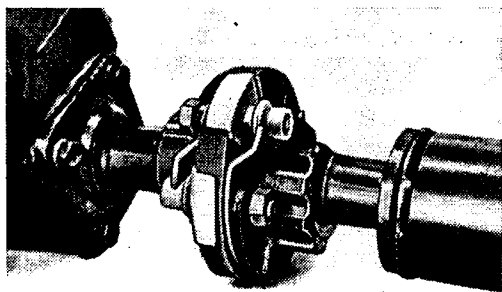


Рис. 1

Безопасная муфта (рис. 2) состоит из двух фланцев 1, закрепленных на нижней 2 и верхней 3 части рулевого вала с помощью шлицевого и резьбового соединения. Гайки 4 фланцев затягиваются моментом 7 кгс·м и закерниваются в двух местах.

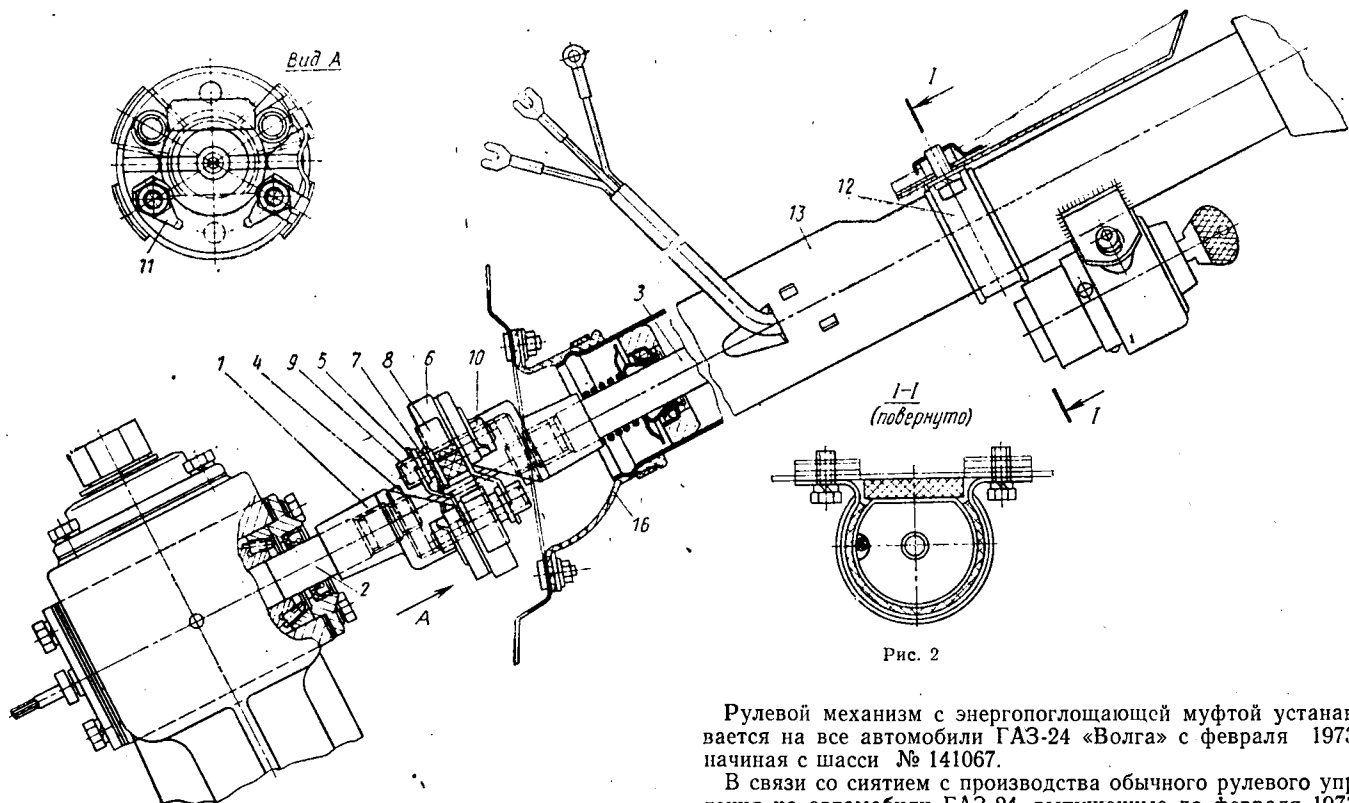


Рис. 2

Между фланцами устанавливаются две предохранительные пластины 5 и эластичная деталь 6 из прорезиненной ткани. Эластичная деталь прикрепляется к каждому из фланцев двумя шпильками 7 через усилитель муфты 8. На шпильках со стороны предохранительных пластин с целью предотвращения возможного стука металла о металл установлены с легкой напесовкой пластмассовые втулки 9. Крепление шпилек 7 на фланцах осуществляется гайками 10 и специальными стопорными пластинами 11, предотвращающими ослабление этих гаек, момент затяжки которых равен 1,4—1,7 кгс·м.

Наличие эластичного элемента в травмобезопасном руле не снижает основных качеств управляемости автомобиля.

При наезде автомобиля на препятствие водитель под действием инерционных сил, пропорциональных скорости движения автомобиля в момент столкновения, грудью натывается на рулевое колесо и воздействует на рулевую колонку, которая благодаря имеющимся между хомутом 12 и трубой колонки 13 резиновым прокладкам 14 и 15 может вместе с рулевым валом перемещаться под действием нагрузки, деформируя или разрушая эластичный элемент муфты. Разрушение эластичного элемента поглощает максимум энергии удара, т. е. около 90% допустимой нагрузки.

В случае разрушения безопасной муфты часть энергии удара, примерно до 5%, поглощается при перемещении колонки 13 вниз относительно хомута 12 и около 3% ударной энергии по-

глощается при взаимном перемещении фланцев 1 муфты по скосам, деформации предохранительных пластин 5 и изгиба верхней части 3 рулевого вала. При этом рулевое колесо способно выдерживать ударную нагрузку с деформацией обода и спиц без острого скола пластмассы.

Конструкция безопасного руля обеспечивает управление автомобилем при буксировке после аварии до ближайшей ремонтной станции или гаража. Для этого фланцы верхней и нижней части рулевого вала нужно жестко соединить болтами.

После столкновения автомобиля с препятствием, при котором произошел разрыв или заметное деформирование эластичного элемента 6 муфты, рулевое управление, так же как и другие узлы автомобиля, потерявшие работоспособность в результате аварии, необходимо либо заменить, либо отремонтировать с обязательной заменой эластичного элемента.

Техническое обслуживание травмобезопасного рулевого управления в эксплуатации такое же, что и у обычного руля, плюс периодический контроль за креплением муфты и техническим состоянием эластичного элемента, у которого не допускаются надрывы, расслоение тканевых прослоек и другие дефекты, снижающие прочностные качества детали.

Рулевой механизм с энергопоглощающей муфтой устанавливается на все автомобили ГАЗ-24 «Волга» с февраля 1973 г., начиная с шасси № 141067.

В связи со снятием с производства обычного рулевого управления на автомобили ГАЗ-24, выпущенные до февраля 1973 г., может быть установлен травмобезопасный руль.

Для этого необходимо: щиток передней части автомобиля в зоне отверстия под колонку 13 подбить внутрь салона на 5—6 мм так, чтобы обеспечить свободное вращение муфты; установить уплотнитель 16 колонки в зоне отверстия щитка; закрепить рулевую колонку 13 на панели приборов при помощи хомута 12 с проложенными резиновыми прокладками 14 и 15 и двух болтов.

Проведенные заводом испытания на столкновение автомобиля ГАЗ-24 с барьером и на соударение безопасного рулевого управления с моделью туловища водителя по ОСТ 37.001.002—70 в условиях Автополигона НАМИ показали, что перемещение рулевой колонки внутрь салона параллельно оси автомобиля составляет 9,8 см против указанных в стандарте 12,7 см, а разрушение эластичного элемента безопасного руля происходит при 1000 кгс, что вполне соответствует требованиям безопасности, предъявляемым к современным автомобилям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сорокин А. М. — «Автомобильный транспорт», 1974, № 1.
2. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1972, № 23 (Авторское свидетельство № 346166).

Определение радиусов качения колеса с пневматической шиной

Д-р техн. наук Р. В. ВИРАБОВ

Московский автомеханический институт

ПОТЕРЮ скорости при качении колеса с пневматической шиной принято учитывать посредством введения в расчеты переменного радиуса качения. Необходимо знать зависимость радиуса качения от действующей на колесо продольной силы, т. е. функцию $r_k = r_k(P_x)$, например при оценке сопротивления качению, интенсивности износа шин. Для колеса с пневматической шиной зависимость $r_k = r_k(P_x)$, учитывающая специфику ее взаимодействия с дорогой и характер распределения нормальных давлений в контакте, известна лишь в некоторой ее части, где она близка к линейной. Нелинейная часть этой зависимости до настоящего времени не имеет аналитического описания.

В работах [1 и 2] была описана физическая сущность явлений, происходящих в зоне контакта упругих тел при качении, и предложен метод определения коэффициента тангенциальной жесткости λ в приближенном — линейном уравнении

$$q_t = \lambda u \quad (1)$$

зависимости удельных касательных сил q_t от тангенциальных смещений u точек поверхности тела качения в зоне контакта. Коэффициент λ каждого из цилиндрических тел качения определяли применительно к условиям нагружения. С использованием этих коэффициентов в работах [1 и 2] были получены зависимости для определения относительной потери скорости ведомого звена фрикционной пары в функции развиваемой в контакте касательной силы. Они оказались близкими к аналогичным зависимостям, найденным методами теории упругости [3]. Это послужило основанием для распространения предложенного метода и на колесо с пневматической шиной [4] с целью получения расчетной формулы для определения радиусов качения в функции касательной силы, действующей в контакте колеса с жестким основанием, которая равна продольной силе P_x .

Однако по полученной в работе [4] формуле можно рассчитывать радиусы качения лишь при касательных силах, не превышающих 50—55% максимальной силы сцепления, что сужает возможности ее использования. Кроме того, при выводе формулы были введены некоторые упрощения, которых можно избежать. Поэтому представляет интерес получение более точных расчетных зависимостей и зависимостей, позволяющих определять радиусы качения при любых касательных силах, изменяющихся от нуля до величины, предельной по сцеплению.

Согласно работам [1 и 2] коэффициент тангенциальной жесткости цилиндрического тела, перекатываемого по недеформируемой плоскости,

$$\lambda = k \frac{qr_d}{a^3}, \quad (2)$$

где $q = \frac{G}{l}$ — погонная нормальная сила, прижимающая

цилиндр к плоскости (G — нормальная нагрузка на цилиндр; l — длина полоски контакта);

a — полуширина полоски контакта при данной нормальной нагрузке;

r_d — динамический радиус;

k — безразмерный коэффициент, зависящий от закона распределения нормальных давлений по ширине полоски контакта; при параболическом законе распределения нормальных давлений $k=1,5$, при эллиптическом $k=1,08$.

Как известно, картина распределения нормальных давлений в контакте шины низкого давления с жестким основанием имеет вид, близкий к трапецеидальному. В этом случае [4]

$$k = \frac{2[1 + c^2(2c - 3)]}{(1 + c^2)(1 - 2c^2 + c^4)}, \quad (3)$$

где $c = \frac{b}{a}$ — отношение оснований равнобедренной трапе-

ции давлений, соответствующих статическому прижатию колеса к основанию (рис. 1, а).

Как и в работе [4], при определении радиусов качения колеса с пневматической шиной будем рассматривать качение не-

которого приведенного цилиндрического колеса с гладкой поверхностью, претерпевающего плоскую деформацию. При этом полуширина полоски контакта приведенного колеса $a' = S/2l$ (S — площадь контакта, l — длина площадки контакта действительного колеса в его осевом сечении, перпендикулярном плоскости основания, принимаемая за длину полоски контакта приведенного колеса).

Поскольку площадка контакта шины с основанием близка по форме к эллиптической и $S \approx \pi l L/4$, то

$$a' = \frac{\pi L}{8}, \quad (4)$$

где L — ширина площадки контакта в экваториальном сечении действительного колеса (для колеса с пневматической шиной — длина контакта).

Величину s отношения оснований трапеции нормальных давлений для приведенного колеса определяем по тому продольному сечению действительного колеса, в котором полуширина площадки контакта совпадает с a' . В работе [3] было принято $s=0,6$. Более тщательный анализ экспериментальных эпюр удельных давлений в контакте ряда шин [5] показал, что принятое среднее значение s было заниженным и что следует исходить из $s=0,8$. Определяя по формуле (3) соответствующий этому значению s коэффициент, оказывающийся равным $k \approx 1$, для приведенного колеса получим

$$\lambda = \frac{qr_d}{(a')^3}. \quad (5)$$

Из описания физической сущности явлений [1], происходящих при качении упругих тел, следует, что установившийся процесс реализации касательной силы в контакте эластичного колеса с недеформируемым основанием должен сопровождаться тангенциальными смещениями пребывающих в зоне контакта элементов поверхности колеса, так как без этих смещений невозможно восприятие касательной силы. Чтобы в какой-либо точке контакта происходил срыв и начиналось скольжение, приходящие в эту точку элементы поверхности колеса должны предварительно претерпеть тангенциальное смещение, соответствующее удельной силе трения скольжения.

Необходимым условием возникновения тангенциальных смещений, вступающих в зону контакта элементов поверхности колеса, без чего невозможна реализация касательной силы, является некоторая потеря скорости. Причем при ведущем колесе, вращающемся с заданной угловой скоростью $\omega_{вщ}$, реализация касательной силы приводит к потере скорости V его оси, а при ведомом¹, ось которого движется с заданной скоростью $V_{вм}$, — к потере угловой скорости колеса ω .

При установившемся движении и установившейся потере скорости оси ведущего колеса или угловой скорости ведомого колеса, вступающие в зону контакта элементы поверхности колеса, не претерпев еще тангенциальных смещений и, следовательно, не будучи подготовленными к скольжению относительно основания, остаются в сцеплении с ним [принятие упрощен-

¹ Как принято в общей теории качения упругих тел, под понятием «ведомый» объединяем ведомый и тормозной режимы.

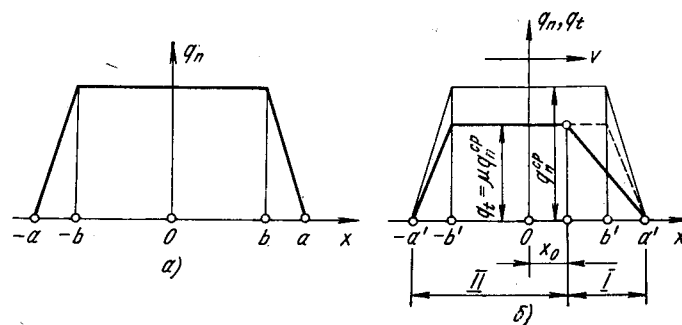


Рис. 1

ного закона (1) влечет за собой, как следствие, пренебрежение тангенциальными смещениями за пределами зоны контакта, где поверхность колеса свободна от касательных сил, и пренебрежение проскальзыванием на входе в контакт. При наличии потери скорости это обуславливает возникновение и постепенное — по мере удаления от входа в контакт — нарастание их тангенциальных смещений с соответствующим увеличением воспринимаемой этими элементами удельной касательной силы. В некоторой точке зоны контакта происходит срыв, т. е. заканчивается участок сцепления I и начинается участок скольжения II (рис. 1, б).

Поскольку потеря скорости как при ведущем, так и при ведомом колесе определяется реализуемой в контакте касательной силой, то естественно, что при оценке потери скорости в функции этой силы в качестве отправного соотношения скоростей следует принимать отношение скорости оси к угловой скорости колеса, соответствующее свободному его качению, при котором равнодействующая касательных сил в контакте равна нулю. Тогда относительная потеря скорости оси ведущего колеса должна определяться как [2]

$$\xi_{\text{вщ}} = \frac{V_0 - V}{V_0} = \frac{r_k^c - r_k}{r_k^c}, \quad (6)$$

где $V = \omega_{\text{вщ}} r_k$; $V_0 = \omega_{\text{вщ}} r_k^c$;

r_k и r_k^c — соответственно радиус качения и радиус свободного качения колеса.

Спротивление качению, обусловленное гистерезисом, при ведущем колесе преодолевается приложенным к нему движущим моментом и не приводит к потере скорости его оси, так как не требует реализации в контакте касательной силы.

Относительную потерю угловой скорости ведомого колеса следует определять по формуле [2]

$$\xi_{\text{вм}} = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} = \frac{r_k - r_k^c}{r_k^c}. \quad (7)$$

Для реального ведомого колеса $\omega_0 = \frac{V_{\text{вм}}}{r_k^c}$ представляет со-

бой некоторую условную угловую скорость, определяемую в предположении, что отсутствует не только внешний тормозной момент, но и момент сопротивления качению, обусловленный гистерезисом, поскольку преодоление последнего при ведомом колесе также требует приложения к колесу продольной и касательной сил и приводит к потере его угловой скорости. Поэтому при определении $\xi_{\text{вм}}$ необходимо учитывать суммарный момент, включающий в себя как тормозной момент, так и обусловленный гистерезисом.

При принятом упрощающем предположении об отсутствии тангенциальных смещений за пределами зоны контакта тангенциальные смещения точек поверхности приведенного колеса на участке сцепления, выраженные в функции отношения скоростей ω и V , определяют для ведущего и ведомого колес по общему уравнению [1 и 2]

$$u = \frac{\omega}{V} \frac{(a')^3 - x^3}{3r_d} - \left(1 - \frac{\omega}{V} r_d\right) (a' - x). \quad (8)$$

По этому уравнению можно, предполагая, что свободное качение происходит без скольжения в контакте, определить радиус свободного качения приведенного колеса из условия равенства нулю продольной силы P_x , т. е. из равенства

$$\int_{-a'}^{a'} q_t dx = \lambda \int_{-a'}^{a'} u dx = 0,$$

$$r_k^c = \left[\frac{V}{\omega} \right]_{(P_x=0)} = r_d \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{a'}{r_d} \right)^2 \right]. \quad (9)$$

Кроме того, преобразовывая равенство (8) с учетом формул (6) и (9) или (7) и (9), можно вывести уравнения изменения тангенциальных смещений на участке сцепления ведущего и ведомого колес соответственно в функции $\xi_{\text{вщ}}$ и $\xi_{\text{вм}}$ [2]:

$$u = \frac{\xi_{\text{вщ}}}{1 - \xi_{\text{вщ}}} (a' - x) + \frac{1}{1 - \xi_{\text{вщ}}} \frac{(a')^2 x - x^3}{(a')^2 + 3r_d^2}; \quad (10)$$

$$u = -\xi_{\text{вм}} (a' - x) + (1 - \xi_{\text{вм}}) \frac{(a')^2 x - x^3}{(a')^2 + 3r_d^2}. \quad (11)$$

Вторые слагаемые этих уравнений определяют тангенциальные смещения, обусловленные геометрией перекачиваемых тел. Они имеются и при свободном качении, когда $P_x = 0$ и $\xi_{\text{вм}} = 0$. Как показано в работе [2], пренебрежение этими смещениями не приводит к значительной погрешности в расчетах потерь скорости, а следовательно, и радиусов качения в функции продольной силы. Поэтому, принимая во внимание лишь линейную часть зависимостей (10) и (11) и выражая согласно равенствам (6) и (7) $\xi_{\text{вщ}}$ и $\xi_{\text{вм}}$ через радиусы качения, будем исходить из следующего уравнения изменения тангенциальных смещений на участке сцепления (рис. 1, б), общего для ведущего и ведомого колес:

$$u = \frac{r_k^c - r_k}{r_k} (a' - x). \quad (12)$$

На участке скольжения удельные касательные силы определяются как $q_t = \pm \mu q_n$ (μ — коэффициент трения; q_n — нормальное давление, верхний знак соответствует ведущему колесу), причем при трапециальном законе нормальных давлений в средней части зоны контакта (рис. 1, б)

$$q_n^{\text{cp}} = \frac{q}{a' + b'}, \quad (13)$$

а на участке, соответствующем левой боковой стороне трапеции,

$$q_n = \frac{q(a' + x)}{(a')^2 - (b')^2}. \quad (14)$$

Координату x_0 границы участков сцепления и скольжения и радиус качения ведущего или ведомого колеса, соответствующие данной продольной силе P_x , как и при качении сплошных упругих тел [1 и 2], определим из условий

$$\lambda u_{(x=x_0)} = \pm \mu q_n; \quad (x=x_0); \quad (15)$$

$$\pm \mu \int_{-a'}^{x_0} q_n dx + \lambda \int_{x_0}^{a'} u dx = \frac{P_x}{l}, \quad (16)$$

где коэффициент тангенциальной жесткости λ приведенного колеса определяется формулой (5), а знаки «плюс» соответствуют ведущему колесу.

Совместным решением этих уравнений с последующим исключением из выражения для r_k координаты x_0 , а также с учетом соотношения (4) получим следующие расчетные формулы:

при $|P_x| \leq 0,556 \mu G$, что при $c = \frac{b'}{a'} = 0,8$ соответствует $-a' \leq x_0 \leq -b'$,

$$r_k = \frac{r_k^c}{1 \pm \frac{1,09 L |P_x|}{r_d G (5,55 - \psi)}}, \quad (17)$$

при $|P_x| \geq 0,556 \mu G$, что при $c = b'/a' = 0,8$ соответствует $-b' \leq x_0 \leq b'$,

$$r_k = \frac{r_k^c}{1 \pm \frac{0,06 \mu L}{r_d (1,05 - \psi)}}, \quad (18)$$

где отношение $\psi = \frac{|P_x|}{\mu G}$ по аналогии с фрикционными пе-

редачами можно назвать коэффициентом тяги.

Верхний знак в знаменателе этих формул соответствует ведущему колесу.

Как следует из формулы (18), с достижением продольной силой величины $|P_x| = \mu G$ и, следовательно, $\psi = 1$ радиус качения достигает некоторого «предельного» значения $r_{k, \text{пр.}}$.

Термин «предельный» означает, что при таком радиусе качения нормальные давления в пределах всей зоны контакта используются для передачи касательной силы полностью (рис. 1, б) и при коэффициенте трения, не зависящем от скорости скольжения, дальнейшее изменение радиуса качения — в интервале $r_{k, \text{пр. вщ}} > r_k \geq 0$ для ведущего колеса и $r_{k, \text{пр. вк}} < r_k \leq \infty$ для ведомого — не может привести к изменению реализуемой в контакте касательной силы. Изменение радиусов качения в указанных интервалах сопровождается лишь ростом скоростей скольжения во всех точках зоны контакта. Следовательно, формула (18) характеризует зависимость $r_k = r_k(P_x)$ лишь при продольной силе P_x , приближающейся к

$\pm \mu G$, а при $|P_x| = \mu G$ и $\mu = \text{const}$ не существует определенности в величине радиуса качения колеса, так как вслед за достижением значений $r_{k, \text{пр. вл}}$ или $r_{k, \text{пр. вл}}$ может наступить соответственно полное буксование ведущего колеса или полный юз ведомого.

Как следует из выражений (17) и (18), радиус качения колеса, обладающего определенной тангенциальной жесткостью, зависит при прочих равных условиях не только от продольной силы P_x , но и от коэффициента трения в контакте шины с дорогой. Одинаковым продольным силам при меньшем коэффициенте трения соответствует большее изменение радиуса качения сравнительно с радиусом свободного качения данного колеса. Однако анализ зависимостей (17) и (18) показывает, что влияние коэффициента трения на $r_k = r_k(P_x)$ проявляется заметно лишь при $|P_x| > 0,556 \mu G$ и быстро нарастает с дальнейшим увеличением продольной силы. Аналогичное влияние оказывает коэффициент трения на относительную потерю скорости и при качении сплошных упругих тел [1—3]. Поэтому зависимость (17) для продольных сил, не превышающих $|P_x| = 0,556 \mu G$, оказывается весьма мало отличающейся от линейной, получаемой из тех же условий (15) и (16), но путем введения дополнительного упрощения [4]. При $c = 0,8$ решение, аналогичное рассмотренному в работе [4], приводит к

$$r_k = r_k^c \mp \gamma |P_x|, \quad (19)$$

где

$$\gamma = 0,207 \frac{L}{G} \approx 0,21 \frac{L}{G}. \quad (20)$$

Однако если требуется построить зависимость $r_k = r_k(P_x)$ в пределах изменения продольной силы от $P_x = 0$ до значения, превышающего $|P_x| = 0,556 \mu G$ или, тем более, приближающегося к $|P_x| = \mu G$, т. е. предельному по сцеплению, то необходимо пользоваться формулами (17) и (18), которые выведены при одинаковых допущениях и поэтому в совокупности определяют непрерывную функцию.

На рис. 2 сопоставлены экспериментальные (сплошные кривые) значения коэффициента тангенциальной эластичности γ с результатами расчета (штриховые кривые) по формуле (20) для шины 12.00—20, М-93. Экспериментальные значения γ взяты из работы [6]*, автор которой предоставил нам дополнительно определенные им в экспериментах длины контакта испытуемых шин, которые были необходимы для расчетов по формуле (20), и динамические радиусы при различных G и p_w . Из рис. 2, а, б следует, что, хотя превышение экспериментальных значений γ над расчетными достигает 20—30%, характер протекания расчетных зависимостей γ как от нормальной нагрузки при постоянном давлении, так и от внутреннего давления в шине при неизменной нормальной нагрузке соответствует экспериментальному. Несколько меньшая разница между экспериментальными [6] и расчетными значениями γ наблюдается у шин 14.00—20, ОИ-25 и 15.00—20, Я-190. Однако во всех случаях экспериментальные значения γ превышают расчетные, что, по-видимому, обусловлено повышенной податливостью выступов протектора, наличие которых отличает действительное колесо от приведенного (предполагается, что последнее имеет гладкую поверхность).

Преобразуем формулы (17) и (18). Для этой цели выделим в вычитаемых их знаменателях множитель $0,207 L/G$ и согласно равенству (20) обозначим его через γ . Считая также продольную силу P_x для ведомого колеса отрицательной, получим:

при $|P_x| \leq 0,556 \mu G$

$$r_k = \frac{r_k^c}{1 + \frac{5,26 \gamma P_x}{r_k (5,55 - \psi)}}; \quad (21)$$

при $|P_x| \geq 0,556 \mu G$

$$r_k = \frac{r_k^c}{1 + \frac{0,29 \gamma P_x}{\psi r_k (1,05 - \psi)}}. \quad (22)$$

Такая форма уравнений позволяет использовать экспериментальное значение коэффициента тангенциальной эластичности (если оно известно для данных G и p_w) для построения

* Пересчет приведенных в работе [6] экспериментальных значений коэффициента тангенциальной эластичности для зависимости $r_k = r_k(M)$ в соответствии с соотношениями работы [2] выполнялся по формуле $\gamma(P_x) = r_k^c \gamma(M)$.

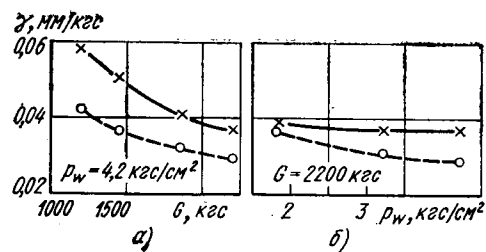


Рис. 2

зависимости $r_k = r_k(P_x)$ в пределах всего возможного по сцеплению диапазона изменения продольной силы. При отсутствии экспериментального значения γ , определение которого, как известно, требует постановки весьма тонкого эксперимента, ориентировочная кривая зависимости $r_k = r_k(P_x)$ может быть построена по формулам (17) и (18). Для этого достаточно лишь экспериментального определения длины контакта L при данных G и p_w .

На рис. 3 сплошной линией (эксперимент) показана кривая зависимости $r_k = r_k(P_x)$ для шины 12.00—20, М-93, полученная перестроением экспериментальной кривой $r_k = r_k(M)$ В. А. Петрушова. При перестроении продольные силы рассчитывались

по формуле из работы [2] $P_x = \frac{M - M_r}{r_k^c}$, в которую момен-

ты M подставлялись с учетом их знака. Момент сопротивления качению M_r , обусловленный гистерезисом, был определен по экспериментальным данным [7]. Штриховой линией (расчет) показана кривая $r_k = r_k(P_x)$, построенная по формулам

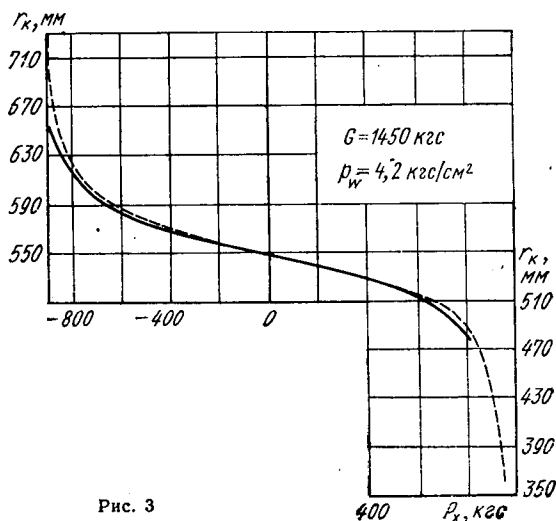


Рис. 3

(21) и (22) с использованием экспериментального [6] значения коэффициента тангенциальной эластичности шины при указанных на рисунке нормальной нагрузке на колесо и давлении воздуха в шине. Последний также был пересчитан при необходимости к зависимости радиуса качения от продольной силы по указанной ранее формуле

$$\gamma(P_x) = r_k^c \gamma(M) = 0,548 \text{ м} \cdot 0,0925 \text{ мм/кгс} \cdot \text{м} = 0,0506 \text{ мм/кгс},$$

а коэффициент трения μ был определен экстраполяцией экспериментальной кривой.

Из рис. 3 следует, что экспериментальная и расчетная кривые достаточно близки между собой во всем диапазоне изменения как тяговых, так и тормозных сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вирабов Р. В. — «Машинноеведение», 1967, № 2.
2. Вирабов Р. В. — «Известия вузов. Машиностроение», 1967 № 4.
3. Fromm H. — „Z. f. Angew. Math. und Mech.“, Bd. 7, H. 1 1927.
4. Вирабов Р. В. — «Известия вузов. Машиностроение», 1967 № 6.
5. Кнороз В. И. Труды лаборатории двигателей АН СССР вып. 2. Изд. АН СССР, 1956.
6. Петрушов В. А., Стригин П. А. Труды НАМИ, вып. 97 1968.
7. Москвин В. В., Петрушов В. А., Стригин П. А. Труды НАМИ, вып. 131, 1971.

Исследование легкового автомобиля с трансмиссиями различных типов

Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, канд. техн. наук А. Л. КАРУНИН, Л. А. РУМЯНЦЕВ,

канд. техн. наук А. И. ЯГАНТ

НАМИ, Московский автомеханический институт

В ПОСЛЕДНИЕ годы получили распространение полуавтоматические (диапазонные) гидропередачи, выполненные по схеме гидротрансформатор — автоматизированное фрикционное сцепление — ступенчатая механическая коробка передач с ручным переключением. В настоящее время такие диапазонные гидропередачи устанавливаются на ряд легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом 850—2500 см³. К ним относятся автомобили таких ведущих фирм, как НСУ, Симка, Порше, Фольксваген, Ситроен, ФИАТ и Шевроле.

По данным, приводимым в зарубежной литературе, диапазонные гидропередачи на 40% дешевле полностью автоматических гидромеханических передач, более надежны, не требуют применения масел дорогих типов и квалифицированного обслуживания. Благодаря тому, что диапазонные гидропередачи позволяют обходиться без педали сцепления, а требуемое число переключений передач значительно уменьшается, они мало отличаются по удобству управления от полностью автоматических гидромеханических передач.

С целью выбора наиболее целесообразного пути автоматизации трансмиссии легкового автомобиля массового производства в НАМИ совместно с исследовательской лабораторией Московского автомеханического института проведены исследования характеристик автомобиля малого класса (рабочий объем двигателя 1500 см³) с различными трансмиссиями. При этом помимо серийной механической трансмиссии были испытаны диапазонная гидропередача и автоматическая гидромеханическая передача.

Диапазонная гидропередача (рис. 1) была разработана и изготовлена в НАМИ при участии Ижевского машиностроительного завода и Автозавода им. Ленинского комсомола. Она состоит из комплексного гидротрансформатора, фрикционного нормально-разомкнутого сцепления с автоматическим гидроприводом и ступенчатой коробки передач автомобиля «Москвич-408». Насосное колесо и турбина гидротрансформатора выполнены штампованными, а реактор изготовлен методом литья по выплавляемой модели.

Сцепление 1 включается при подаче в исполнительный гидроцилиндр 2 масла под давлением. При этом поршень гидроцилиндра 2 перемещается вправо и посредством вилки 3 и рычагов 4 включает сцепление. Передаточное число рычагов сцепления равно 6,2.

При движении автомобиля выжимной подшипник сцепления все время находится под нагрузкой.

С целью обеспечения требуемой долговечности в сцеплении предусмотрен шариковый выжимной подшипник закрытого типа, установленный на центрирующей втулке. За счет интенсивного охлаждающего потока воздуха, проходящего через вентиляционные отверстия 5 и 6, обеспечивается необходимый температурный режим работы выжимного подшипника. В диапазонной гидропередаче установлен ведомый диск сцепления диаметром 8 дюймов с приклеенными фрикционными накладками.

Ступица ведомого диска сцепления соединена с первичным валом коробки передач 7.

Для подпитки гидротрансформатора и его охлаждения предусмотрены трубопроводы 8 и 9. Трубопровод 8 соединен с напорной магистралью масляного насоса двигателя, а трубопровод 9 — с поддоном двигателя.

Гидротрансформатор 10 работает на масле АС-8, заливаемом в двигатель.

Для поддержания в гидротрансформаторе начального избыточного давления 1,5—1,8 кгс/см² при работе двигателя на холостых оборотах и для ограничения расхода масла через гидротрансформатор в трубопроводах 8 и 9 установлены соответствующие жиклеры.

Система управления сцеплением содержит бачок 11, в который заливается веретенное масло, насос 12, ограничительный клапан 13 и центробежный регулятор.

Грузы 14 центробежного регулятора действуют на золотник 15 через стакан 16 и толкатель 17. Внутри стакана 16 находится предварительно сжатая пружина 18. Между центробежным регулятором и корпусом золотника 19 расположен электромагнит с электрической обмоткой 20 и якорем 21.

Обмотка электромагнита соединена с выключателем 22, размещенным в рычаге переключения передач, и с аккумулятором 23. Гидравлическая полость 24 соединена каналом отрицательной обратной связи 25 с исполнительным гидроцилиндром 2 сцепления.

При двигателе, работающем на малых оборотах, центробежный регулятор изменяет давление в исполнительном цилиндре 2 в соответствии с уравнением

$$p = \frac{m R i_r \omega_p^2}{f_3}$$

где m — суммарная масса грузов регулятора;

R — радиус груза регулятора;

i_r — соотношение плечей груза;

ω_p — угловая скорость вращения вала регулятора;

f_3 — площадь торца золотника.

Центробежный регулятор получает вращение от двигателя с помощью клинового ремня.

В качестве гидронасоса 12 использован серийно выпускаемый насос МШ-3А, производительность которого в 1,5 раза больше расчетной. Этот насос встроен в верхнюю крышку звездочек и получает вращение от кулачкового вала двигателя через резиновые упругие втулки.

Изменением натяжения пружины ограничительного клапана 13 можно регулировать величину максимального давления на выходе насоса 12, а следовательно, и максимальный момент трения в сцеплении. Педаль сцепления при установке на автомобиль диапазонной гидропередачи НАМИ отсутствует.

Контакты выключателя 22 автоматически замыкаются в случае приложения усилия к рукоятке рычага переключения передач. При этом давление в цилиндре падает до нуля и сцепление быстро выключается.

Пружина 18 позволяет при большом числе оборотов двигателя во время переключения передач перемещать якорем 21 золотник 15 без осевого перемещения носиков грузов центробежного регулятора. За счет этого удается значительно уменьшить размеры электромагнита и потребляемый им электрический ток.

Сравнительные испытания различных трансмиссий проводились на одном автомобиле по единой методике. Вес автомобиля поддерживался равным 1445 кг.

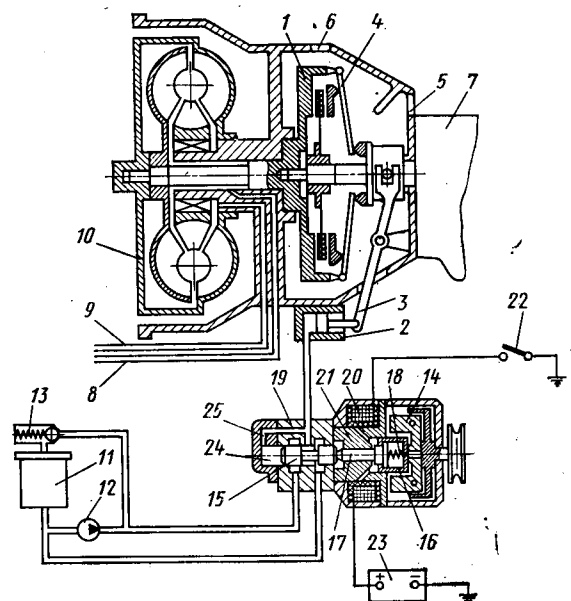


Рис. 1. Диапазонная гидропередача НАМИ

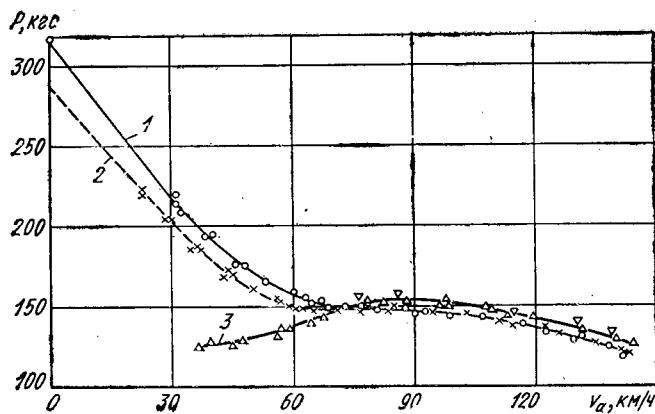


Рис. 2. Тяговые характеристики автомобиля с различными трансмиссиями при установке в коробке передач прямой передачи

Автоматическая гидропередача состояла из комплексного гидротрансформатора и механической планетарной трехступенчатой коробки передач. При этом передаточное число первой передачи $i_{I1}=2,39$, второй $i_{II}=1,45$, третьей $i_{III}=1,0$, заднего хода $i_{з.х}=2,09$. В автоматическую гидропередачу заливалось специальное масло марки F.

В автоматической гидропередаче ступени переключаются в зависимости от скорости автомобиля и степени открытия дроссельной заслонки. Для получения более интенсивных разгонов автомобиля предусмотрен «кик-даун». Кроме того, установлен один шестеренчатый насос внутреннего зацепления, обеспечивающий подпитку гидротрансформатора и управление планетарной коробкой передач.

На рис. 2 приведены тяговые характеристики автомобиля с различными трансмиссиями при установке в коробке передач прямой передачи, полученные при испытаниях на стенде с беговыми барабанами. Тяговая характеристика (кривая 1) диапазонной гидропередачи расположена выше характеристик автоматической передачи (кривая 2), что объясняется применением гидротрансформатора с более высоким коэффициентом трансформации и стандартной трансмиссии (кривая 3).

На рис. 3 приведены графики, характеризующие к.п.д. испытуемых трансмиссий на прямой передаче в зависимости от скорости автомобиля. Кривая 1 характеризует к.п.д. серийной трансмиссии, кривая 2 относится к автоматической гидропередаче, а кривая 3 — к диапазонной гидропередаче НАМИ. К.п.д. рассчитывали по уравнению

$$\eta = \frac{N_k}{N_e},$$

где N_k — полезная мощность на колесах автомобиля;

N_e — мощность двигателя на заданном режиме движения.

Мощность двигателя N_e получена путем испытания двигателя на тормозном стенде без вентилятора и глушителя в соответствии с ГОСТ 14846—69. Мощность N_k определялась после снятия тяговых характеристик автомобиля с различными передачами на стенде с беговыми тормозными барабанами (рис. 2). Следовательно, в расчетное значение к.п.д. трансмиссии вошли потери, обусловленные установкой вентилятора и глушителя двигателя.

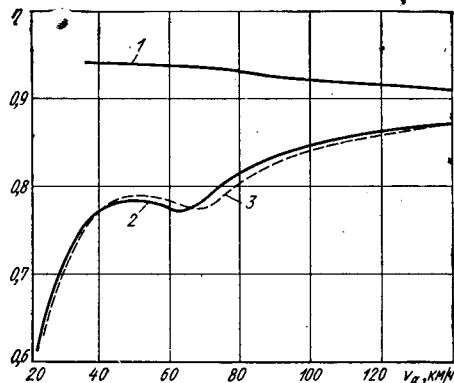


Рис. 3. К.п.д. испытуемых трансмиссий на прямой передаче в зависимости от скорости

В табл. 1 приведены основные показатели исследуемых гидропередач.

Таблица 1

Основные параметры	Гидропередача	
	автоматическая	диапазонная НАМИ
Активный диаметр гидротрансформатора в мм	241,3	230,0
Максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора	2,16	2,34
Максимальный к. п. д. гидропередачи в сборе на режиме трансформации в %	84,5	85,1
Максимальный к. п. д. гидропередачи в сборе при работе гидротрансформатора при режиме гидромуты ($n_e=5800$ об/мин)	87,0	86,8
Скольжение в гидротрансформаторе при $n_e=5800$ об/мин	3,17	3,21
Обороты входа гидротрансформатора в минуту	2100	2240

Как видно из таблицы, характеристики исследуемых гидропередач близки и находятся на современном уровне развития гидропередач для автомобилей с двигателем рабочим объемом до 2 л.

На рис. 4 приведены тяговые характеристики испытуемого легкового автомобиля с различными трансмиссиями. В табл. 2 приведены результаты испытаний автомобиля на Автополигоне НАМИ при интенсивном разгоне с полностью открытой дроссельной заслонкой.

Для обеспечения необходимой точности при определении динамических показателей автомобиля все основные измеряемые величины: крутящие моменты на полуосях, скорость вращения вала двигателя, скорость автомобиля, степень открытия дроссельной заслонки карбюратора и т. д. непрерывно записывались на пленку с помощью осциллографа.

Результаты проведенных испытаний (табл. 2) показали, что автомобиль с автоматической гидромеханической передачей и с диапазонной гидропередачей имеет близкие динамические показатели при разгоне, несмотря на то, что в гидромеханической передаче ступени переключаются практически без разрыва потока мощности. В диапазонной гидропередаче во время разгона происходит разрыв потока мощности три раза и суммарное время разрыва потока мощности составляет 1,84 с.

С точки зрения получения наилучших динамических показателей при разгоне автомобиля с диапазонной гидропередачей передаточные числа ступеней в использованной серийной коробке передач не являются оптимальными. Для первой передачи $i_{I1}=3,494$ велико, поэтому при трогании автомобиля происходит буксование ведущих колес. Для второй передачи $i_{II}=2,042$ недостаточно для получения максимальных динамических показателей при интенсивном трогании с места.

Для испытуемого автомобиля при установке диапазонной гидропередачи достаточно иметь в коробке передач три ступени. Передаточное число первой передачи целесообразно выби-

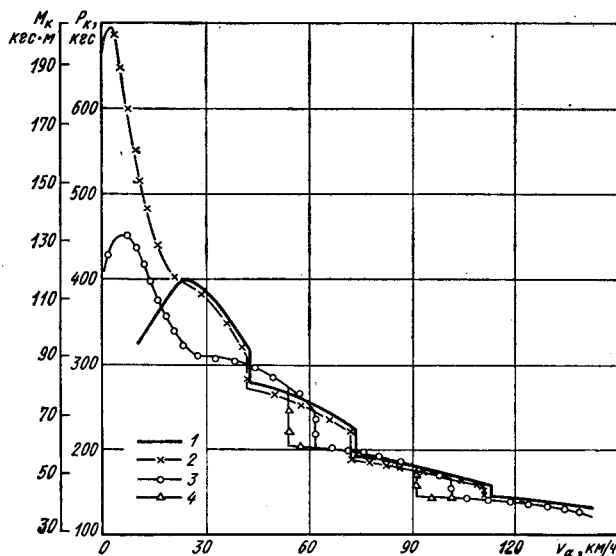


Рис. 4. Тяговые характеристики автомобиля с различными трансмиссиями: 1 — стандартная трансмиссия; 2 — диапазонная гидропередача; 3 — автоматическая гидропередача ($n_d=5800$ об/мин); 4 — переключение передач при $n_d=5060$ об/мин

Таблица 2

Показатели	Стандартная трансмиссия	Диапазонная гидропередача НАМИ	Автоматическая гидропередача
Максимальное тяговое усилие в кгс	526	1066	670
Максимальное тяговое усилие на прямой передаче в кгс	154	294	286
Максимальная скорость автомобиля в км/ч	143	130	139
Обороты двигателя в минуту при максимальной скорости автомобиля	5520	5550	5540
Максимальное ускорение автомобиля в м/с ²	2,4	3,4	3,1
Обороты двигателя в минуту в моменты переключения передач	5800	5800	5800 (5060)
Время в с разгона автомобиля до скорости:			
80 км/ч	14,15	14,6	14,0 (14,8)
100 км/ч	21,5	22,75	21,5 (23,8)
120 км/ч	33,8	36,9	35,6 (38,3)
Время в с прохождения автомобилем пути:			
400 м	22,5	23,2	22,4 (23,25)
1000 м	40,8	42,2	41,8 (42,3)

рять не ниже 2,2. Примерно на этом же уровне следует иметь передаточное число передачи заднего хода.

На рис. 5, а показан расход бензина Q_b при использовании различных трансмиссий при равномерном движении автомобиля на прямой передаче в условиях автополигона НАМИ. Наименьший расход топлива у автомобиля с механической трансмиссией. При установке автоматической и диапазонной гидропередачи расход бензина увеличивается на 4,5–5,2%.

На рис. 5, б показан расход бензина при движении на второй передаче в автоматической гидромеханической передаче ($i_{II}=1,45$) и во время движения на диапазонной гидропередаче при включении третьей передачи ($i_{III}=1,334$). Графики показывают, что передаточные числа промежуточных ступеней в коробке передач могут существенно влиять на топливную экономичность автомобиля.

Средняя скорость движения автотранспорта в городах — около 30 км/ч. На испытуемом автомобиле с механической трансмиссией устойчивая скорость движения на прямой передаче равна 35 км/ч. Быстрая смена дорожной обстановки приводит к разгонам или торможениям автомобиля и заставляет водителя на автомобиле с механической трансмиссией часто переключать передачи.

В автоматической передаче моменты переключения ступеней определяются системой автоматики. В современных гидромеханических передачах применяются автоматы, которые очень чувствительны к включению понижающей передачи при движении автомобиля с малой скоростью. В результате этого общее число переключений передач получается больше, чем на автомобиле со стандартной трансмиссией.

У диапазонной гидропередачи нет отмеченного недостатка, поэтому автомобиль с такой передачей может двигаться не только с малой скоростью на прямой передаче, но и осуществлять достаточно эффективный разгон. При этом разгон со скорости 15 км/ч, осуществляемой за счет преобразующих свойств гидротрансформатора, происходит с ускорением, в 1,3 раза превышающим максимальное ускорение на третьей передаче автомобиля со стандартной трансмиссией.

На основании данных рис. 5, а также проведенных специальных испытаний с измерением мгновенных расходов топлива при разгоне автомобиля на прямой передаче за счет преобразующих свойств гидротрансформатора можно заключить, что расход топлива не возрастает. Следовательно, при движении с малой скоростью автомобиля с диапазонной гидропередачей нецелесообразно прибегать к переключению на низшую передачу в случае отсутствия необходимости получения максимально возможных ускорения.

Отмеченная положительная особенность диапазонной гидропередачи позволяет при эксплуатации автомобиля в городских условиях существенно сократить число переключений передач и за счет этого повысить комфортабельность движения.

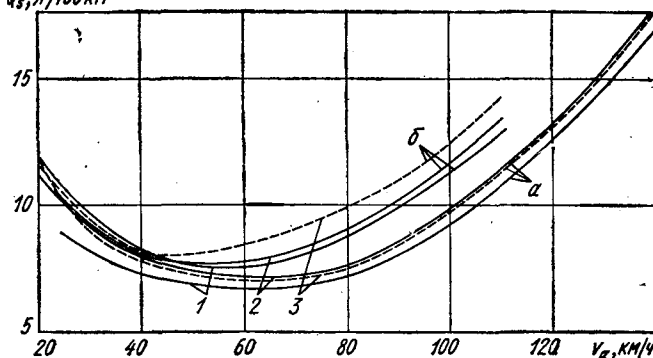
 $Q_b, л/100 км$ 

Рис. 5. Расход бензина автомобилем с различными трансмиссиями: 1 — стандартная трансмиссия; 2 — диапазонная передача НАМИ; 3 — автоматическая гидропередача

Испытания диапазонной гидропередачи НАМИ показали, что в обычных городских условиях эксплуатации при трогании и разгоне автомобиля водителю достаточно пользоваться только второй и прямой передачами. Третью передачу водитель, как правило, включает для быстрого обгона во время движения.

В исследуемых гидропередачах при интенсивном разгоне автомобиля гидротрансформатор в режиме трансформации крутящего момента работает только на первой передаче в течение очень короткого промежутка времени: с диапазонной гидропередачей 1,8 с, а с автоматической — 3,2 с. Весь последующий разгон автомобиля происходит, когда трансформатор работает на режиме гидромукты. Гидротрансформатор в диапазонной гидропередаче на начальном этапе разгона автомобиля обеспечивает получение гораздо большего тягового усилия, чем серийная трансмиссия. Однако автомобиль с диапазонной гидропередачей достигает скорости 30 км/ч на 0,3 с быстрее, чем серийный. Дальнейший разгон автомобиля происходит при работе гидротрансформатора на режиме гидромукты и поэтому правильный выбор передаточных чисел ступеней в коробке передач имеет большое значение.

Проведенные испытания показали, что основной режим движения автомобиля происходит на режиме гидромукты.

В современных гидропередачах для получения хороших топливно-экономических показателей стремятся увеличить к. п. д. при работе гидротрансформатора в режиме гидромукты, поэтому максимальное значение коэффициента трансформации $K=2÷2,2$. В диапазонной гидропередаче желательно иметь $K=2,4÷2,5$ с точки зрения уменьшения числа переключений передач.

В табл. 3 приведены результаты испытаний легкового автомобиля с различными трансмиссиями в условиях интенсивного городского и пригородного движения. Скорость автомобиля поддерживалась предельно возможной в данных дорожных условиях движения. В диапазонной гидропередаче были использованы все ступени в коробке передач. В автоматической гидропередаче включение передач при полностью открытой дроссельной заслонке происходило при оборотах двигателя 5060 в минуту. Из этой таблицы следует, что автомобиль с гидропередачей расходует топлива несколько больше, чем серийный. Однако применение гидропередачи позволяет во время эксплуатации увеличить среднюю скорость движения автомобиля на 5,2–5,3%.

Таблица 3

Параметры	Движение по городу			Движение по пригородному шоссе		
	Стандартная трансмиссия	Автоматическая гидропередача	Диапазонная гидропередача	Стандартная трансмиссия	Автоматическая гидропередача	Диапазонная гидропередача
Путь в км	35,57	35,5	35,67	58,5	62,19	59,0
Средняя скорость движения в км/ч	33,69	32,68	34,97	59,3	62,5	61,15
Расход топлива на 100 км в л	10,97	11,44	11,49	8,112	8,76	9,25
Средний крутящий момент на карданном валу в кгм	5,472	5,066	5,066	4,18	4,246	3,95
Средний процент открытия дроссельной заслонки за круг	18,97	24,3	22,06	22	8,65	26,07
Число оборотов двигателя на 1 км пути	3206,3	2855,6	3207,0	2423,3	2454,6	2499,7
Среднее передаточное число в трансмиссии	1,405	1,355	1,423	1,187	1,119	1,138
Число переключений на 100 км пути	570	605	296	102	107	77

При движении автомобиля по городу число переключений ступеней в диапазонной гидропередаче в 2,04 раза меньше, чем в автоматической, и в 1,92 раза меньше, чем в серийной трансмиссии.

При движении автомобиля по пригородному шоссе число переключений ступеней в диапазонной гидропередаче в 1,33 раза меньше, чем в стандартной трансмиссии. При использовании в диапазонной гидропередаче только трех ступеней в коробке передач число переключений будет еще меньше.

С целью ограничения величины работы буксования в сцеплении при трогании автомобиля в диапазонной гидропередаче применен центробежный регулятор, который включает сцепления тем быстрее, чем быстрее растет крутящий момент на турбине гидротрансформатора.

Испытания показали, что применяемая в диапазонной гидропередаче гидравлическая система управления сцеплением обеспечивает быстрое и чистое выключение сцепления. В результате этого время разрыва потока мощности в моменты переключе-

ния передач в диапазонной гидропередаче на 10% меньше, чем на автомобиле с механической трансмиссией.

Диапазонные гидропередачи сочетают в себе преимущества автоматических и серийных коробок передач, они имеют более простую конструкцию, чем гидромеханические передачи и не требуют при изготовлении высокой точности. Поэтому можно наладить серийное производство диапазонных гидропередач без существенных капитальных затрат. Трогание автомобиля с диапазонной гидропередачей происходит с использованием гидротрансформатора, благодаря чему работа буксования в сцеплении получается гораздо меньше, чем на автомобиле с серийной трансмиссией. Гидротрансформатор также позволяет сократить число переключений передач и сглаживает крутильные колебания в трансмиссии. Отмеченные факторы позволяют увеличить долговечность трансмиссии автомобиля.

Прежде всего диапазонные гидропередачи целесообразно использовать на легковых автомобилях с двигателем рабочим объемом 1,2—2,0 л.

УДК 629.113.011.2

Расчет несущего кузова автобуса на кручение с использованием ЭЦВМ

Д-р техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ, канд. техн. наук Г. Л. ЛАСЕВИЧ
НАМИ

В ПРЕДЫДУЩИХ работах [1 и 2] были изучены принципы построения расчетной схемы и основной системы для расчета кузова автобуса на общее кручение. На их основе в НАМИ создан метод расчета кузова автобуса на кручение и разработана его автоматизация на ЭЦВМ. С использованием ЭЦВМ качественно изменяются математический аппарат и некоторые приемы расчета. Так, например, более выгодно оперировать не отдельными величинами, а их массивами, кроме того, теряет смысл ряд гипотез и допущений, предназначенных для уменьшения количества вычислений.

Большое преимущество дает использование матричного аппарата линейной алгебры. С его помощью представляются в матричном (векторном) виде эпюры бимоментов, изгибающих и крутящих моментов, геометрические характеристики несущих элементов кузова, статически неопределимые обобщенные силы и внешняя нагрузка. При этом весь расчет сводится к выполнению алгебраических действий над матрицами, которые удобны для программирования. Тогда отпадает необходимость в многочисленных промежуточных графических построениях эпюр моментов и бимоментов в основных системах, которые для таких сложных пространственных многократно статически неопределимых конструкций, как автобусные кузова, достаточно трудоемки и громоздки. Появляется практическая возможность в многовариантных расчетах для различных случаев внешних нагрузок и при различных вариантах конструктивного исполнения (например, различных значениях величин геометрических характеристик несущих элементов), а отсюда переход к машинным методам проектирования, созданию оптимальных по заданным критериям конструкций.

Расчетная [1 и 2] схема кузова автобуса (рис. 1) представлена в виде тонкостенной биконструкции, состоящей из двух оболочек (крыши и основания), соединенных стержневой системой — стойками окон и дверей. Для большей общности решений и применимости их к более широкому кругу конструктивных решений современных и перспективных автобусов, а также с учетом необходимости построения дискретной расчетной схемы будем считать оболочечные части кузова ступенчато-переменными по длине тонкостенными конструкциями со сложной формой поперечных сечений, у которых геометрические характеристики постоянны в каждом пролете между стойками, но изменяются с переходом от пролета к пролету. Не будем накладывать и ограничений на величины изгибно-крутильных характеристик k сечений оболочечных частей кузова [2]: не примем $k \rightarrow 0$. Оконные и дверные стойки будем представлять состоящими из двух ветвей: нижней и верхней (рис. 1). Они могут иметь разные по величине геометрические характеристики и разные углы наклона к продольной и поперечной вертикальным плоскостям кузова.

Такая расчетная схема хорошо подходит для автобусов с различного вида конструкциями каркаса и типами несущих систем, а также для различных по виду конструкций оконного пояса автобусов. Стойки окон и дверей могут быть наклонными и даже с криволинейной осью. В данном случае стойка окна с криволинейной осью в расчетной схеме заменяется стойкой, состоящей из двух прямолинейных участков. При необходимости можно получить и более точную аппроксимацию криволинейных осей стоек, заменяя их ломаной линией с большим числом прямолинейных участков.

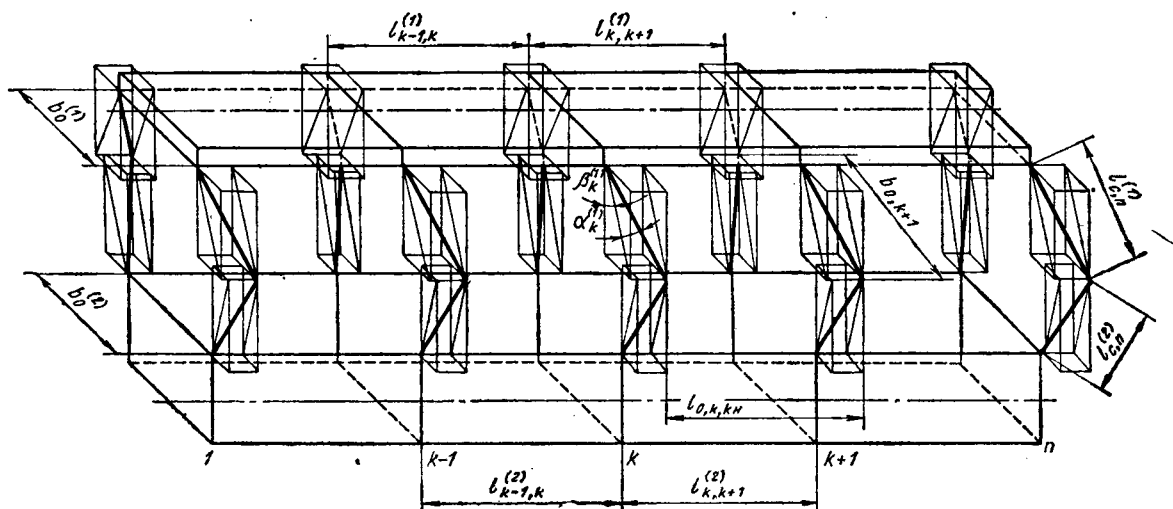


Рис. 1. Расчетная схема кузова автобуса.

Анализ статической неопределимости такой расчетной схемы по методу сил строительной механики показывает, что лишние неизвестные, если принята основная система типа приведенной на рис. 3, в [2], можно представить многомерным вектором или матрицей-столбцом:

$$Q = \{Q_{0,1}, Q_{0,2}, \dots, Q_{0,n-2}, Q_{c,n-1}, Q_{c,n}\}; \quad (1)$$

$$Q_{0,k,k+1} = \{Y_{0,k,k+1}, M_{x,0,k,k+1}, B_{0,k,k+1}^{(1)}, B_{0,k,k+1}^{(2)}, M_{y,c,k,k+1}, M_{x,c,k,k+1}, M_{z,c,k,k+1}\};$$

$$Q_{c,n-1} = \{M_{y,c,n-1}, M_{x,c,n-1}, M_{z,c,n-1}\};$$

$$Q_{c,n} = \{Y_{c,n}, X_{c,n}, Z_{c,n}, M_{y,c,n}, M_{x,c,n}, M_{z,c,n}\}.$$

Смысл элементов этого вектора понятен из работы [2]. Они представляют собой обобщенные силы, прикладываемые к основной системе типа приведенной на рис. 3, в [2], взамен отброшенных связей оболочечных и стержневой частей расчетной схемы.

Раскрытие статической неопределимости расчетной схемы кузова автобуса и определение ординат эпюр моментов и бимоментов в ней выполняются с помощью алгебраических операций над матрицами. Для краткости не будем приводить все эти матрицы полностью, так как их развернутое изображение достаточно громоздко, а рассмотрим лишь схему их построения. Задача состоит в том, чтобы с помощью матриц дать математическое описание эпюр моментов и бимоментов в основной системе от действия вектора Q и возможной внешней нагрузки, а также геометрических характеристик рассматриваемой конструкции.

Для математического описания эпюр бимоментов и моментов отдельные данные формируются в массивы, представленные матрицами. Например, плечи моментов и бимоментов записываются в виде «матриц плеч» оконных стоек и оболочечных частей расчетной схемы кузова автобуса. Так, длины плеч обобщенных сил, с помощью которых вычисляются моменты для оконной стойки с номером k , можно представить матрицей

$$\hat{l}_{c,k} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & a_{c,k}^{(1)} & 0 & 0 & a_{c,k}^{(2)} \\ -h_{c,k}^{(1)} & 1 & -b_{c,k}^{(1)} & h_{c,k}^{(2)} & 1 & -b_{c,k}^{(2)} \\ -a_{c,k}^{(1)} & 0 & 0 & a_{c,k}^{(2)} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad (2)$$

$$a_{c,k}^{(1)} = l_{c,k}^{(1)} n_{1,k}^{(1)}; b_{c,k}^{(1)} = l_{c,k}^{(1)} m_{1,k}^{(1)} n_{2,k}^{(1)}; h_{c,k}^{(1)} = l_{c,k}^{(1)} m_{1,k}^{(1)} m_{2,k}^{(1)};$$

где $l_{c,k}^{(1)}$ — длины верхней ($\gamma=1$) и нижней ($\gamma=2$) ветвей стойки с номером k ,

$$m_{1,k}^{(1)} = \cos \alpha_k^{(1)}; m_{2,k}^{(1)} = \cos \beta_k^{(1)}; n_{1,k}^{(1)} = \sin \alpha_k^{(1)};$$

$$n_{2,k}^{(1)} = \sin \beta_k^{(1)} — направляющие косинусы и синусы стоек;$$

$$\alpha_k^{(1)}, \beta_k^{(1)} — углы наклона стоек $k(\gamma=1,2);$$$

$$b^{(1)} — расстояние между точками сечения оболочек, где к ним примыкают стойки.$$

Плечи обобщенных сил, с помощью которых вычисляются бимоменты оболочечных частей кузова автобуса между точками k и $k+1$, можно представить матрицей

$$\hat{l}_{b,k,k+1} = \begin{vmatrix} -b_{k,k+1}^{(1)} & 0 \\ 2|\omega_{k,k+1}^{(1)}| & 0 \\ -2h_{k,k+1}^{(1)} & 0 \\ 0 & -b_{k,k+1}^{(2)} \\ 0 & 2|\omega_{k,k+1}^{(2)}| \\ 0 & -2h_{k,k+1}^{(2)} \end{vmatrix}; \quad (3)$$

$$h_{k,k+1}^{(1)} = h_{0,k,k+1}^{(1)} - h_{c,k}^{(1)}.$$

где $\omega_{k,k+1}^{(1)}$ — секториальные (обобщенные секториальные) координаты оболочек в местах, где к ним примыкают стойки.

На основе матриц (2) и (3) строятся блочно-диагональные матрицы плеч всей биконструкции — расчетной схемы кузова автобуса:

$$\hat{l}_{c,l} = \{\hat{l}_{c,1}, \hat{l}_{c,2}, \dots, \hat{l}_{c,n-1}\};$$

$$\hat{l}_{b,l} = \{\hat{l}_{b,1,2}, \hat{l}_{b,2,3}, \dots, \hat{l}_{b,n-1,n}\};$$

$$\hat{l}_{c,n} = \{\hat{l}_{c,2}, \hat{l}_{c,3}, \dots, \hat{l}_{c,n-1}\};$$

$$\hat{l}_{b,n} = \{\hat{l}_{b,2,3}, \hat{l}_{b,3,4}, \dots, \hat{l}_{b,n-1,n}\}.$$

Блочные матрицы статически определимых реакций $\bar{R}_{c,l}$ и $\bar{R}_{c,n}$ от единичного вектора Q , возникающих в шарнирах стоек, которые введены в основную систему [2], строятся на базе матриц вида

$$\bar{R}_{c,k}^{(1)} = \frac{1}{b_{0,k}} \begin{vmatrix} \frac{b_{0,k}}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_{0,k,k+1} & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -h_{0,k,k+1}^{(1)} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где $l_{0,k,k+1}$ — расстояние между шарнирами смежных стоек;
 $b_{0,k}$ — расстояние между шарнирами пары стоек с номером k ;

$h_{0,k,k+1}^{(1)}$ — расстояние от шарниров, стоек до центра изгиба сечения верхней оболочки.

Блочно-диагональные матрицы бимоментов и крутящих моментов B_{00} оболочечных частей биконструкции от единичных значений обобщенных сил, передаваемых оболочкам, строятся на основе матриц-столбцов

$$\bar{B}_s = \{\bar{B}_s^l, \bar{B}_s^n, \bar{m}_{kr}\}, \quad (6)$$

где $\bar{B}_s^l, \bar{B}_s^n, \bar{m}_{kr}$ — ординаты эпюр единичных бимоментов (на левом и правом концах) и крутящих моментов данного элемента конструкции.

Используя названные выше матрицы, можно записать полную матрицу эпюр бимоментов и крутящих моментов оболочечных частей расчетной схемы в основной системе от действия единичного вектора Q в следующем виде:

$$\bar{B}_0^{(1)} = \bar{B}_{00} - (\bar{B}_s^l \hat{l}_{c,l}^T \hat{l}_{c,l} \bar{R}_{c,l} + \bar{B}_s^n \hat{l}_{b,n}^T \hat{l}_{c,n} \bar{R}_{c,n}). \quad (7)$$

Подобным образом строятся матрица эпюр изгибающих моментов в горизонтальной плоскости для оболочечных частей расчетной схемы кузова автобуса $\bar{M}_z$ и матрица эпюр моментов стоек $\bar{M}_c$ в основной системе от действия единичного вектора Q . Из этих матриц формируется блочная матрица-столбец эпюр моментов и бимоментов в основной системе расчетной схемы кузова автобуса от единичного вектора Q в следующем виде:

$$\bar{B} = \{\bar{B}_0^{(1)} \bar{M}_z, \bar{M}_c\}. \quad (8)$$

Геометрические характеристики элементов расчетной схемы кузова автобуса описываются матрицей податливостей

$$P = \{P_\omega, P_z, 2P_c\}. \quad (9)$$

Эта матрица строится на базе элементарных матриц

$$P_{\omega, k, k+1}^{(\gamma)} = \begin{vmatrix} \psi_{k, k+1}^{(\gamma)} - \mu_{k, k+1}^{(\gamma)} - \alpha_{k, k+1}^{(\gamma)} \\ -\mu_{k, k+1}^{(\gamma)} & \psi_{k, k+1}^{(\gamma)} & \alpha_{k, k+1}^{(\gamma)} \\ -\alpha_{k, k+1}^{(\gamma)} & \alpha_{k, k+1}^{(\gamma)} & l_{k, k+1}^{(\gamma)} \end{vmatrix}; \quad P_{z, k, k+1}^{(\gamma)} = \frac{l_{k, k+1}^{(\gamma)}}{6EJ_{z, k, k+1}^{(\gamma)}} \pi; \quad (10)$$

$$P_{\gamma, k}^{(\gamma)} = \frac{l_{c, k}^{(\gamma)}}{6EI_{\gamma, k}} \pi, \quad \pi = \begin{vmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{vmatrix}$$

где $J_{\omega, k, k+1}^{(\gamma)}$ — секторные моменты инерции оболочек;
 $J_{d, k, k+1}^{(\gamma)}$ — момент инерции при чистом кручении оболочек;
 $l_{\gamma}^{(\gamma)}$ — моменты инерции относительно осей ξ, ζ и η стоек;
 E, G — модули упругости и сдвига;
 $l_{k, k+1}^{(\gamma)}$ — расстояние между местами сопряжения стоек с оболочками;

$$\frac{1}{\psi_{k, k+1}^{(\gamma)}} = EJ_{\omega, k, k+1}^{(\gamma)} k_{k, k+1}^{(\gamma)} th k_{k, k+1}^{(\gamma)} l_{k, k+1}^{(\gamma)};$$

$$\frac{1}{\mu_{k, k+1}^{(\gamma)}} = EJ_{\omega, k, k+1}^{(\gamma)} k_{k, k+1}^{(\gamma)} sh k_{k, k+1}^{(\gamma)} l_{k, k+1}^{(\gamma)};$$

$$\frac{1}{\alpha_{k, k+1}^{(\gamma)}} = GJ_{d, k, k+1}^{(\gamma)}; \quad (k_{k, k+1}^{(\gamma)})^2 = GJ_{d, k, k+1}^{(\gamma)} / EJ_{\omega, k, k+1}^{(\gamma)}.$$

Пусть заданы $r=1, 2, \dots, q$ вариантов внешней кососимметричной нагрузки, на которые необходимо выполнить расчет кузова. Варианты внешней кососимметричной нагрузки могут отличаться как по величине, так и по характеру. Например, вариант 1 может означать кососимметричное нагружение кузова от сил, передаваемых неровностям дороги; варианты 2, 3, 4 — от различного сочетания неравномерного распределения пассажиров в кузове или нагрузок от веса агрегатов с нагрузками от неровностей дороги; варианты 5, 6, 7 — от кососимметричных составляющих нагрузок, возникающих при аварийных дорожных ситуациях, и т. д.

Для всех этих и других возможных случаев кососимметричного нагружения кузова автобуса все записанные выше выражения остаются неизменными. Различные варианты нагружения учитываются соответствующим построением блочной матрицы-строки эпюр моментов и бимоментов в основной системе от внешней нагрузки, которая может быть записана

$$B_r = \|B_{r, 1} \ B_{r, 2} \ \dots \ B_{r, q}\|,$$

$$B_{r, r} = \{B_{r, r}^0 \ M_{z, r} \ M_{c, r}\}, \quad (11)$$

где $B_{r, r}^0$ — матрица-столбец эпюр бимоментов и крутящих моментов в оболочечных частях конструкции для r -го варианта внешней кососимметричной нагрузки;

$M_{z, r}; M_{c, r}$ — матрицы эпюр изгибающих моментов для оболочек и стоек.

Теперь можно записать матричное выражение для системы канонических уравнений метода сил строительной механики, раскрывающее статическую неопределимость конструкции, в следующем виде:

$$\bar{B}' \bar{P} \bar{B} Q_a + \bar{B}' P B_r = 0, \quad (12)$$

где Q_a — матрица решений, определяемая из решения системы (12).

Элементами матрицы Q_a являются векторы Q для каждого из q вариантов внешней нагрузки. Можно записать матрицу эпюр моментов и бимоментов кузова автобуса в действительной системе (все предыдущие матрицы эпюр относились к основной системе), т. е. в расчетной схеме (рис. 1).

$$B_a = \bar{B} Q_a + B_r, \quad (13)$$

которая содержит всю совокупность эпюр для всех $r=1, 2, \dots, q$ вариантов внешней нагрузки, возникающих в несущих элементах кузова автобуса при его общем кручении.

Программирование и автоматизация метода расчета кузова автобуса на общее кручение реализованы на ЭЦВМ «Минск-22». Программа — комплексная состоит из девяти ал-

тономных подпрограмм, выраженных на алгоритмическом языке «Алгол». Обмен информацией типа «результат — исходные данные» между подпрограммами осуществляется через внешнее запоминающее устройство — магнитную ленту. В связи с необходимостью развертывания в оперативной памяти ЭЦВМ «Минск-22» матриц вы-

сокого порядка последние расчленены на блоки меньших размеров, а все операции линейной алгебры осуществляются над массивами, расположенными в указанных блоках. Подпрограммы объединены управляющей программой, составленной в действительных адресах. Управляющая программа производит автоматический переход от одной подпрограммы к следующей. Время вычисления для одного варианта конструкции автобуса и одного вида внешней нагрузки с момента ввода перфоленты с управляющей программой до момента, окончания выдачи выходных данных — матрицы B_a согласно формуле (13) составляет 25 мин. Матрица B_a после завершения счета выдается на печать (ТБМ-16) в экспоненциальной форме.

Анализ результатов расчета на ЭЦВМ автобусного кузова с восемью парами вертикальных стоек и постоянными по длине кузова геометрическими характеристиками показал следующее

Напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости крыши и основания, вызванные элементами матрицы M_z , незначительны и лежат в пределах 50 кгс/см². Изгибающие моменты стоек в поперечной плоскости относительно оси ξ (см. таблицу) имеют существенное значение лишь для стоек 1 и 8. Промежуточные стойки изогнуты преимущественно в плоскости боковин относительно оси ζ . Ординаты эпюр изгибающих моментов верхних $M_{\xi, k}^{(8)}$ и нижних $M_{\xi, k}^{(n)}$ концов стоек в плоскости боковин близки по абсолютной величине (в данном случае исключение составляет стойка 8). Все это теоретически подтверждает правомерность приближенного метода расчета на кручение кузова автобуса, изложенного в работе [2], когда отличными от нуля считаются только неизвестные $Y_{c, n}$ и $X_{c, k}$ при $k=1, 2, \dots, n-1$.

$M_{изг}$	Номера							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$M_{\xi, k}$	3696	429	145	-69	-278	-86	447	-4283
$M_{\xi, k}^{(n)}$	2395	4441	4959	5033	4833	4533	3588	4688
$M_{\xi, k}^B$	-2335	-4434	-4949	-5024	-4824	-4524	-3563	-2114

На рис. 2 сплошными линиями показаны эпюры напряжений для стоек, полученные по результатам расчета на ЭЦВМ кузова автобуса с восемью парами вертикальных стоек. Точками показаны экспериментальные значения напряжений для этого кузова. Как видно из сравнения, расчетные и экспериментальные значения напряжений для стоек хорошо совпадают.

Для подоконного и надоконного поясов секторные напряжения, вычисляемые на стадии расчета кузова на общее кручение [формула (13)], являются лишь составляющими более сложного напряженного состояния, в котором находятся надоконный и подоконный пояса. Это подтверждается типичными эпюрами экспериментальных напряжений, показанными на рис. 3, из которых следует, что подоконный и надоконный пояса автобусного кузова с вертикальными стойками испытывают значительные деформации изгиба в плоскости боковин. Между тем в соответствии с законом секторных (обобщенных секторных) площадей, принятом в расчетной схеме кузова автобуса на общее кручение, подоконный и надоконный пояса должны испытывать равномерные по их поперечным сечениям напряжения сжатия—растяжения. Поскольку расчетные и экспериментальные напряжения оконных стоек хорошо совпадают между собой, то отсюда следует, что деформации изгиба подоконного и надоконного поясов мало влияют на вектор Q и носят местный характер.

Таким образом, при расчете на прочность подоконного и надоконного поясов, так же как для элементов каркаса основания [3] и дверных проемов [4], требуется кроме определения напряжений от общего кручения (изгиба) кузова еще и вычисление напряжений от местного изгиба нагрузками, приложенными

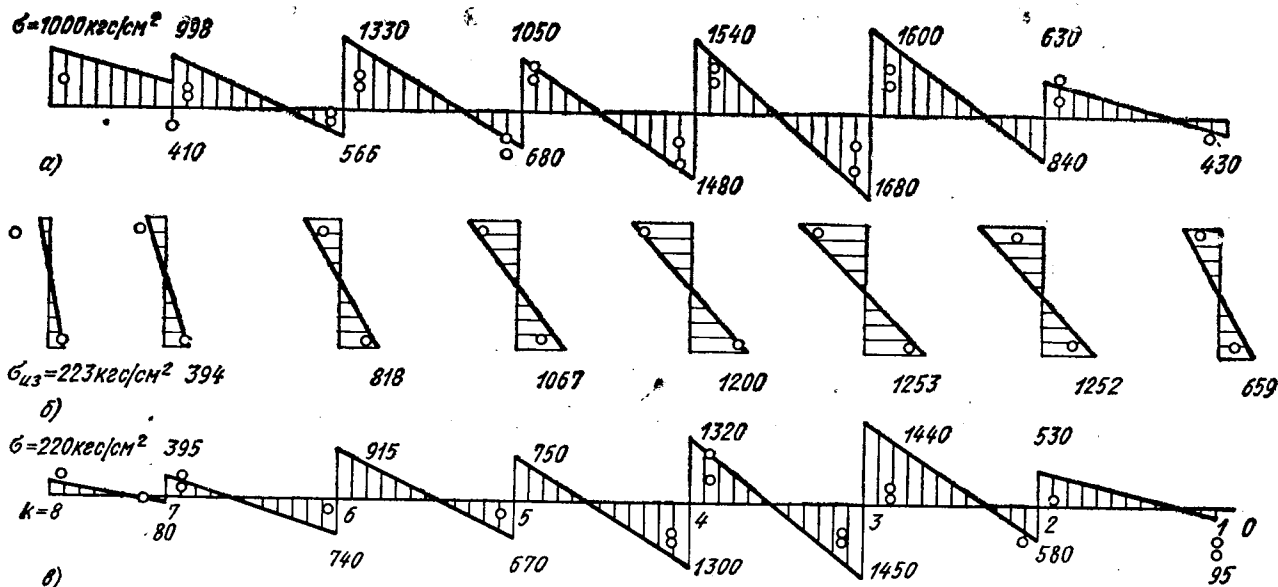


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения напряжений для оконных стоек, подоконного и надоконного поясов автобусов с вертикальными стойками:

а — надоконный пояс; б — стойки окон; в — подоконный пояс (сплошными линиями показан расчет; точками — эксперимент)

непосредственно к поясам. Эти напряжения можно приближенно определять и дополнительным расчетом, метелика которого устанавливается каждый раз, в зависимости от конструктивного исполнения конкретного образца автобуса. Если подоконный пояс вместе с каркасом основания образует ферменную конструкцию, а листы обшивки боковины из-за потери устойчивости и местных деформаций не препятствуют свободным перемещениям узла, образованного оконной стойкой, подоконным поясом и раскосами боковины, то приближенно можно дополнительный расчет построить так. Отбросим оконные стойки и приложим взамен моменты $M_{c,k}^{(2)}$, возникающие в их нижних концах. Поскольку рассматриваются местные нагрузки, примем, что эпюры обобщенных сил, приложенных к узлу каркаса, затухают (например, по линейному закону) на длине стержня каркаса, равной расстоянию до ближайшего узла ферменной конструкции. Тогда, распределим изгибающий момент $M_{c,k}^{(2)}$, передаваемый от стойки с номером k , между стержнями каркаса, сходящимися в узле, пропорционально их изгибной жесткости в плоскости боковины, т. е. по формуле

$$M_{j,k}^{(2)} = M_{c,k}^{(2)} \frac{Et_{c,k}^{(j)}}{Et_{c,k}^{(j)} + \sum_{v=1}^n \frac{Et_{c,v}^{(v)}}{l_k^{(v)}}} \quad (14)$$

Пользуясь формулой (14), построим эпюры изгибающих моментов подоконного и надоконного поясов в плоскости боковины для рассматриваемого кузова автобуса и вычислим напряжения. На рис. 2 приведены эпюры напряжений в надоконном и подоконном поясах с учетом местного их изгиба в плоскости боковины. Экспериментальные данные хорошо совпали с расчетными. Изложенное показывает и характер работы подоконного и надоконного поясов, который определяется суммой напряженных состояний, вызываемых секторными напряжениями от общего кручения автобуса и местными напряжениями от изгибающих моментов, передаваемых стойками окон. В данном примере определяющими величину напряжений являются изгибающие моменты. Для снижения напряжений необходимо увеличивать геометрические характеристики каркаса в плоскости боковины кузова. Так, например, напряжения в подоконном поясе можно уменьшить за счет увеличения момента сопротивления его сечений относительно оси, перпендикулярной боковине, и за счет увеличения моментов инерции стержней каркаса боковины относительно оси, перпендикулярной поверхности боковины.

Напряжения оконных стоек, подоконного и надоконного поясов определяют выбор размеров сечений этих несущих элементов и зависят, как это было показано, от величины изгибаю-

щих моментов, возникающих в крайних сечениях оконных стоек. Поэтому представляет интерес изучение зависимости изгибающих моментов $M_{c,k}$ стоек от геометрических характеристик несущих элементов кузова. Рассмотрим только зависимости $M_{c,k}$ от величины момента инерции сечения основания кузова при чистом кручении $J_d^{(2)}$.

Из работы [2] следует, что эта геометрическая характеристика может в достаточно широких пределах увеличиваться за счет изменения конструкции: введения замкнутых контуров в сечения основания, в том числе и профилей замкнутого контура. Имеются и другие пути увеличения значений этой характеристики [5], из которой следует, что момент инерции при чистом кручении основания существенно зависит от изгибной жесткости его каркаса, в том числе и раскосов, в направлении из плоскости боковины и пола. Следовательно, момент инерции основания $J_d^{(2)}$ можно повысить также путем введения в конструкцию каркаса кузова раскосов. Причем эффективность раскосов, как следует из работы [5], тем большая, чем больше величина их момента инерции относительно оси их сечения, совпадающего с поверхностью основания кузова.

На рис. 4 показана зависимость изгибающих моментов в концевых сечениях стоек окон от изменения момента инерции при чистом кручении основания автобуса. Из него следует, что с ростом $J_d^{(2)}$ изгибающие моменты $M_{c,k}$ достаточно интенсивно уменьшаются, что способствует уменьшению максимальных напряжений в боковине кузова. Таким образом, уменьшению напряжений в оконных стойках, подоконном и надоконном

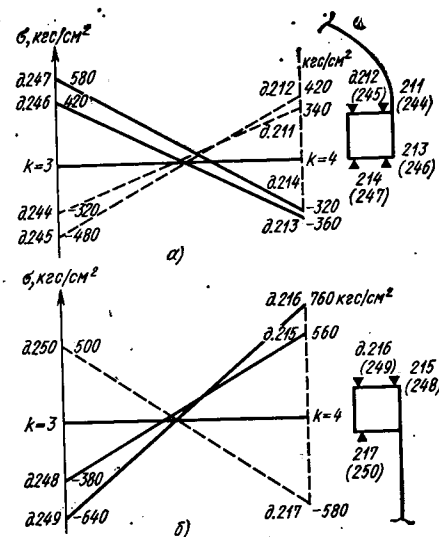


Рис. 3. Типичные эпюры напряжений, регистрируемых при экспериментальных исследованиях автобусов в надоконном (а) и подоконном (б) поясах

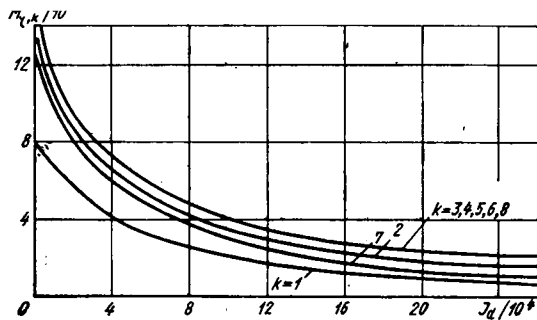


Рис. 4. Зависимость изгибающих моментов в концевых сечениях оконных стоек от величины момента инерции сечения основания при чистом кручении

поясах способствует увеличению размеров профилей замкнутого контура в основании и увеличению изгибной жесткости раскосов (а следовательно, и наличие самих раскосов в направ-

лении, перпендикулярном поверхности кузова). Таким образом, получены необходимые зависимости для расчета на кручение несущего кузова автобуса, позволяющие учесть характерные для автобусов конструктивные особенности исполнения и дать количественную и качественную оценку характера участия в работе конструкции различных ее элементов и, в частности, стержней каркаса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.
2. Школьников М. Б., Ласевич Л. Г., Беляков Н. И. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.
3. Гельфгат Д. Б., Воронцова Н. И. Расчет основания несущего кузова автобуса на изгиб статической нагрузкой. Труды НАМИ, вып. 77, М., 1965.
4. Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 7.
5. Ташлыкская А. С. — «Строительная механика и расчет сооружений», 1972, № 4.

УДК 629.113.014.5:62-3

Исследование гидравлической характеристики распределителя гидроусилителя руля

Канд. техн. наук В. М. МИРОНОВ, В. Е. ГАНЕВ

Уральский автозавод

ПРИ НАЛИЧИИ в рулевом приводе гидроусилителя поворот управляемых колес автомобиля осуществляется с участием системы гидроусилителя руля, которая во многом определяет динамику поворота управляемых колес и автомобиля в целом. В свою очередь, работа системы гидроусилителя в значительной степени зависит от гидравлической характеристики распределителя. Эта характеристика устанавливает взаимосвязь между основными переменными параметрами распределителя: относительным перемещением золотника и корпуса распределителя; расходом рабочей жидкости, поступающей в силовой цилиндр; величиной перепада давления на распределителе.

Гидравлическую характеристику распределителя определяли на специальной установке, собранной по схеме, приведенной на рис. 1. Чтобы исключить влияние изменения производительности насоса на характеристику исследуемого распределителя, вместо расхода жидкости, поступающей в гидроцилиндр, измеряли расход жидкости, попадающей на слив. Если необходимо получить характеристику распределителя в координатах: расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр — перемещение золотника, нужно провести пересчет по формуле

$$q = Q_{\text{нас}} - q_{\text{сл}},$$

где $Q_{\text{нас}}$ — производительность насоса гидроусилителя руля;

$q_{\text{сл}}$ — расход жидкости, протекающей через распределитель на слив (этот расход является функцией перепада давления на распределителе и перемещения золотника).

Нагрузка на распределитель создавалась дросселем. При смещении золотника влево левая полость распределителя, соединяющаяся на автомобиле с гидро-

цилиндром, была закрыта, а правая через дроссель соединена со сливом. При смещении золотника вправо все происходило наоборот. Перепад давления на распределителе устанавливался равным 5, 10, 20, 40 кгс/см² и определялся разностью показаний манометров, расположенных в нагнетательной и сливной магистралях распределителя. Расход жидкости измерялся в сливной линии, время измерения с момента установки золотника в рабочее положение не превышало 3 с. Рабочей жидкостью служило масло индустриальное 20. Температура масла поддерживалась в пределах 45—50°C.

Принятая схема измерения позволила получить гидравлическую характеристику распределителя, не связанную с конструкцией, техническим состоянием и гидравлическими характеристиками насоса и гидроцилиндра.

Результаты измерений, проведенных для распределителя с золотником наружным диаметром 57 мм, исходным открытием рабочих щелей ($h_1 = h_2 = h_0$) 0,18 мм и при различной величине диаметрального зазора ε между корпусом и золотником распределителя, приведены на рис. 2. Характеристика данного распределителя, подсчитанная на основании уравнений М. Б. Тумаркина¹, представлена на рисунке одной линией, так как расчетные зависимости для различных давлений сливаются в одну прямую.

¹ Тумаркин М. Б. Гидравлические следящие приводы. М., «Машиностроение», 1966.

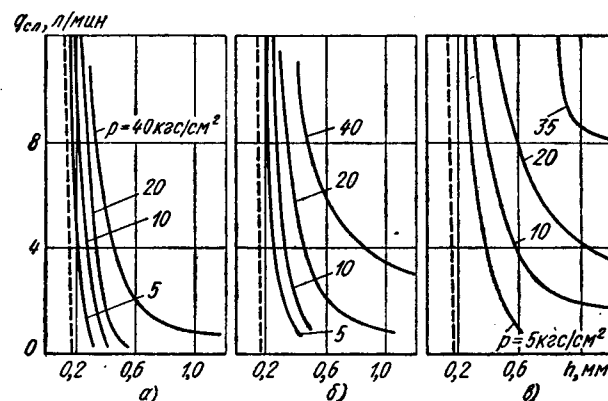


Рис. 2. Изменение гидравлической характеристики распределителя в зависимости от величины диаметрального зазора ε в золотниковой паре: а — $\varepsilon = 10-12$ мкм; б — $\varepsilon = 20-24$ мкм; в — $\varepsilon = 34-36$ мкм

Рис. 1. Гидравлическая схема: 1 — распределитель; 2 — крышка; 3 и 9 — манометры; 4 — дроссель; 5 — предохранительный клапан; 6 — бак; 7 — расходомер; 8 — насос; 10 — индикатор

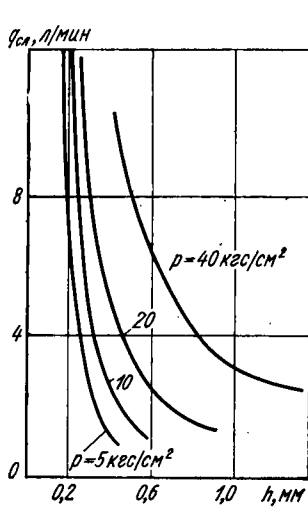


Рис. 3. Гидравлическая характеристика распределителя с золотником диаметром 30 мм ($\varepsilon = 26 \div 28$ мкм, $h_0 = 0,18$ мм)

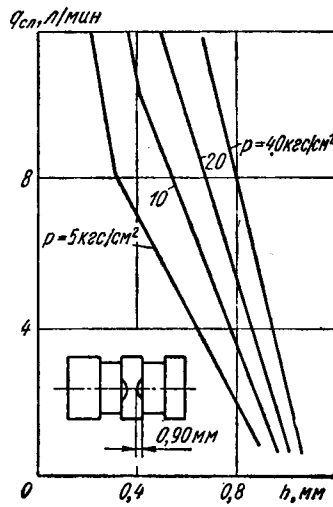


Рис. 4. Гидравлическая характеристика распределителя с профилированными золотниковыми окнами ($\varepsilon = 16 \div 18$ мкм, $h_0 = 0,18$ мм)

Анализ экспериментальных зависимостей показывает, что чем больше давление нагрузки и диаметральный зазор в золотниковой паре, тем больше требуется переместить золотник из исходного положения, чтобы сократить перелив рабочей жидкости в сливную магистраль и, следовательно, увеличить ее подачу в рабочую полость цилиндра. Различие между расчетной (штриховые линии) и экспериментальной (сплошные линии) характеристиками также тем больше, чем больше диаметральный зазор и перепад давления на распределителе.

Измерения, проведенные для распределителей с золотниками наружным диаметром 30 и 54 мм, показали, что гидравлическая характеристика имеет вид, подобный характеристике распределителя, имеющего золотник диаметром 57 мм (рис. 3).

На рис. 4 показана характеристика распределителя, у которого на острых краях центрального пояса золотника шлифовальным кругом нанесены выточки, плоскость которых расположена к оси золотника под углом 50° . Как видно, характеристика этого распределителя значительно отличается от исходной (рис. 2).

Такое изменение характеристики распределителя позволило на автомобилях Уральского автозавода увеличить устойчивость системы гидроусилителя руля к возникновению автоколебаний.

УДК 629.113.004

К оценке безопасности движения автомобиля

Канд. техн. наук Р. А. МУСАРСКИЙ

НИИ прикладной математики и кибернетики при Горьковском Государственном университете

НАЛИЧИЕ аварийной ситуации при эксплуатации автомобилей определяется многими факторами: типом и состоянием дорожного покрытия, состоянием протектора шины, влиянием боковых и вертикальных сил на боковое движение автомобиля, состоянием водителя, размерами полосы движения и т. д.

Оценим влияние комплекса указанных факторов на вероятностные характеристики аварийной ситуации как случайной. При движении автомобиля обычно направление дороги и направление движения не совпадают. В связи с этим появляется составляющая перемещения автомобиля в плоскости дороги, направленная поперечно полосе движения. К аварийной ситуации приводит превышение боковой составляющей допустимого уровня.

Будем считать, что по истечении некоторого времени T (времени реакции водителя в сумме с быстродействием органов управления) аварийная ситуация обязательно будет ликвидирована. Следовательно, интересна суммарная боковая составляющая перемещения автомобиля только за время T . Поэтому под аварийной ситуацией будем понимать превышение суммарной боковой составляющей перемещения автомобиля допустимого уровня за время T .

Боковая составляющая перемещения возникает в результате следующих причин:

- 1) при контакте колеса с дорогой, из-за бокового увода колеса (составляющая перемещения a) и из-за бокового скольжения колес (b);
- 2) при отсутствии контакта колеса с дорогой из-за свободного полета автомобиля в случае отрыва колес от дороги (c).

Поскольку ширина полосы движения $B_{доп}$ задана, необходимо оценить максимум суммарного перемещения, обусловленного перечисленными причинами. Зная его, можно определить максимально допустимую для конкретных параметров автомобиля, типа дороги и условий движения скорость движения либо провести оценку параметров автомобиля или дороги с точки зрения удовлетворения безопасности движения.

Наличие отрыва или бокового скольжения определяется уровнем вертикальной составляющей $N(t)$ динамического усилия в зоне контакта колеса с дорогой. Отрыв колеса от поверхности дороги происходит, когда вертикальная составляющая динамического усилия превосходит приведенную к колесу составляющую веса автомобиля. Проскальзывание начинается при превышении составляющей динамического усилия определенного уровня, который оценивается отношением касательной боковой реакции в зоне контакта колеса с поверхностью дороги к коэффициенту сцепления.

Составляющие перемещения a , b и c — случайные величины и обусловлены соответствующим временем τ_a , τ_b и τ_c , каждое из которых составляет часть времени реакции водителя T . Например, составляющая бокового перемещения при отсутствии отрыва и бокового скольжения определяется временем непревышения $N(t)$ уровня проскальзывания $\tau_a = T - \tau_b - \tau_c$. Для нахождения a , b и c необходимо оценить максимально возможное значение каждого из времени $\max \tau_a$, $\max \tau_b$, $\max \tau_c$. Для определения $\max \tau$ считаем, что τ является случайной величиной, подчиняющейся некоторому закону распределения. Зная этот закон, можно получить оценку максимального значения τ (т. е. максимального суммарного времени отрывов за время реакции водителя, максимального суммарного времени бокового скольжения за время реакции водителя и суммарного времени боковых уводов за время реакции водителя):

$$\max \tau \approx M_\tau + k \sqrt{D_\tau}, \quad (1)$$

где M_τ — математическое ожидание;

D_τ — дисперсия;

k — коэффициент запаса.

Значение k может быть найдено из конкретного вида закона распределения τ (для гауссовского закона распределения $k=3$ по известному правилу «трех сигм»).

Математическое ожидание M_τ и дисперсия D_τ общего времени пребывания вертикальной составляющей динамического усилия в зоне контакта колеса с дорогой $N(t)$ выше данного уровня P (общего времени отрывов или общего времени проскальзываний) в течение времени T находятся методами теории выбросов [1]:

$$M_\tau = T[1 - F(P)];$$

$$D_\tau = 2 \int_0^T (T - \tau) F(P, P, \rho) d\tau - T^2 F^2(P),$$

где $F(P)$ — одномерная функция распределения динамического усилия в зоне контакта.

Считаем, что закон распределения гауссов и математическое ожидание $N(t)$ равны нулю, тогда

$$F(x) = \frac{1}{2} \left[1 + \Phi \left(\frac{x}{\sqrt{D_x}} \right) \right],$$

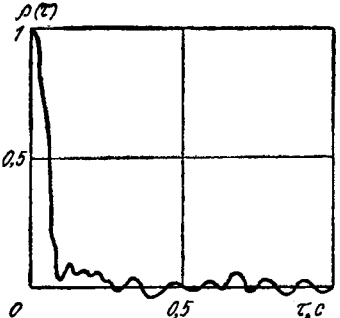


Рис. 1

где $\Phi(x)$ — функция Крампа—Лапласа;
 $F(P, P, \rho)$ — двумерная функция распределения системы $x(t), x(t+\tau)$, взятая при аргументах, равных P .

Полагая, что вертикальное усилие в зоне контакта распределено по гауссовскому закону, для вычисления D_τ приведем $F(P, P, \rho)$ к соответствующему виду:

$$F(U, V, \rho) = \frac{1}{2\pi\sigma_N^2\sqrt{1-\rho^2}} \int_0^U \int_0^V \exp \times$$

$$\times \left[-\frac{U^2 - 2\rho UV + V^2}{2(1-\rho^2)\sigma_N^2} dU dV \right],$$

где σ_N^2 — дисперсия вертикальной составляющей динамического усилия в зоне контакта колеса с дорогой;
 $\rho(\tau)$ — коэффициент корреляции между $U=N(t)$ и $V=N(t+\tau)$.

Вид коэффициента корреляции показан на рис. 1. Он получен экспериментальным путем для автомобиля ГАЗ-24 при его движении по дороге с булыжным покрытием. Этот коэффициент мало меняется от типа автомобиля и типа микропрофиля дороги, так как он определяется временем корреляции и собственной частотой колебаний неподрессоренной массы, которые обладают относительным постоянством.

Вид функций $M_\tau(T, h)$ и $D_\tau(T, h)$, где $h = \frac{P}{\sigma_N}$, показан на рис. 2 и 3. При вычислениях использованы таблицы работы [2].

Чтобы оценить величину коэффициента запаса в формуле (1), необходимо знать вид закона распределения времени пребывания данного случайного процесса выше данного уровня в течение заданного времени T . При $T \rightarrow \infty$ эта задача аналогична задаче виртуального времени ожидания в теории массового обслуживания. В этом случае закон распределения экспоненциальный. При конечном времени T определение закона распределения является сложной задачей теории выбросов. Как было показано выше, удастся найти лишь первые два момента распределения: математическое ожидание и дисперсию. Но решение задачи облегчается тем, что для определения коэффициента k нужно иметь лишь качественный вид функции плотности вероятностей. Для этого воспользуемся экспериментальными данными. Как показывают данные анализа, вид функций плотностей распределения вероятностей действительно близок к экспоненциальному. Величина коэффициента k меняется от 4 до 6 в зависимости от эксперимента. Будем считать, что

$$\max \tau \approx M_\tau(T, h) + 6 \sqrt{D_\tau(T, h)}.$$

Теперь, задавшись значением времени реакции водителя и коэффициентом h , можно оценить $\max \tau$ для отрыва, увода и скольжения. Зная $\max \tau_a$, $\max \tau_b$ и $\max \tau_c$, интегрируя уравнения движения соответственно увода, скольжения и отрыва, определим a, b и c и проверим выполнение условия непревышения их суммы допустимого уровня за время реакции водителя:

$$a + b + c < B_{\text{доп}}. \quad (2)$$

Применим этот критерий для оценки максимальной безопасной скорости движения автомобиля. Для каждой скорости движения найдем максимальную с точки зрения выполнения (2) дисперсию σ_N^2 вертикальной составляющей. Это значение может быть найдено следующим образом. Из выполнения условий (2) по уравнениям движения соответственно увода

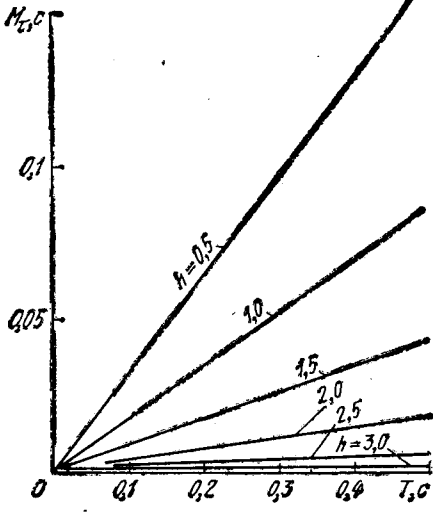


Рис. 2

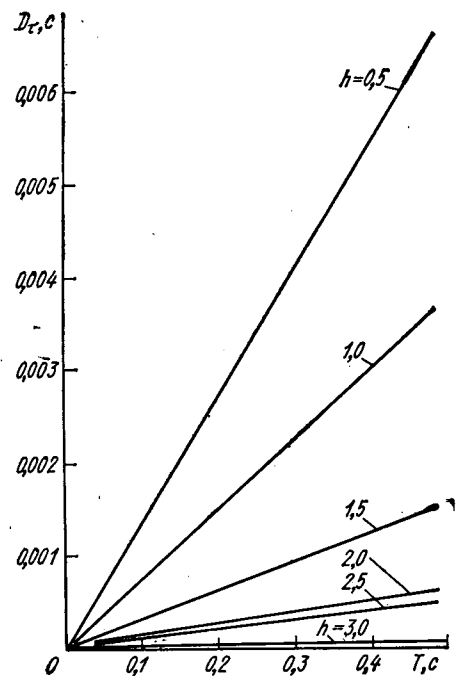


Рис. 3

[3], скольжения [4] или отрыва для данной скорости движения и параметров автомобиля определяются соответствующие $\max \tau$. По ним определяется допустимое значение h и, следовательно, σ_N^2 .

На рис. 4 кривая 1 представляет собой геометрическое место допустимых для каждой скорости движения дисперсий вертикальных составляющих динамического усилия в зоне контакта колеса с дорогой, а кривая 2 — фактическую зависимость σ_N^2 от скорости движения [5], определяемую динамикой автомобиля в вертикальной плоскости.

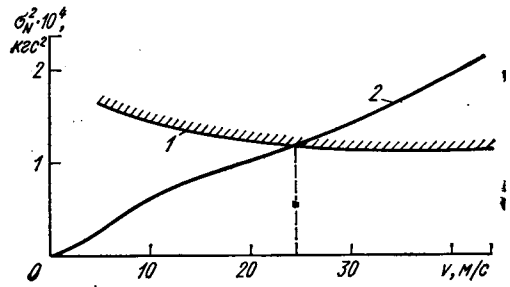


Рис. 4

Видно, что движение будет безопасным до скорости 25 м/с. Кривые получены расчетным путем для случая движения автомобиля среднего класса по однородной дороге с булыжным покрытием с постоянной скоростью при $B_{\text{доп}}=1$ м. Боковая сила $F_{\text{бок}}=360$ кгс, $T=0,5$ с, коэффициент скольжения равен 0,9.

Описанный метод позволяет выявить общие и качественные зависимости рассматриваемых явлений в рамках предлагаемой модели. Например, отсутствие учета взаимной корреляции движения левого и правого колеса ведет к завышению оценки, так как в момент отрыва одного колеса другое колесо той же оси может быть в контакте с дорогой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. М., «Наука», 1968.
2. Смирнов Н. В., Большев Л. Н. Таблицы для вычисления функции двухмерного нормального распределения. М., Изд. АН СССР, 1962.
3. Неймарк Ю. Н., Фуфаев Н. А. Динамика негोलомных систем. М., «Наука», 1967.
4. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Л., Машгиз, 1947.
5. Мусарский Р. А. — «Ученые записки ГГУ», вып. 80, ч. I (серия механико-математическая), 1966.

Порошковые полимерные краски

А. Г. ВАНЮКОВ, В. И. НИКОНОВ, Г. В. РЯГУЗОВА, А. Е. САФУТИН

НИИТавтопром, Научно-производственное объединение «Лакокраспокрытие»

ЗНАЧИТЕЛЬНЫЕ преимущества при окраске изделий в автомобилестроении получают при замене обычных лакокрасочных систем покрытий порошковыми. Опыт показывает, что применение порошковых красок дает возможность:

почти на 100% использовать материалы, поскольку порошки не содержат органических растворителей, а не осаждающиеся на покрываемом изделии порошки можно снова использовать;

организовать простое, безопасное и длительное хранение материалов с сохранением стабильных свойств;

устранить опасность возникновения пожара, выделения запахов и вредных испарений при хранении и переработке красок; исключить проблемы по загрязнению окружающей среды;

улучшить условия труда, так как работа с порошками более чистая, чем с жидкими лакокрасочными материалами;

получить за одну операцию окраски гамму толщин от 40 до 1000 мкм и более на разнообразных изделиях независимо от их формы и размеров;

получить хорошие физико-механические и защитно-декоративные свойства покрытий (хорошую адгезию и укрывистость острых кромок, лучшую стойкость к коррозии, влаге, химическим веществам, износу, механическим нагрузкам и электрическому пробоям);

значительно сократить капитальные вложения и производственные расходы на окраску изделия в связи с тем, что при этом исключаются склады для хранения растворителей, уменьшается количество окрасочных энергоемких сушильных камер на линии окраски; снижаются трудовые затраты, а также расходы на чистку и профилактику окрасочного оборудования, на хранение и транспортирование материалов в связи с отсутствием растворителя, на упаковку, так как изделия с покрытием из порошковых материалов можно подвергать простой погрузке; исключаются грунтовочные слои покрытий и потери при окраске; уменьшаются брак и отходы производства; уменьшаются расходы на энергию; увеличивается производительность окрасочного оборудования в 1,5–2 раза за счет сокращения числа операций и быстроты процесса нанесения порошковых материалов; сокращаются производственные площади; в большей степени обеспечивается механизация и автоматизация окрасочных работ.

Порошковые полимерные краски представляют собой системы, в состав которых входят порошкообразные полимеры, пигменты, наполнители, пластификаторы, отвердители и другие компоненты, за исключением органических растворителей.

Для применения в автомобилестроении рекомендуются композиции на основе поливинилхлорида (защитно-декоративная отделка рукояток инструмента, пружин и др.), поливинилбутирала и ацетобутиратцеллюлозы (защитно-декоративная отделка рычагов автомобилей, поручней сидений и др.), полиамидных, эпоксидных, полиэфирных и акриловых смол [1–4]. Полиамидные полимеры применяются в качестве износостойких антикоррозийных покрытий.

За рубежом для окраски колес, рессор, карданных валов, мостов автомобилей широко применяют эпоксидные порошковые материалы. Предпринимаются попытки окраски кузовов автомобилей [5]. Имеется опыт применения покрытий на основе эпоксидных смол, подверженных атмосферным воздействиям. Однако при этом, чтобы сохранить глянец, покрытия обрабатывают бытовыми средствами после нескольких недель эксплуатации.

Перспективными порошковыми материалами для наружной отделки автомобилей являются также полиэфирные и полиакриловые материалы [6]. Порошковые полимерные материалы на основе поливинилбутирала применяют в настоящее время для отделки поручней, кронштейнов, трубчатых каркасов сидений

на Ликинском, Павловском и Курганском автобусных заводах. Нанесение материалов производится в псевдооживленном слое. На Волжском автозаводе им. 50-летия СССР для окраски пружин задних подвесок автомобилей используют порошковый нейлон (полиамид). Материал наносится в электростатическом поле высокого напряжения.

В Англии для нанесения порошкового покрытия на колеса автомобиля применяют установки фирмы Биикс-Буллоус. Французской фирмой Ситроен создана установка для нанесения эпоксидной порошковой краски на детали шасси автомобилей [7]. Установки для нанесения эпоксидных порошков на трубчатые каркасы сидений автобусов электростатическим напылением внедрены на заводах американских фирм Вис Мэньюэфэкчуринг и Сэквинуэй Лтд. [8]. Концерны Форд и Дженерал Моторс предприняли попытки автоматической окраски кузовов и других деталей автомобилей [2, 5].

Чтобы определить возможность применения отечественных порошковых материалов для наружной отделки автомобилей, НИИТавтопром совместно с Государственным научно-исследовательским и проектным институтом лакокрасочной промышленности и научно-производственным объединением «Лакокраспокрытие» исследованы порошковые эпоксидные краски П-ЭП-177, П-ЭП-219 и др. [9], акриловые ПАК-1138, ПАК-1142, полиэфирные П-ПЭ-1130, П-ПЭ-1130у. Физико-механические, защитно-декоративные и другие свойства материалов определяли по известным методикам [10].

Нанесение порошковых красок осуществляли с помощью установки для ручного электростатического распыления американской фирмы Рансбург, электростатического распылителя АР-1, разработанного научно-производственным объединением «Лакокраспокрытие», и лабораторной установки конструкции НИИТавтопрома для нанесения порошков в ионизированном кипящем слое. Предварительно пластинки кузовной стали 08кп были очищены от ржавчины и окислы. Подготовка поверхности велась по двум вариантам: 1) обезжиривание; 2) фосфатирование по технологии Горьковского автозавода, а также с применением состава КМ-1 (ТУ 38-40-716–71) и КФ-1 (ТУ 6-25-4–73) струйным обливом и окунанием по рекомендациям работы [11].

Сравнительные испытания показали, что фосфатирование является лучшим методом подготовки поверхности под различные порошковые материалы, так как при этом улучшаются адгезионные и защитные свойства покрытий. Из фосфатирующих составов рекомендуется КФ-1, который позволяет получать фосфатные пленки мелкокристаллической структуры.

Оплавление порошковых красок проводилось в соответствии с техническими условиями на материалы. Требованиям автомобильной промышленности по режимам оплавления в большей степени отвечают полиэфирные краски П-ПЭ-1130 (ВТУ НЧ 6-22–71), П-ПЭ-1130у (ВТУ НЧ 6-37–72) и полиакриловая краска ПАК-1142 (ВТУ ГИПИЛКП).

Результаты сравнительных испытаний материалов, нанесенных по фосфатированной поверхности, и двухслойного покрытия эмалью МЛ-12, нанесенной по грунтовке ГФ-088, приведены в таблице.

Из таблицы видно, что требованиям автомобильной промышленности по совокупности свойств удовлетворяют краски П-ПЭ-1130 и П-ПЭ-1130у. Полиакриловая краска ПАК-1142 недостаточно эластична, имеет низкую стойкость к удару, однако обладает хорошими декоративными свойствами.

Однослойные порошковые покрытия по защитным свойствам превосходят покрытия на основе жидкой эмали, нанесенной в два слоя по грунтовке ГФ-088.

Производственные испытания порошковых полимерных красок П-ПЭ-1130, П-ЭП-957 и других были проведены на автоза-

Показатели	П-ПЭ-1130	П-ПЭ-1130у	ПАК-1142	ГФ-088—1 слой, МЛ-12—2 слоя «мокрый по мокрому»
Толщина покрытия в мкм	60—90	45—60	60—90	45—60
— Метод нанесения	Электростатическое напыление			Пневматическое распыление
Режим отверждения:				
время в мин	30	30	30	30
температура в °С	180	180—200	200	130—140
Блеск по фотозеркальному блескомеру ФБ-2 в %	40—50	55—60	60—65	Не менее 50
Прочность пленки при ударе по прибору У-1 в кгс·см	50	40—50	15—20	50
Адгезия в балах	3—4	1—2	2—3	1
Прочность пленки при изгибе по шкале гибкости ШГ-1 в мм	5	5—10	20	Не более 3
Водостойкость в сут	30*	30*	30*	На 25-е сутки редкая сыпь, точки коррозии по всей поверхности
Стойкость в сут: в 3%-ном растворе поваренной соли	30*	На 30-е сутки редкие пузыри по всей поверхности, металл под пленкой чистый	30*	На 20-е сутки редкая сыпь, точки коррозии по всей поверхности
в гидростате	30*	30*	30*	На 1-е сутки сыпь, коррозия 80% поверхности
в везерометре по циклу „5“	На 2-е сутки незначительное пожелтение на 10-е сутки то же, матовость	—	На 10-е сутки незначительное пожелтение, потемнение, бронзировка	На 10-е сутки незначительное пожелтение, матовость
Стойкость к резкой смене температур от —40 до +60°С в циклах	30*	Более 15*	30	30*
Термостойкость в ч: при температуре 60°С	120*	120*	120*	120*
180°С	1*	1*	1*	—
Маслостойкость в сут	24 (незначительное посветление)	24 (незначительное посветление)	24 (значительное пожелтение)	30*
Бензостойкость в сут	30*	30*	30*	На 15-е сутки незначительное пожелтение

* Без изменения.

водах им. Ленинского комсомола и Горьковском. Материалы наносились электростатическим распылением с помощью установки Раисбург и распылителем АР-1 в один и несколько слоев. Оплавление покрытий осуществлялось в конвекционной сушильной камере. Была предпринята попытка окраски порошковыми полимерными материалами наружной поверхности кузовов автомобилей «Москвич» и ГАЗ-24, а также колес, дверей и других деталей.

Эксперименты показали, что для качественной окраски кузовов необходимо соблюдать следующие условия: влажность воздуха в помещении окраски должна быть в пределах 50—70 %, температура воздуха — не более 30°С, скорость воздушного потока в помещении для напыления — в пределах 0,1 м/с, а в конвекционной сушильной камере 0,1—0,3 м/с.

При окраске внутренней поверхности кузовов водоразбавляемой грунтовкой ФЛ-093 (ТУ 6-10-889—69) методом электроосаждения после нанесения на наружную поверхность и отверждения порошковых материалов можно уменьшить количество установленных в кузове дополнительных электродов. При этом осаждение водоразбавляемой грунтовки на порошковое покрытие не наблюдается.

Поскольку на заводах было трудно создать требуемые условия нанесения покрытий, достигнуть качественной окраски кузовов порошковыми материалами при однослойном нанесении не удалось: имелись непрокрашенные участки, проколы, покрытие было неравномерно по толщине. За состоянием покрытий ведется наблюдение. При однослойном нанесении порошковых красок на колеса и другие небольшие детали качество покрытий удовлетворительное. Это позволило рекомендовать полиэфирную порошковую краску П-ПЭ-1130 в качестве однослойного защитно-декоративного покрытия.

На основании лабораторных и производственных испытаний порошковые полиэфирные краски П-ПЭ-1130 и П-ПЭ-1130у рекомендуются для расширенных производственных испытаний и опытного внедрения на заводах отрасли для защитно-декоративной окраски небольших изделий, предназначенных для эксплуатации в умеренно континентальном климате. При испытании на атмосферно-коррозионных станциях в Ватуми и Мурманске установлено, что краска П-ПЭ-1130 в условиях тропического климата и Крайнего Севера через год значительно теряет блеск, имеет меление и по этим показателям не может быть рекомендована для эксплуатации в данных условиях. Испытания других порошковых полимерных красок продолжаются.

Порошковые краски на узлы и детали автомобилей можно наносить по следующим технологическим схемам:

схема 1 — фосфатирование, сушка, нанесение слоя порошковой краски, оплавление и отверждение покрытия;

схема 2 — фосфатирование, сушка, нанесение слоя порошковой краски в автоматическом режиме, подкраска непрокрашенных поверхностей вручную, оплавление и отверждение покрытий;

схема 3 (окраска кузова) — фосфатирование, сушка, нанесение слоя порошковой краски на внешнюю поверхность, оплавление и отверждение, нанесение грунтовки методом электроосаждения на внутреннюю поверхность, сушка, мокрое шлифование внешней поверхности, сушка, нанесение слоя порошковой краски на места шлифования и непрокрашенные поверхности или нанесение двух слоев эмали «мокрый по мокрому», сушка или оплавление покрытия.

Технологические параметры нанесения порошковых красок во многом зависят от применяемого оборудования, требуемой толщины покрытия, электрических свойств порошковых материалов. Например, при нанесении указанных выше порошковых материалов в псевдооживленном слое выходное напряжение на окраску поддерживается в пределах 40—50 кВ, время нанесения 2—3 с, давление воздуха для псевдооживления порошка $p=0,2$ кгс/см². Если используется установка Раисбург, выходное напряжение на распыление 90 кВ поддерживается автоматически, давление сжатого воздуха на эжекторе $p=4÷5$ кгс/см². Акриловые порошковые краски наносятся электростатическим распылителем АР-1 при выходном напряжении 20—30 кВ, полиэфирные — при 40—50 кВ, давление сжатого воздуха на эжекторе $p=1÷1,5$ кгс/см².

В электростатическом поле лучше наносятся эпоксидные и акриловые краски, труднее — полиэфирные. Независимо от применяемого оборудования, температуру и влажность воздуха необходимо поддерживать в указанных выше пределах. Выбор технологической схемы нанесения порошковых покрытий зависит от экономической эффективности их применения.

Предварительный расчет показывает, что при замене трехслойных покрытий жидкими красками (грунтовка ГФ-020 или ГФ-088 и др. — 1 слой, эмаль МЛ-12 — 2 слоя, нанесенные методом пневмораспыления) однослойным порошковым покрытием, нанесенным в электростатическом поле, при перспективной цене 1 кг порошкового материала 2—3 руб. экономическая эффективность составляет 0,1—0,2 руб/м² поверхности за счет снижения трудовых затрат и уменьшения расхода материалов.

1. Яковлев А. Д., Здор В. Ф., Каплан В. И. Порошковые полимерные материалы и покрытия на их основе. Л., «Химия», 1971.
2. „Product Engineering“, 1973, т. 44, № 5, с. 20—23.
3. „Industrial Heat“, 1972, т. 38, № 3, с. 525—528, 530—533.
4. „Peind Pigment Vernis“, 1972, т. 48, № 6, с. 407—416.
5. „Industrial Finish“, 1973, т. 49, № 3, с. 48—50.
6. „Industrie-Lackier-Betrieb“, 1971, т. 39, № 11, с. 473.
7. „British Plast“, 1971, № 12, с. 45—47.

8. „Industrial Finishing“, 1971, № 12, с. 36—38.
9. Новые материалы и покрытия аэродисперсного нанесения. Л., ЛДНТП, 1973.
10. Государственные стандарты Союза ССР «Лаки и краски». Изд-во стандартов, 1972, с. 59, 65, 68, 77, 80, 154, 158.
11. Мачевская Р. А., Вабакина И. А., Карасева А. Д. Новое в технике и технологии лакокрасочных покрытий, вып. 2. Научно-исследовательский институт технико-экономических исследований, 1973, с. 3—12.

УДК 621.983:621.43.06

Применение алюминированного листа для изготовления деталей глушителей

В. К. БЕЛОСЕВНЧ, И. А. БУХБИНДЕР, М. Л. ДРОБИНСКИЙ, В. С. ШАПОВАЛ, Л. М. ВЕДЕШИНА

Научно-исследовательский институт автотракторных материалов

ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ Камского автозавода предусмотрено изготавливать глушители из алюминированной стали, поскольку алюминированный лист обладает высокой стойкостью против газовой коррозии, жаростойкостью, достаточно высокой прочностью и сравнительно недорог. Использование стали, покрытой алюминием, позволяет повысить срок службы глушителей в 2—3 раза по сравнению с глушителями из углеродистой стали.

Чтобы исключить шовную сварку, в процессе которой покрытие нарушается, разработан глушитель с заменой основных сварных соединений замковыми. Фланцы и перегородки глушителя, показанного на рис. 1, изготавливаются глубокой вытяжкой с отбортовкой кромок и последующей завальцовкой. Цилиндрическая часть корпуса имеет продольный замковый шов, а также отбортовку кромок и патрубка для присоединения выпускной трубы.

Для изготовления глушителя такой конструкции к металлу предъявляются требования по ТУ 14-1-610—73. Алюминированная сталь толщиной 1,2 мм с покрытием 25 мкм на сторону по способности к вытяжке и механическим свойствам должна соответствовать категории вытяжки СВ по ГОСТ 9045—70. Поскольку при сборке глушителей применяется завальцовка, лист должен выдерживать испытания на прочность сцепления покрытия с основным металлом (изгиб вокруг прокладки, равной утроенной толщине листа, на 180° с последующим разгибом на 90°). Если при этом покрытие не отслаивается, лист пригоден для завальцовки. Можно использовать сталь с покрытием более 25 мкм, если она выдерживает испытание на изгиб.

В настоящее время известно несколько способов нанесения алюминия на сталь: горячее алюминирование (США, Англия и др.), электролитическое алюминирование из солевых расплавов (США), алюминирование порошками (Япония, США, Англия), вакуумное напыление (ГДР, США), совместная прокатка [1—3].

Основным недостатком наиболее распространенного метода — горячего алюминирования — является образование хрупкой интерметаллической прослойки на границе контакта алюминия — сталь. Чтобы получить лист с минимальным интерме-

таллическим слоем, необходимо быстрое охлаждение (около 70°C/с), что приводит к снижению пластических свойств металлической основы. Это объясняется тем, что углерод и азот, растворенные в α -железе, при нагреве в проходной печи и в ванне расплавленного алюминия при быстром охлаждении не успевают выделиться, вызывая последующее старение стали [4]. Применение для повышения свойств листа даже низкотемпературного отжига вызывает недопустимое увеличение интерметаллического хрупкого слоя, полученного при покрытии алюминием (до 15—20 мкм).

Метод совместной прокатки позволяет получать металл без интерметаллического слоя. Температура рекристаллизационного отжига после плакирования, как показали исследования, не должна превышать 550—560°C. При этой температуре диффузия алюминия в сталь происходит достаточно медленно и образование переходного слоя ограничивается практически толщиной 7—10 мкм при длительности отжига 2 ч. Таким образом, в результате плакирования и последующего отжига получается лист с достаточно высокой пластичностью и минимальным переходным слоем. Плакирование можно осуществить на действующих прокатных станах с незначительными усовершенствованиями.

Исследованию подвергались образцы алюминированной стали, полученной плакированием. В качестве основы для алюминирования использовали малоуглеродистые холоднокатаные стали марок 08кп и 08Ю, применяемые для штамповки.

Известно [2, 5], что для торможения роста интерметаллического слоя применяется легирование покрытия различными элементами, прежде всего кремнием. Исследовалась структура образцов с покрытием чистым алюминием и алюминием с добавками кремния. Установлено, что добавки кремния в количестве 1,5 и 3% приводят к некоторому торможению роста переходного слоя, а также к выравниванию границы контакта алюминия — сталь.

Образцы для опытной штамповки плакировали фольгой алюминиево-кремниевое сплава следующего химического состава: 1—1,5% Si; 0,1—0,7% Fe; не более 0,01% примесей Cu и Zn; алюминий марки А99 — остальное.

Подготовку контактирующих поверхностей проводили по следующей технологии: обезжиривание, зачистка металлической щеткой (диаметр стальной проволоки 0,1—0,15 мм), промывка растворителем. Пакет изготавливали по схеме М—Т—М (М — мягкий, Т — твердый). Прокатка проводилась за один проход с обжатием 60—80% со смазкой валков веретенным маслом. Рекристаллизационный отжиг полученных листов выполнялся в электрической печи по следующему режиму:

- 1) загрузка в разогретую до температуры 400°C печь;
- 2) нагрев до температуры 540°C со скоростью 70°C/ч и выдержка в течение 4 ч;
- 3) охлаждение до температур 350°C со скоростью 70°C/ч и дальнейшее охлаждение на воздухе.

На полученных образцах исследовали механические свойства (см. таблицу) и микроструктуру по стандартным методикам. Результаты показали, что сталь 08кп, покрытая алюминием, соответствует категории вытяжки СВ по ГОСТ 9045—70 и пригодна для глубокой вытяжки.

Как правило, чтобы получить металл с категорией вытяжки СВ, используют сталь 08Ю. Однако, несмотря на удовлетворительные механические свойства плакированной стали 08Ю, получить качественное покрытие при указанных режимах не удалось из-за его отслоения.

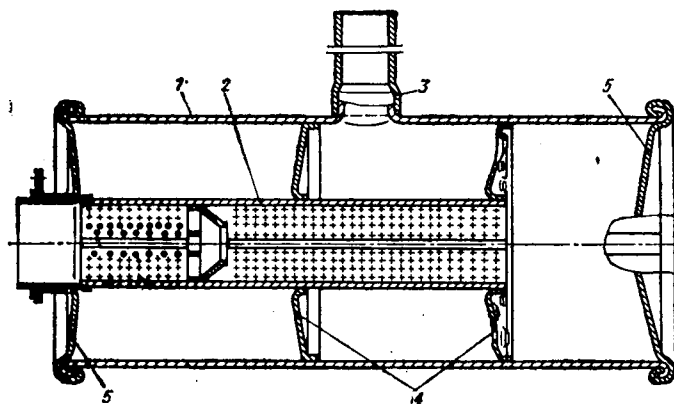


Рис. 1. Глушитель автомобиля КамАЗ.

1 — корпус; 2 — перфорированная труба; 3 — выпускной патрубок; 4 — перегородки; 5 — фланцы

Марка стали	Толщина в мм		Механические свойства до отжига			Механические свойства после отжига				
	образца	покрытия	σ_B в кгс/мм ²	δ_4 в %	δ_{10} в %	σ_B в кгс/мм ²	σ_T в кгс/мм ²	δ_{10} в %	Глубина выдавливания лунки (по Эриксену) по покрытию в мм	Глубина выдавливания лунки (по Эриксену) по основному металлу в мм
08кп	1,10	0,07—0,09	65,9	1,2	2,0	31,2	27,6	30	11,1	11,1
	1,14	0,07—0,09	61,7	1,2	2,0	31,7	26,7	35	10,7	10,7
	1,22	0,07—0,09	58,9	1,2	2,0	31,8	26,1	40	11,0	11,0
08Ю	1,10	0,05—0,06	65,9	1,2	2,0	31,1	22,0	—	8,08	8,08
	1,14	0,06—0,07	65,4	1,2	2,0	27,8	23,8	—	6,2	10,4
	1,28	0,06—0,09	58,2	1,2	2,0	27,2	22,0	—	6,8	10,1

Примечание. Образцы из стали 08кп выдерживают испытания на загиб с разгибом без отслоения покрытия, а из стали 08Ю — не выдерживают.

Для изготовления алюминированного листа был взят холоднокатаный подкат толщиной 2 мм. Сталь 08кп в этой толщине имеет относительное удлинение δ_4 в пределах 28—40% до старения и 24—33% после старения. Поэтому для производства алюминированного листа с достаточно высокими пластическими свойствами необходимо подбирать металл плавов, относительное удлинение которого до старения $\delta_4 \geq 35\%$ (химический состав по ГОСТ 9045—70). Применение кипящей стали с указанными выше показателями позволило получить алюминированный лист со свойствами, приведенными в таблице.

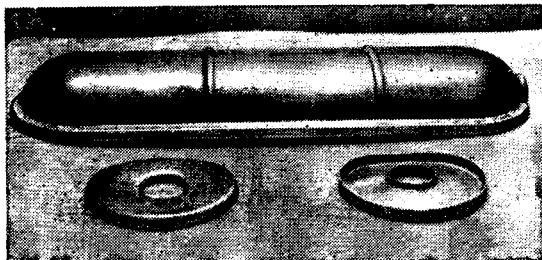


Рис. 2. Детали глушителя автомобиля «Москвич-408», изготовленные из алюминированной стали

Из изготовленного металла на Автозаводе им. Ленинского комсомола была отштампована и собрана опытная партия глушителей (рис. 2) автомобиля «Москвич-408». Их конструкция с точки зрения изготовления штамповкой так же сложна, как и глушителей автомобиля КамАЗ.

Полукорпус глушителя изготавливается штамповкой с вытяжкой глубиной 65 мм. При сборке применяется завальцовка корпуса и сварка. Таким образом, технологические операции при изготовлении глушителя автомобиля «Москвич-408» соответствуют технологическим операциям, применяемым для изготовления глушителя автомобиля КамАЗ.

Разрывы и отслоение покрытия при штамповке не отмечены, однако налипание алюминия на штамп вызвало необходимость применения специальной технологической смазки.

Исследования показали, что для изготовления деталей глушителя методом глубокой вытяжки можно рекомендовать алюминированную сталь, полученную совместной прокаткой стали 08кп и алюминиевой фольги за один проход с обжатием 60—80%. В качестве покрытия целесообразно применять алюминий-кремниевый сплав с содержанием кремния в количестве до 1,5%. Для рекристаллизационного отжига рекомендуется температура 540°C с выдержкой в течение 4 ч.

Термическая обработка при более высоких температурах, рекомендованная в работе [3], приводит к образованию интерметаллического слоя толщиной до 25 мкм, в результате чего сталь не выдерживает испытания на загиб с разгибом без отслоения покрытия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Metal Bulletin Monthly. The world of Steel and Metals, № 19, июль 1972, с. 14.
2. Виткин А. И., Тейндл И. И. Металлические покрытия листовой и полосовой стали. М., «Металлургия», 1971.
3. Засуха П. Д., Корщиков В. Д. Биметаллический прокат. М., «Металлургия», 1971.
4. Иовиков И. И. Термическая обработка металлов и сплавов. М., «Металлургия», 1962.
5. Рябов В. Р. Сварка плавлением алюминия со сталью. Киев, «Наукова думка», 1969.

УДК 621.078.1

Изготовление ступенчатых заклепок

А. Т. БЫКАДОРОВ, В. В. ПАХТУНОВ, А. Г. СВЕШНИКОВ

Государственный завод «Красная Этна»

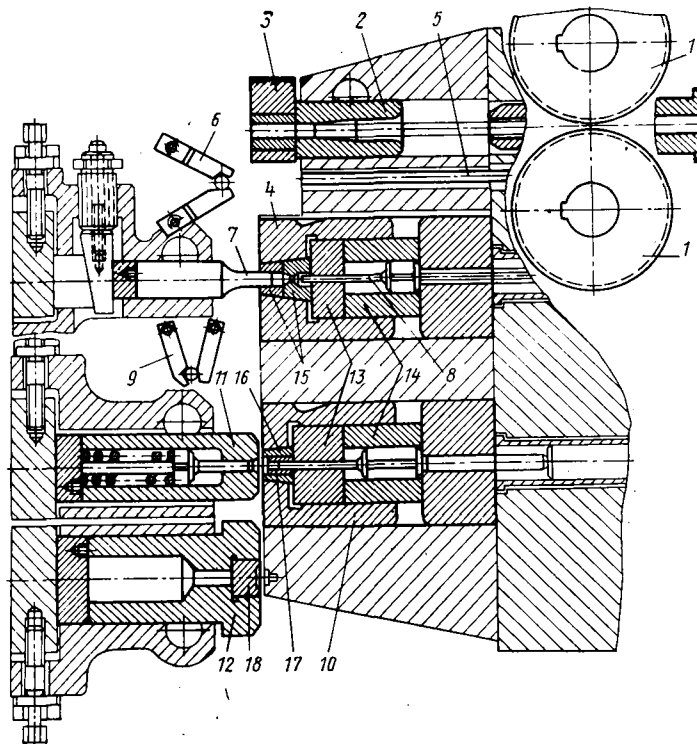
СТУПЕНЧАТЫЕ заклепки на заводе «Красная Этна» изготавливались ранее методом точения на токарных автоматах. В настоящее время осуществлен их перевод на изготовление прогрессивным методом холодной высадки на специальных двухматричных тройного действия холодновысадочных автоматах. При этом обеспечивается минимальный расход металла на тонну готовой продукции, а также высокая точность размеров заклепок за счет правильного выполнения малых радиусов при переходе от одного диаметра к другому, строгого выдерживания перпендикулярности плоскостей торцов и допуска по длине ступеней.

Новый технологический процесс позволил значительно повысить производительность труда и сократить расход металла. Например, ранее ступенчатые заклепки А104-6105013 изготавливались на четырехшпиндельном токарном автомате типа 123 с производительностью 5,2 шт/мин. При этом трудоемкость на тонну изделий составляла 1425 станко-часов, а расход металла на тонну годной продукции — 3,164 т. При изготовлении этих заклепок на специальном холодновысадочном автомате с производительностью 160 шт/мин трудоемкость снизилась до 56,5 станко-часов на тонну изделий, а расход металла — до 1,011 т.

Схема наладки инструмента для высадки ступенчатых заклепок показана на рисунке.

Автомат работает следующим образом. Подающие ролики 1 направляют калиброванный металл через отрезную втулку 2 и отрезной нож 3 до регулируемого упора. Нож, перемещаясь в сторону матрицы 4, отрезает мерную заготовку и останавливается напротив выталкивающего стержня 5, который заталкивает отрезанную заготовку в механизм переноса — рейферные пальцы 6. Рейферные пальцы транспортируют заготовку к пуансону 7 для выдавливания в матрице 4 первой позиции. После первого хода ползуна шпилька 8 выталкивает заготовку из матрицы первой позиции, после чего рейферные пальцы 9 переносят заготовку к матрице 10 второй позиции, в которой за счет действия заготовочного 11 и отделочного 12 пуансонов получается готовая заклепка.

Таким образом, высадка ступенчатых заклепок осуществляется в двух матрицах тремя пуансонами. За первый ход ползуна в матрице первой позиции происходит выдавливание заготовки, а в матрице второй позиции — предварительная высадка головки заготовочным бойком с выравниванием торца второй ступени и осадкой стержня. За второй ход ползуна пуан-



он первой позиции делает холостой ход, а в матрице второй позиции отделочным пуансоном производится окончательная высадка головки.

Динамическая балансировка подвижных частей автомата снижает его вибрацию и позволяет высаживать изделия с высокой точностью и большой производительностью. Кроме того, технологическая смазка и охлаждение обеспечивают повышение стойкости инструмента, а наличие реверсивного двигателя и устройства толчкового хода ускоряет его наладку.

Поскольку ступенчатые заклепки имеют значительный перепад по диаметрам ступеней, технология предусматривает использование объемной схемы деформации, которая позволяет допускать высокие степени деформации — до 80%. Однако максимальная степень деформации нежелательна в связи с тем, что материал инструментальной оснастки на первой позиции не выдерживает таких больших нагрузок. Поэтому практически можно использовать степени деформации не более 60%.

При разработке конструкции ступенчатых заклепок и инструментальной оснастки необходимо, чтобы наименьший диаметр стержня готовой заклепки был не менее 3—3,5 мм; следовательно, наименьший диаметр исходного металла будет 5—6 мм. Для обеспечения высокой стойкости холодновысадочного инструмента размеры ступеней принимают равными 1,5—2 мм (половине разницы диаметров). При этом размер заготовки на первой позиции должен равняться размеру готовой заклепки по большому диаметру минус 1,5—2 допуска на этот диаметр.

Инструмент узла резки изготавливают из твердого сплава, причем внутренний диаметр отрезной втулки предусматривается больше диаметра исходного калиброванного металла на 0,05 мм, а рабочий диаметр вставки ножа — на 0,02—0,05 мм больше внутреннего диаметра режущей втулки. Зазор между втулкой и ножом определяется исходной маркой стали и может составлять до 0,03 диаметра калиброванной стали.

Матрицы 4 и 10 применяются только сборные. Матрица состоит из корпуса, прокладки 13, стакана 14 и твердосплавных вставок 15, 16. Для прокладок и стаканов используется сталь У10А с последующей закалкой и отпуском до твердости HRC 57—59, для корпуса матрицы — сталь 30ХГСА с последующей закалкой и отпуском до твердости HRC 40—45, для втулки 17, матрицы 10, первого пуансона 7 и вставки 18 отделочно-пуансона — сталь Р6М5 с последующей закалкой и отпуском до твердости HRC 60—62. Угол запрессовки твердосплавных вставок 15, 16 принимают равным $2\alpha = 2^\circ 51'$ (конусность 1:20). Вставки должны обязательно иметь канавки для выхода воздуха из зоны деформации, что обеспечивает хорошее выполнение углов у заклепок.

В связи с высокими степенями деформации при производстве заклепок необходимо тщательно готовить сталь перед высадкой. После обязательного фосфатирования сталь должна иметь следующие механические свойства: $\sigma \leq 42$ кгс/мм², $\psi \geq 70\%$. Кроме того, на поверхности стали не допускаются дефекты в виде волосовин, рисок и раковин.

УДК 629.113.012.61

Агрегат для контроля длины окружности, радиального и торцового биения обода колеса

Н. И. ГОРФИНКЕЛЬ, Б. П. БУДАЕВ, Ю. Д. ЛЬВОВСКИЙ,
В. П. ПРОКУДИН, Г. П. МОРОЗОВ, Г. А. ТЕРЕБЕНИН

ЦКТБ колесного производства

ЧТОБЫ ПОВЫСИТЬ качество и объективность контроля длины окружности и биения ободьев колес 7,0—20, а также сократить трудоемкость контрольных операций, на Кременчугском колесном заводе отлажен автоматизированный агрегат, спроектированный и изготовленный ЦКТБ колесного производства. Система механизмов агрегата обеспечивает кантовку поступающих на контроль ободьев, транспортирование их на установку контроля длины окружности, на установку контроля биения, удаление бракованных и навеску годных ободьев на конвейер, а также их счет. Обслуживает агрегат один человек.

Техническая характеристика агрегата следующая:

Производительность в шт/ч	216
Режим работы	Автоматический и наладочный
Точность контроля длины окружности в мм	0,2
Усилие стягивания рулеткой обода колеса (обеспечивается грузом) в кгс	41
Точность контроля радиального и торцового биения в мм	0,2
Скорость вращения обода при измерении биения в об/с	0,4
Счет годных колес	Автоматический
Габаритные размеры в м	6,8×2,2×2,85

В случае необходимости агрегат может работать с одной из контрольных установок.

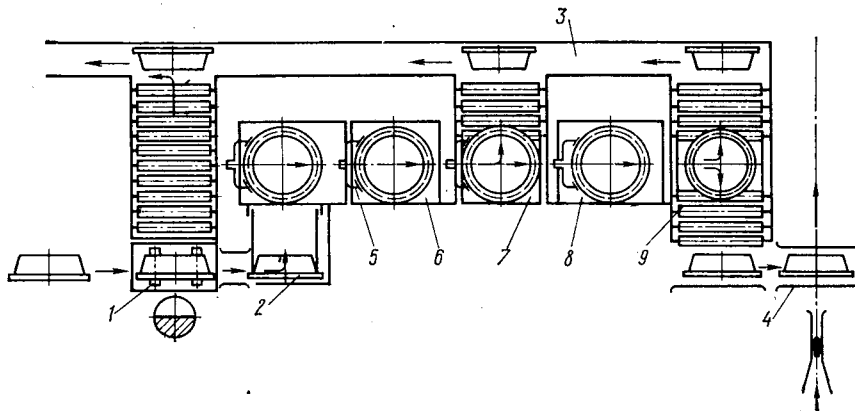
На рисунке приведены технологическая схема и порядок расположения механизмов агрегата.

Согласно технологическому процессу ободья поступают на стол 1 для визуального контроля. Стол состоит из сварной рамы, на которой установлены два неприводных ролика. Обод на столе легко вращается вручную. При помощи пневмоцилиндра от ножной педали годные ободья поступают по направляющим на кантователь 2, а бракованные сталкиваются вручную по рольгангу на скат возврата брака 3.

В дальнейшем, начиная с кантователя 2 и кончая пневмоподъемником 4, агрегат работает в автоматическом режиме.

Кантователь 2 поворачивает обод на 90° бортовой частью вверх и в таком положении подает его в зону действия шагового транспортера 5, состоящего из двух направляющих, по которым перемещается балка с собачками, предназначенными для захвата изделий. Ход транспортера 800 мм, привод пневматический. Шаговый транспортер одновременно перемещает четыре изделия. Первый обод поступает на установку 6 для контроля длины окружности, второй — на сбрасыватель 7, третий — на установку 8 для контроля биения, четвертый — на распределитель 9.

Установка 6 осуществляет контроль длин окружностей в заочной, средней и бортовой частях обода при помощи трех измерительных головок с шариковыми рулетками. Конструкция головок позволяет выполнять настройку на заданный размер обода в необходимых пределах.



Электрическая схема установки 6 выдает сигналы «Годеп» и «Брак» исполнительному механизму сбрасывателя 7 и на табло агрегата с указанием вида брака (по замочной и бортовой части — «Меньше» и «Больше», по средней части — «Больше»). Далее обод поступает на сбрасыватель 7, который действует в соответствии с сигналом, поступившим с установки 6. При сигнале «Годеп» механизм сбрасывателя не срабатывает и пропускает обод дальше по технологическому маршруту, при сигнале «Брак» — сталкивает обод в скат возврата брака 3.

Далее обод поступает на установку 8 для контроля торцового и радиального биения, где измеряются эти параметры. Установка 8 состоит из двух измерительных головок с электрическими датчиками, шпинделя и планшайбы с приводом от электродвигателя, центрирующего устройства и подъемного стола. Все узлы установки смонтированы на станине агрегата. Стол поднимается и опускается пневмоцилиндром диаметром 100 мм с ходом поршня 100 мм.

Электрическая схема установки 8 обеспечивает выполнение следующих команд: центрирование и зажим обода, включение

привода вращения планшайбы, подвод измерительных головок для контроля биений, а также команд на возврат рабочих органов установки в исходное положение.

Величина хода головки при подводе для контроля биения: торцового — 140 мм, радиального — 35 мм. Регулировка хода головок для контроля торцового и радиального биения составляет ± 10 мм. Максимально возможная величина измерения биений 4 мм. Количество оборотов обода для измерения биения — 2. Центрирование обода производится шестью самоцентрирующимися кулачками.

Во время измерения биений электрическая схема установки 8 выдает сигналы «Годеп» и «Брак» исполнительному механизму распределителя 9 и на табло агрегата с указанием вида брака (брак «торцовый» или «радиальный»).

Далее обод поступает на распределитель 9, который действует в соответствии с сигналом, поступившим с установки 8. При сигнале «Годеп» механизм распределителя сбрасывает обод в желоб, ведущий к пневмоподъемнику 4, а при сигнале «Брак» — в скат возврата брака 3.

Затем обод поступает в пневмоподъемник 4. Там он находится до тех пор, пока приближающаяся подвеска конвейера не войдет в механизм ориентации, где получит нужное направление и при помощи выключателей подаст команду «Подъем» на уровень захвата обода подвеской. Захват обода подвеской обеспечивает подачу команды на пневмоподъемник 10 для возврата его в исходное положение. Если проходящая подвеска занята, специальный контрольный орган не выдает сигнала «Подъем» пневмоподъемнику.

При наладочном режиме все механизмы работают и отключаются раздельно. Скопившиеся в скате возврата брака 3 бракованные ободья периодически, по мере его заполнения, удаляются обслуживающим персоналом.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113.028:71

РАЗВИТИЕ АВТОМОБИЛЕЙ ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 0,25—2,5 т В США

АВТОМОБИЛИ высокой проходимости малой и средней грузоподъемности (0,25—2,5 т) широко применяются в сельском и лесном хозяйствах, на изыскательных геолого-разведочных работах, при прокладке нефте- и газопроводов, при постройке линий связи в труднопроходимой местности, а также как специальные.

К первым выпускам относятся автомобили Джип GPW Форд и MB Виллис типа 4×4 грузоподъемностью 0,25 т; Додж типа 4×4 грузоподъемностью 0,75 т и грузовые Студебекер типа 6×6 грузоподъемностью 2,5 т. Эти автомобили завоевали широкую известность благодаря своей проходимости и надежности в условиях бездорожья и пересеченной местности.

Учитывая положительный опыт эксплуатации автомобилей высокой проходимости в условиях бездорожья, в последние двадцать лет создали много новых образцов автомобилей подобного типа в различных странах.

Фирма Виллис одной из первых стала изготавливать автомобили высокой проходимости малой грузоподъемности (0,25 т). Серийное производство автомобиля Джип MB Виллис началось в 1940 г. и продолжалось до 1950 г. Затем фирма стала выпускать новую модель —

универсальный Джип CJ3A грузоподъемностью 0,25 т типа 4×4 с карбюраторным двигателем мощностью 55 л. с. К 1952 г. их было выпущено более 60 тыс. В 1952 г. автомобиль был модернизирован — на него установили двигатель мощностью 72 л. с. (рис. 1).

С 1963 г. производство этих автомобилей было передано фирме Кайзер-Джип, которая стала производить автомобили Джип моделей CJ3B и CJ5A грузоподъемностью 0,5 т типа 4×4 с различными базами. Одновременно с ними выпускался автомобиль специального назначения M38A1 также грузоподъемностью 0,25 т

типа 4×4. Автомобиль с увеличенной базой широко использовался как санитарный модели M170.

В те же годы фирма Америкен-Рисорч Корп. создала автомобиль «Майти-Майт» грузоподъемностью 0,25 т типа 4×4. После испытания и доводки с 1961 по 1963 гг. его изготовляли на заводах фирмы Америкен-Моторс (рис. 2); на нем устанавливали двигатель Порше модели AV-108-4 воздушного охлаждения мощностью 55 л. с. По сравнению с автомобилем Джип CJ3B у него была более короткая база (1650 мм).

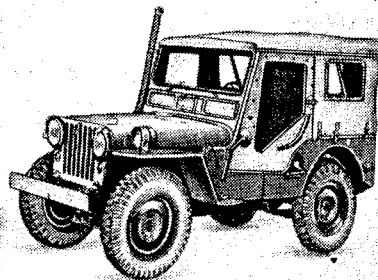


Рис. 1. Автомобиль фирмы Виллис выпуска 1952 г. с двигателем мощностью 72 л. с.

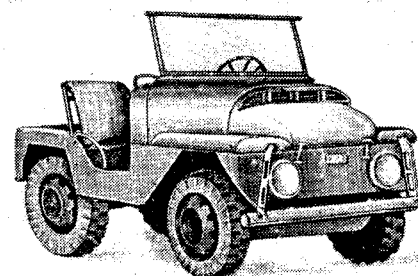


Рис. 2. Автомобиль «Майти-Майт»

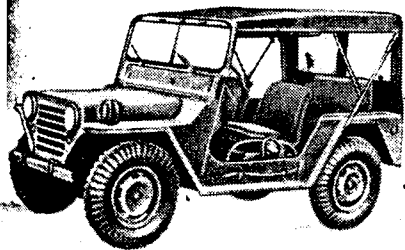


Рис. 3. Автомобиль Форд с брезентовым верхом

В 1951 г. фирма Форд Мотор Ко. получила заказ на разработку новой модели автомобиля грузоподъемностью 0,25 т типа 4×4. Вновь созданный автомобиль должен был заменить устаревшую модель автомобиля Виллис выпуска до 1950 г. Серийному выпуску автомобиля Форд предшествовала многолетняя опытно-конструкторская работа (с 1951 по 1960 гг.). В 1954 г. появились первые образцы такого автомобиля (рис. 3). За указанный период были тщательно отработаны и испытаны на долговечность все агрегаты и узлы автомобиля, включая кузов.

Вес автомобиля М151 — небольшой, удельная мощность — повышенная, запас хода — увеличен на 30%, размеры грузовой платформы — увеличенные, комфортабельность езды — улучшенная за счет введения новой независимой подвески колес и меньшего собственного веса. Вес автомобиля Форд М151 в снаряженном состоянии и с водителем 1135 кг. Он может перевозить вместе с водителем 5 человек или 400 кг груза по бездорожью и 550 кг по дорогам с твердым покрытием.

На автомобиле установлен четырехцилиндровый карбюраторный двигатель водяного охлаждения с верхним расположением клапанов, рабочим объемом цилиндров 2,32 л, максимальной мощностью 72 л. с. при 4000 об/мин и крутящим моментом 17 кгс·м при 2000 об/мин. Диаметр цилиндра 98,4 мм, ход поршня 76,2 мм, степень сжатия 7,5, общая длина двигателя 680 мм, вес его 112 кг.

Для облегчения пуска двигателя при низких температурах во впускном трубопроводе предусмотрены резьбовые отверстия, в которые ввертываются приспособления с форсунками для впрыска топлива. Система электрооборудования напряжением 24 В защищена от влаги, что позволяет автомобилю преодолевать водное пространство глубиной выше 500 мм, а при установке дополнительных

труб на впускном и выпускном коллекторах — до 1,0 м. Для работы системы смазки на предельных подъемах и боковых кренах у масляного поддона в нижней половине картера большая глубина.

Коробка передач — механическая, четырехступенчатая с шестернями постоянного зацепления, с ручным переключением передач. В общем картере с коробкой передач смонтированы три шестерни одноступенчатой раздаточной коробки. Продольный разрез коробки передач и раздаточной коробки с муфтой включения переднего моста показан на рис. 4.

Привод переднего моста осуществляется при помощи скользящей зубчатой муфты, которая входит в зацепление с зубчатым венцом вала привода заднего моста. Главная передача — гипоидная с проходным валом. Ось ведущей шестерни главной передачи смещена относительно оси ведомой шестерни на 41,3 мм вниз, благодаря чему вал шестерни проходит сквозь картер главной передачи на противоположную сторону.

Тормоза автомобиля — колодочные плавающего типа. Диаметр барабана 232 мм, ширина накладок 50,8 мм. Барабанный ручной тормоз с углом обхвата 300° установлен на вторичном валу коробки передач. Диаметр барабана 152 мм, ширина накладок 25,4 мм. Тормоз удерживает полностью груженный автомобиль на уклоне 31°.

Подвеска передних и задних колес — независимая, выполнена на витых цилиндрических пружинах с гидравлическими амортизаторами двухстороннего действия. Амортизаторы расположены внутри цилиндрических пружин.

Вес в кг:	
сухой	971
полный	1515
Полезная нагрузка в кгс	544
Отношение грузоподъемности к собственному весу	0,56
Габаритные размеры в мм:	
длина	3350
ширина	1650
высота с поднятым тентом	2100
Колесная база в мм	2160
Колея передних и задних колес в мм	1350
Минимальный дорожный просвет в нагруженном состоянии в мм	220
Мощность двигателя в л. с.	72
Число оборотов двигателя в минуту	4000
Удельная мощность в л. с./т	47
Максимальный крутящий момент в кгс·м при л в об/мин	17/2000
Скорость в км/ч:	
максимальная	105
по пересеченной местности	До 24
Средний расход топлива по твердой дороге в л/100 км	14
Максимальный преодолеваемый подъем в град.	31
Допустимый боковой крен в град.	22
Размер шин	7,00—16
Давление в шинах колес в кгс/см ² :	
передних	1,2—1,4
задних	1,26—1,75
Емкость топливного бака в л	67
Запас хода по топливу в км	480

Колеса автомобиля с глубоким ободом отлиты из магниевого сплава, диаметр обода колеса 406 мм, ширина 114 мм, вес колеса 5,9 кг.

Шины — облегченного типа, каркас — четырехслойный из нейлоновой кордной ткани, вес колеса в сборе с шиной 12,7 кг.

Кузов автомобиля — стальной несущего типа.

Стремление сделать автомобиль М151 плавающим на воде привело к разработке нового колесного движителя. Основной принцип работы такого движителя заключается в использовании энергии вращения ведущих колес для нагнетания воды через центральную часть колеса в направлении поперечной оси с последующим оттоком

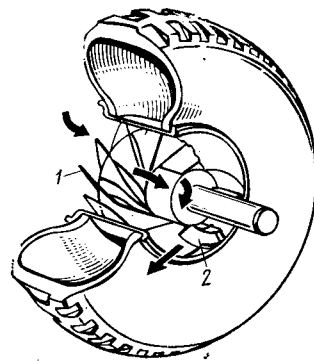


Рис. 5. Схема устройства и работы колесного насоса: 1 — лопасти насоса; 2 — неподвижные дефлекторы

нением потока назад при помощи неподвижных дефлекторов, что и обеспечивает создание необходимой силы тяги. С этой целью между ступицей и ободом колеса встраиваются профильные лопасти, а на подвеске колеса и стенке кузова устанавливаются неподвижные дефлекторы. Принцип действия такого колесного насоса (двигателя) показан на рис. 5.

Автомобиль М151 с таким колесным движителем развивал в водоеме скорость до 5,15 км/ч. Для обеспечения плавучести впереди радиатора предусмотрен пенопластовый поплавок, который использовался также для предотвращения попадания в моторный отсек воды от носовой волны.

Характеристика массового автомобиля Форд М151 А2 в стандартном исполнении следующая:

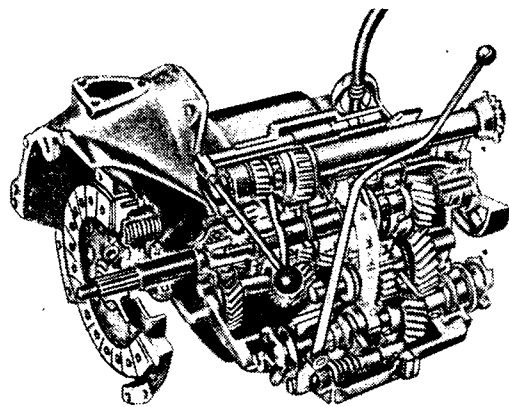


Рис. 4. Коробка передач автомобиля Форд с одноступенчатой раздаточной коробкой и муфтой включения переднего моста

Основной моделью автомобиля грузоподъемностью 0,5 т типа 4×4 был транспортер Виллис Джип М274. Его изготовляли двух модификаций: с легким кузовом и шитом для водителя (рис. 6) и с кузовом платформенного типа без шита водителя. Последний напоминал транспорт Голландской фирмы DAF, созданный на базе легкового автомобиля «Даффодил» с бесступенчатой передачей Вариоматик.

Транспортер М274 начали разрабатывать в 1953 г., а в серийное производство он поступил в 1956 г. У этого транспортера ведущие и управляемые передние и задние колеса, управляется он как спереди, так и сзади. Рулевая колонка с органами управления в случае необходимости откидывается в сторону и водитель может управлять транспортером, идя с ним рядом. На транспортере установлен



Рис. 6. Транспортёр со щитом для водителя

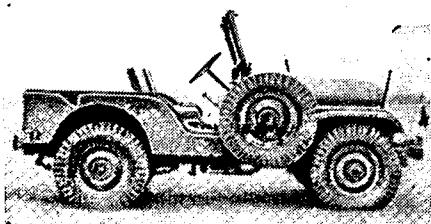


Рис. 7. Автомобиль «Универсал Джип CJ5D» с дизелем

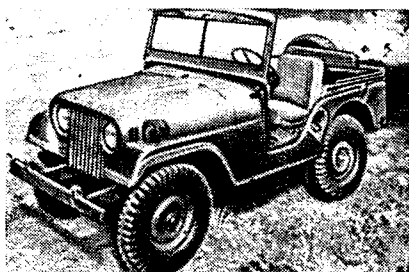


Рис. 8. Автомобиль Джип CJ5K



Рис. 9. Автомобиль Джип Коммандо

четырёхцилиндровый карбюраторный двигатель воздушного охлаждения с оппозитным горизонтальным расположением цилиндров. Рабочий объем цилиндров 868 см³, максимальная мощность 25 л. с. при 4500 об/мин. Двигатель размещен сзади под полом грузовой платформы. В 1960—1965 гг. транспортёр был модернизирован. По данным 1973 г., на нем стали устанавливать двигатель Виллис модели АО-53 мощностью 16 л. с.

С 1970 г. модернизированную модель транспортера стала изготавливать фирма Бронсвик. Трансмиссия его имеет трехступенчатую коробку передач и двухступенчатую раздаточную коробку, что обеспечивает одинаковую скорость движения автомобиля в обоих направлениях: минимальную 3 км/ч, максимальную — 40 км/ч.

Картеры переднего и заднего мостов соединяются двумя стальными трубами, наружным диаметром 80 мм и толщиной стенок 1,52 мм. Эти трубы образуют хребтовую раму автомобиля, к которой посредством штампованных магниевых кронштейнов прикрепляется грузовая платформа.

Собственный вес автомобиля M274 в зависимости от типа кузова 375—400 кг, грузоподъемность (включая водителя) 450 кг, длина 2690 мм, габаритная высота до верха платформы 687 мм, размер шин 7,5—10.

Фирма Виллис в 1955—1961 гг. создала второе поколение автомобилей Джип грузоподъемностью 0,75 т, типа 4×4 модели CJ5D и CJ6D (рис. 7) с дизелем, которые отличаются друг от друга размерами колесной базы (2057 и 2565 мм).

На автомобилях установлен четырехцилиндровый дизель Перкинс модели 192 водяного охлаждения рабочим объемом 3,153 л со степенью сжатия 16,5. Мощность двигателя 63 л. с. при 3000 об/мин, максимальный крутящий момент 19,8 кгс·м при 1350 об/мин. Предусмотрено устройство для облегчения пуска двигателя в холодное время года.

Сцепление — однодисковое сухое Борг и Вэк или Амборн. Оба типа сцепления имеют диск диаметром 215,9 мм.

Коробка передач фирмы Вагнер механическая, трехступенчатая (может устанавливаться и четырехступенчатая). В обоих случаях все передачи, кроме первой, синхронизированы. Передаточные числа трехступенчатой коробки передач 2,79; 1,55; 1,0 и заднего хода 3,79, а четырехступенчатой — 6,39; 3,09; 1,68; 1,0 и заднего хода 7,82.

Раздаточная коробка — двухступенчатая с передаточными числами 1,0 и 2,46. Передаточное число главной передачи 5,38. Оба ведущих моста типа Спайсер: передний № 25 и задний № 44. Главные передачи — гипоидные. По требованию ведущие мосты поставляются с механизмом блокировки дифференциалов.

Рама автомобиля состоит из двух продольных балок U-образного профиля и шести поперечин. Подвеска колес выполнена на продольных полуэллиптических рессорах. На обоих мостах установлено по два телескопических амортизатора. Диаметр тормозного цилиндра 24 мм. Колеса — дисковые с шинами размером 6,00—16 для короткобазной модели и 7,00—16 для длиннбазной.

Рулевое управление — левостороннее. Рулевой механизм состоит из червяка и сектора с передаточным числом 17,9.

Тормоза — колодочного типа с гидравлическим приводом на все колеса. Ручной тормоз барабанного типа установлен на карданном валу, привод к нему механический. Поверхность трения накладок ручного тормоза 182 см².

Кузов автомобиля открытого типа со съемным тентом. Спереди кузова размещаются 3 человека, сзади — 4 человека на автомобиле CJ5D и 6 человек на автомобиле CJ6D.

Напряжение электрооборудования 12 В. Емкости двух аккумуляторных ба-

тарей 100 А·ч. Мощность генератора 420 Вт.

С 1970 г. эти автомобили стали изготавливать фирмы Кайзер-Джип и Интернационал.

Семейство автомобилей «Универсал-Джип» грузоподъемностью 0,75 т разрабатывала в 1970 г. американская фирма Интернационал, контролируемая концерном Америкен Моторс Корп, с карбюраторным двигателем. В это семейство входят модели: CJ5K, CJ6K (рис. 8), Джип Вагонир и Джип Коммандо (рис. 9), которые были усовершенствованы.

Учитывая большой спрос на эти модели, в автомобили вносились конструктивные изменения с целью увеличения их надежности и долговечности, улучшения комфортабельности и придания им современного внешнего вида. В новых моделях усилены передняя и задняя ведущие оси, диск сцепления увеличен до 270 мм, а диаметр тормозного барабана — до 275 мм. Колея передних колес на 38 мм больше колес задних колес. Увеличена емкость топливного бака с 42 до 66 л. В кабине установлено улучшенное сиденье: более удобно размещен рычаг включения привода переднего моста.

Новые модели автомобилей Универсал Джип отличаются друг от друга размером колесной базы, типом кузова и грузоподъемностью. На них установлен более мощный стандартный карбюраторный двигатель легковых автомобилей концерна AMC модели 232 CID рабочим объемом 3,8 л, мощностью 100 л. с. при 3600 об/мин с трехступенчатой синхронизированной коробкой передач. По заказу устанавливают шестицилиндровый двигатель 258 CID рабочим объемом 4,30 л, мощностью 110 л. с. при 3500 об/мин (имеются и другие модели двигателей).

В таблице приведены основные технические данные автомобилей «Универсал Джип» с дизелем и карбюраторным двигателем последних выпусков.

Фирма Додж в 1972 г. начала серийное производство автомобиля Додж T-214WC грузоподъемностью 0,75 т типа 4×4. В специальном исполнении он известен как M37, после модернизации — M37B1. Он использовался в качестве тягача для буксирования легковых прицепов и дачных домов. Всего таких автомобилей было выпущено более 80 тыс. Вместе с ними выпускались специальные автомобили M42, автомобили T245 с шестицилиндровым двигателем и четырехступенчатой синхронизированной коробкой передач и санитарные автомобили с удлиненной базой (3200 мм).

Опытные образцы автомобилей XM408 такой же грузоподъемности типа 6×6 были изготовлены фирмой Форд на удлиненной раме и фирмой Виллис модель XM443 E1.

Фирма Додж выпустила автомобиль грузоподъемностью 1 т типа 4×4 под названием Пауэр вагон. В специальном исполнении он был известен как M601 (Додж 300M). Выпускался и санитарный вариант M615. Этот автомобиль широко применяется во многих странах. На автомобиле установлен шестицилиндровый карбюраторный двигатель модели T137 мощностью 94 л. с. при 4000 об/мин.

Фирма Виллис в 1960 г. изготовила четыре опытных образца автомобиля XM грузоподъемностью 1 т: 676, 677, 678 и 679 типа 4×4 с кабиной, расположенной над двигателем. В этот же период на базе удлиненной рамы автомобиля Форд

Основные показатели	Модель автомобиля			
	CJ5D	CJ6D	CJ5K	CJ6K
Фирма-изготовитель	Виллис		Интернационал	
Вес в кг:				
собственный	1234	1265	1035	1094
полный	2040	2155	1630	1730
Полезная нагрузка в кгс	805	890	595	636
Отношение грузоподъемности к собственному весу	0,65	0,7	0,62	0,58
Габаритные размеры в мм:				
длина	3620	4120	3620	4120
ширина	1520	1520	1520	1520
высота с тентом	1910	1970	—	—
Колесная база в мм	2057	2565	2134	2442
Колеса в мм:				
передних колес	1230	1245	1308	1308
задних колес	1230	1245	1270	1270
Свес в мм:				
спереди	573	573	—	—
сзади	800	902	—	—
Дорожный просвет в мм:				
по днищу	205	220	195	210
по мостам	190	155	190	155
Максимальный угол въезда в град.	45	45	—	—
Угол съезда в град.	30	30	—	—
Тип двигателя	Дизель		Карбюраторный	
Число цилиндров	4		6	
Рабочий объем двигателя в л.	3,153		3,803	
Диаметр цилиндра в мм	88,9		95,25	
Ход поршня в мм	127		88,9	
Степень сжатия	16,5		7,6	
Максимальная мощность в л. с. и число оборотов в минуту	63/3000		100/3600	
Максимальный крутящий момент в кгс·м и число оборотов в минуту	19,8/1350		—	
Мощность:				
литровая в л. с./л	20,4		26,3	
удельная в л. с./т	30,9		59,8	
Скорость в км/ч:				
максимальная	90	90	100	120
минимальная	5	5	3	3
Радиус поворота в м	5,7	6,8	5,5	6,4
Максимальный преодолеваемый подъем в град.	30	30	30	30
Максимальный боковой крен в град.	22	22	22	22
Глубина преодолеваемого брода в см	550	580	580	580
Размер шин	6,00—16	7,00—16	8,55—15	8,55—15



Рис. 11. Грузовой автомобиль грузоподъемностью 1,25 т

терские M109 и M292 и тягач M60. После решения о замене карбюраторных двигателей дизелями был поставлен на производство автомобиль M35A1 грузоподъемностью 2,5 т типа 6×6 с многотопливным двигателем LDS427 и LD465 фирмы Континенталь. Все указанные выше модели автомобилей сначала выпускала фирма Студебекер, а затем фирма Американ Моторс.

Фирма GMC в период 1951—1953 гг. выпускала в большом количестве автомобиль грузоподъемностью 2,5 т типа 6×6 модели M211 с двойными шинами задних колес. На автомобиле установлен карбюраторный двигатель GM302M и автоматическая коробка передач. В семейство входили: самосвал M215; бензовозы M217 и M219; ремонтная мастерская M220; седельный тягач M222; автоцистерна M222.

Фирма Стил Корп. в этот же период создала автомобиль XM761 такой же грузоподъемности типа 6×6, который имел значительно меньший вес и большую грузоподъемность по сравнению с другими моделями.

Опытные образцы автомобилей XM410 грузоподъемностью 2,5 т типа 8×8 были изготовлены в 1959 г. фирмой Крайслер двух модификаций. Собственный вес автомобиля одной модели 4100 кг и другой — 5100 кг, с полезной нагрузкой 2400 и 2600 кг. На автомобилях установлен восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель соответственно мощностью 184 л. с. и 210 л. с. жидкостного охлаждения и трехступенчатая гидромеханическая трансмиссия с автоматическим переключением передач. Автомобили обладают плавучестью.

Параллельно с созданием автомобиля XM410 фирмой Вайрпул был создан автомобиль высокой проходимости XM521 с колесной формулой 8×8 (рис. 12) с

M151 был создан опытный образец автомобиля XM384 типа 8×8.

Автомобили грузоподъемностью 1,25 т создавались для замены устаревших моделей M34. В результате испытаний ряда опытных образцов автомобилей этого класса было принято решение разработать двухсекционный сочлененный автомобиль с колесной формулой 6×6 типа Гаме-Гоут. Изготовление такого автомобиля было поручено в 1959 г. фирме LTV (Линг-Темко-Оут). В 1960 г. был изготовлен и испытан опытный образец автомобиля. Результаты испытаний оказались положительными.

В 1962 г. была изготовлена опытная партия автомобилей 12 модификаций (рис. 10). В 1963 г. опытные образцы были испытаны в США и ФРГ вместе с другими опытными и серийными автомобилями на надежность и проходимость в условиях бездорожья.

Фирма Кайзер-Джип в 1965 г. на базе своего серийного автомобиля «Гладиатор» разработала специализированный вариант грузового автомобиля грузо-

подъемностью 1,25 т типа 4×4 (рис. 11). В числе их были автомобили: грузовой M715, санитарный M725, ремонтная мастерская M726, специальный автомобиль с кабиной над двигателем M724.

Фирма Джeneral Моторс корп. в 1970 г. предложила свой вариант автомобиля XM705 грузоподъемностью 1,25 т типа 4×4 с карбюраторным V-образным восьмицилиндровым двигателем Шевроле мощностью 140 л. с. Этот автомобиль проходил испытания вместе с усовершенствованным автомобилем XM715 того же класса фирмы Кайзер Джип.

Весьма распространен в США трехосный автомобиль GMS-CCKW грузоподъемностью 2,5 т типа 6×6. Были две модификации: M35 с двойными шинами задних колес и M34 с одинарными шинами размером 10,00—20 всех колес. На них устанавливали карбюраторный двигатель фирмы REO модели 0A331, а позднее двигатель фирмы Уайт. Имелись следующие модификации автомобилей: самосвалы M47, M59 и M342; седельные тягачи M48, M108 и M275; ремонтные мас-

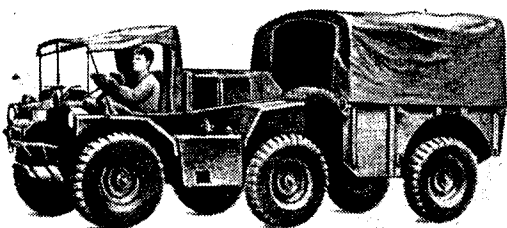


Рис. 10. Двухсекционный сочлененный автомобиль типа 6×6

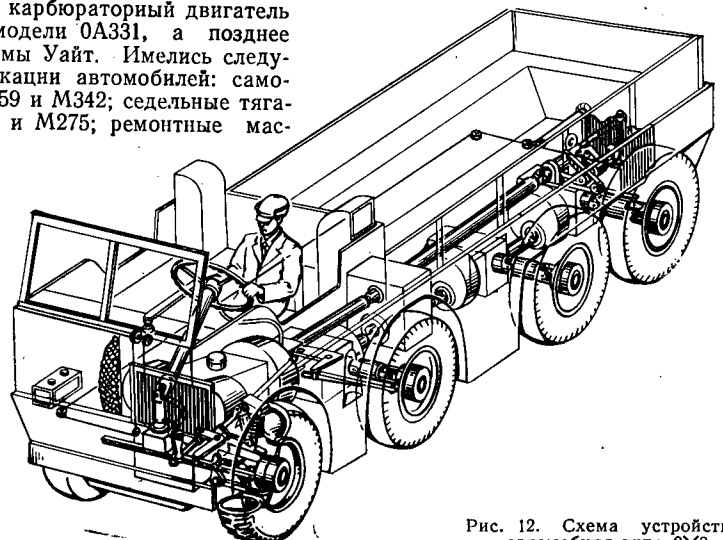


Рис. 12. Схема устройства автомобиля типа 8×8

кузовом несущего типа. В конструкции автомобиля широко используются легкие металлы, устойчивые против коррозии. Двигатель — четырехцилиндровый карбюраторный воздушного охлаждения с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров. Мощность его 105 л. с. при 3800 об/мин. Одной из основных особенностей конструкции автомобиля является размещение двигателя и агрегатов трансмиссии в водонепроницаемом отсеке между грузовой платформой и

днищем. Это создает благоприятные условия для работы агрегатов при преодолении автомобилем водных преград и при движении по грязным дорогам.

Подвеска колес — независимая, комбинированная с витыми пружинами и пневматическими баллонами.

Колеса двух передних осей автомобиля — управляемые. Минимальный собственный вес автомобиля, выполненного из алюминия, 2100 кг, грузоподъемность по дороге 2400 кг. Модель автомобиля

ХМ521 считается наиболее перспективной. О серийном изготовлении его пока неизвестно. Максимальная скорость автомобиля при движении по дороге 88 км/ч, а по воде 8,3 км/ч.

За последние два десятилетия в США было создано более 60 типов автомобилей грузоподъемностью 2,5 т с колесной формулой 4×4, 6×6 и 8×8, из них 34 — грузовых.

И. И. СЕЛИВАНОВ

УДК 621.317.738

ЭЛЕКТРОННЫЕ УСТРОЙСТВА К СТАНДАРТНЫМ СРЕДСТВАМ ИЗМЕРЕНИЯ ДЛИН И УГЛОВ

В НАСТОЯЩЕЕ время в измерительной технике широко используются достижения электроники. Оптико-механические и механические измерительные приборы оснащаются электронными приставками, электроконтактными преобразователями, фотоэлектрическими микроскопами, сигнальными, регистрирующими и другими электронными устройствами. Электроника расширяет область применения измерительных приборов, повышает их экономичность, производительность, надежность, объективность контроля. Вместе с тем микронными и долемикронными измерительными головками оснащаются электронные приборы и устройства: электроконтактные преобразователи, контрольно-сортировочные автоматы и др., изготавливаются приборы, сочетающие электронную, оптическую и механическую схемы. Выпускаются универсальные и инструментальные микроскопы с наведением по экрану и с цифровым отсчетом, оптические делительные головки с цифровым отсчетом, электронные делители и др. У инструментального микроскопа БМИ-ЦЭ с проекционным устройством и цифровым отсчетом, например, погрешность измерения линейных размеров $\pm 0,003$ мм, угловых $\pm 1'$.

В сочетании со стандартными измерительными приборами используются:

1) электронные приставки ГК-3 с измерительным рычагом бокового действия, подающие световой сигнал в момент контактирования измерительного рычага со стороной измеряемой детали, а также индуктивные или электроконтактные приставки, состоящие из преобразователя с измерительным рычагом бокового или осевого действия и работающие в сочетании с показывающим стрелочным прибором. Поиск максимального и минимального показаний, а также величина отклонения от заданного размера при измерениях определяется по шкале показывающего устройства, а размер проверяемой детали — по шкале прибора, на котором установлено электронное устройство;

2) электроконтактные преобразователи, оснащенные стандартной измерительной головкой по ГОСТ 3898—68;

3) электроконтактные измерительные головки по ГОСТ 3898—68, созданные на базе рычажно-зубчатой головки, механизм которой связан упругими элементами с электроконтактной системой, или электроконтактные пружинные головки по ГОСТ 11703—66 и др. Результаты измерений отсчитываются по шкале головки, одновременно на табло выдается световой сигнал соответствующего цвета

или команда станку при достижении заданного размера обрабатываемой детали. Головки применяются для активного и пассивного контроля.

Метод измерения при помощи электронных приставок к измерительным приборам обладает рядом метрологических достоинств: малым измерительным усилием, повышенной точностью визирования, возможностью проверки диаметра отверстия в разных сечениях и измерения относительным методом даже на приборах, предназначенных для измерений абсолютным методом. При измерениях отверстий особенно важна возможность настройки прибора на размер не по образцовому кольцу или по концевым мерам с принадлежностями к ним, а непосредственно по концевой мере с размером $L = D - 2d$ (D — номинальный диаметр отверстия; d — диаметр измерительного шарика), что значительно снижает погрешность измерения отверстий. Шарики можно аттестовать с погрешностью $\pm (0,1 \div 0,3)$ мкм.

Электроконтактная приставка МГ-1 («магический глаз») используется на универсальном микроскопе УИМ-21, а также на микроскопах типа БМИ, горизонтальных оптиметрах и других приборах для измерений внутренних и наружных размеров.

Эта приставка (рис. 1) имеет сменный измерительный наконечник 1, изолированный от массы прибора эбонитовой втулкой 2. Наконечник закрепляется при помощи хомута 3 на оправе 4 объектива микроскопа винтом 5. Выводы цепи сетки индикационной лампы 6 подключаются при помощи зажимов 7 и 8 к наконечнику 1 и к измеряемой детали (или к крепежному ее приспособлению).

Измерения на приборе с приставкой МГ-1 [1] выполняются последовательным контактированием наконечника с образующими измеряемого отверстия или со сторонами измеряемой детали при наружных измерениях. Момент контакта с ними наконечника (при поиске максимального или минимального показаний) определяется по индикационной лампе 6.

Отсчет по шкале прибора, на котором установлена приставка, производится в тот момент, когда светящийся сектор лампы неустойчив («мигающий»). Погрешность контактирования — не более 0,1 мкм.

Сектор лампы 6 при контактировании наконечника 1 принимает следующие положения: I — отсутствие контакта; II — измерительное усилие при контактировании близко к нулю; III — измерительное усилие чрезмерно велико.

Подобными по назначению и эксплуатации являются электроконтактные приставки ГК-3 [2], выпускаемые Ленинградским оптико-механическим объединением, и «магический глаз» к универ-

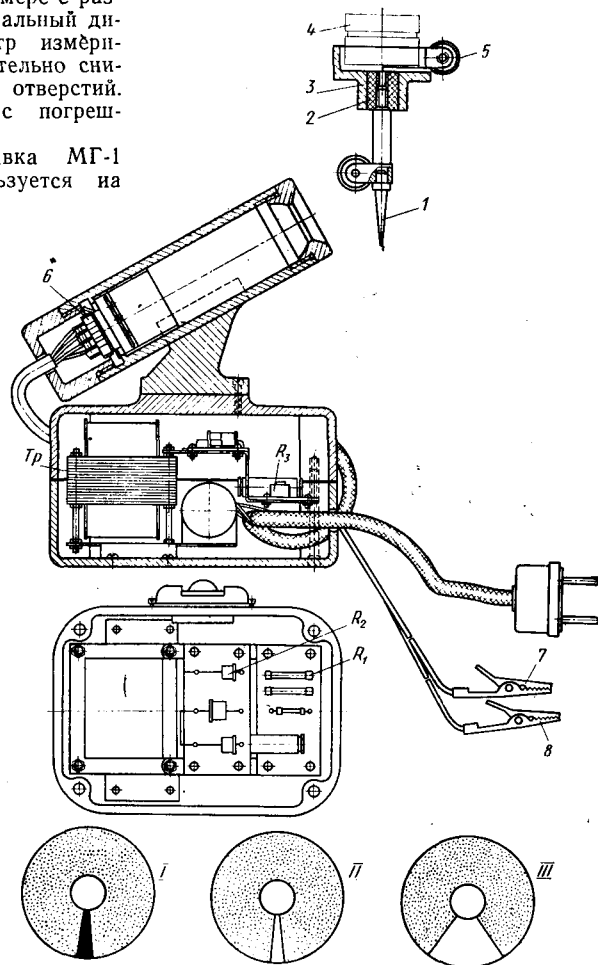


Рис. 1. Конструкция приставки МГ-1 и положения секторов лампы индикационной лампы

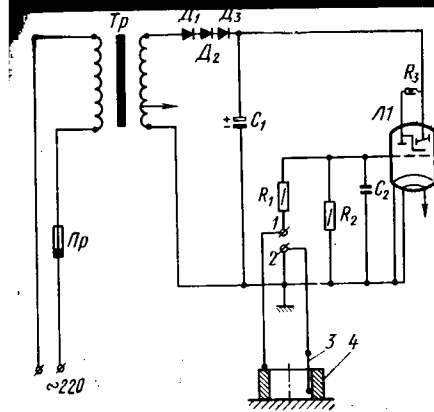


Рис. 2. Принципиальная схема электроконтактной приставки

сальному длиномеру фирмы Цейсс (ГДР).

Принципиальная схема этих приставок представлена на рис. 2. Цепь сетки индикационной лампы Л1 типа 6Е5С через выводы 1 и 2 подключается к измерительному наконечнику 3 и к измеряемой детали 4. В момент контакта наконечника с измеряемой деталью контакты электросхемы замыкаются, вызывая изменение потенциала смещения на сетке. Соответственно изменяется сектор затемнения на экране индикационной лампы Л1. Питание лампы Л1 осуществляется от сети напряжением 220 В через трансформатор Тр, выпрямитель по мостовой схеме Д1, Д2, Д3 с емкостным фильтром С1. Резисторы R1, R2, R3 и конденсатор С2 обеспечивают получение оптимального электрического режима работы схемы.

Другим типом электронного измерительного устройства является индуктивный преобразователь бокового действия, применяемый в сочетании с показывающим устройством для самостоятельных измерений наружных и внутренних размеров относительноным методом или совместно с оптическими измерительными приборами УИМ, ВМИ, ИЗМ, ИКГ, ИКУ и др.

Измерения размеров индуктивными преобразователями основаны на измерении индуктивности при перемещении измерительного стержня под воздействием изменения размера контролируемой детали, с которой контактирует наконечник. Для точных работ обычно применяются

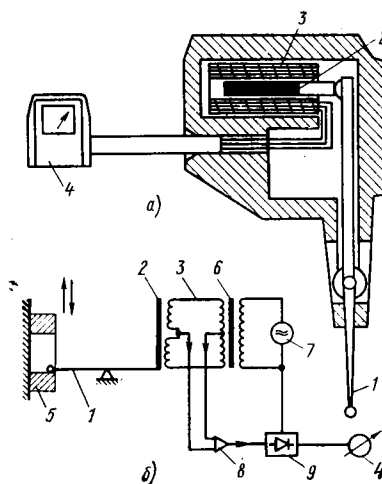


Рис. 3. Конструкция (а) и принципиальная схема (б) индуктивного преобразователя бокового действия

дифференциальные преобразователи, имеющие две катушки, между которыми помещен якорь датчика. При смещении якоря из нейтрального положения индуктивность одной катушки возрастает, а другой на ту же величину убывает.

Рабочий участок характеристики преобразователя в мм	Не менее $\pm 0,1$
Свободный ход рычага с якорем в мм	1
Измерительное усилие в сН	25 ± 5
То же на участке 0,1 мм от нейтральной линии	15 ± 5
Угол поворота внешнего плеча измерительного рычага в град.	180
Длина плеча рычага в мм	25
Отклонение от линейности характеристики от предела измерения в %	1
Усилие поворота рычага в кгс	0,5
Частота напряжения питания в Гц	Не более 10
Напряжение питания в В	Не более 1,5
Габаритные размеры преобразователя в мм	$70 \times 34 \times 15$

Такая схема обладает повышенной чувствительностью и улучшает линейность преобразователя. Катушки датчика включены в преобразовательную схему, представляющую собой, как правило, уравновешенный или неуравновешенный мост.

У преобразователя, показанного на рис. 3, а, б, движение измерительного стержня (рычага) 1 передается якорю 2, смещение которого относительно катушек 3 вызывает изменение индуктивности, регистрируемое стрелочным показывающим прибором 4.

Принципиальная электрическая схема индуктивного преобразователя бокового действия (идентичная и для преобразователей осевого действия) показана на рис. 3, б. Преобразователь состоит из якоря 2, смещающегося относительно катушек 3 измерительным рычагом 1 под воздействием изменения размера проверяемой детали 5, с которой рычаг 1 контактирует. Электронный блок включает в себя трансформатор 6, генератор переменного тока 7, усилитель 8, фазовый детектор 9 и стрелочный показывающий прибор 4 со шкалой.

Индуктивный преобразователь бокового действия БВ-6039 с промежуточным

контактом, изготовляемый заводом «Калибр», устанавливается на измерительных приборах, контрольно-сортировочных автоматах и др. Краткая техническая характеристика преобразователя следующая:

Индуктивные преобразователи применяются при измерениях размера калибры на универсальной измерительной машине швейцарской фирмы СИП (рис. 4, а), прямолинейности — на универсальном микроскопе (рис. 4, б) и др.

Технические характеристики электроконтактных приставок и преобразователей различных типов — МГ-1, ГК-3, «Магического глаза» фирмы Цейсс (ГДР), индуктивного датчика ГТ-30 с отсчетным устройством G-22 фирмы Теза (Швейцария) и электронного щупа G фирмы Хоммельверке (ФРГ), а также для сопоставления оптического устройства ИЗО, выпускаемого Ленинградским оптико-механическим объединением, приведены в таблице.

Большая часть электронных измерительных приборов оснащена регулирующими устройствами, выполненными, как правило, в виде переменных конденсаторов и сопротивлений, реже — магнитных шунтов, воздействие на которые осуществляется при помощи головок и др. Изменяя величину сопротивления, емкости или индуктивности, добиваются соответствующего изменения передаточного отношения, нулевого положения и

Основные показатели	Тип приставок и устройств					
	МГ-1	ГК-3	«Магический глаз»	ГТ-30	G	ИЗО
Пределы измерения в мм	От 0,7	1—13,5	1—50	От 1,5	От 2,75	От 5*
Диаметр измерительных шариков в мм	0,5; 2	0,5—3	0,8; 3	1; 2	2,5	—
Измерительное усилие в сН	0	0	0	10—20	20—100 (регулируемое)	10—15
Вариация показаний в мкм	0,1	—	—	До 0,2	—	± 2
Погрешность в мкм:						
контактирования	0,03	0,05	0,03	—	—	4
измерения**	$\pm (1 + 0,01L)$ на УИМ-21	± 2	$\pm (0,7 + 0,01L)$ при абсолютном и $\pm (0,7 - 1,0)$ при относительном методах измерения	0,2	—	$\pm (3 + 0,01L)$
Глубина измерения в мм	15	10	1—20	До 24	20	15
Масса в кг	2	6,1	6	0,4 (головка)	0,3 (головка)	0,6
Прибор, на котором устанавливается приставка: модель, тип	УИМ-21, ИКГ, ИЗМ и др.; БМИ	ИКГ, ИЗМ, ИКУ	Универсальный длиномер Цейсс	Штатив на плите и др.; УИМ, ИЗМ и др.	Штатив на плите; УИМ-21, ИЗМ и др.	УИМ-21, БМИ
наименьшая цена деления в мм	0,001; 0,005	0,001	0,001	0,005; 0,001; 0,0005	0,001 и менее	0,001; 0,005

* При специальном наконечнике — от 2 мм.
** L — длина измерения в мм.

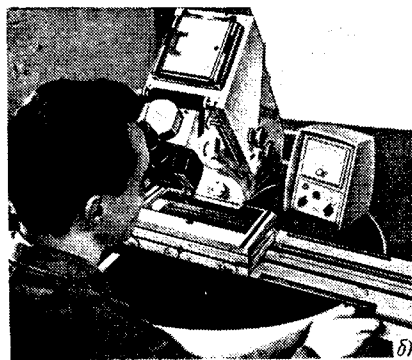
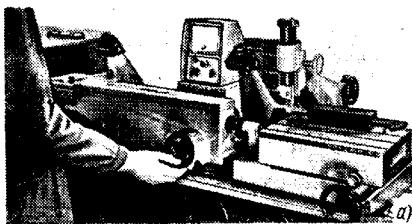


Рис. 4. Применение индуктивных датчиков на универсальной измерительной машине (а) и на универсальном микроскопе (б)

других параметров приборов.

Назначение регулировочных приспособлений, границы регулирования и использования электронных элементов обычно приводятся в руководствах, прилагаемых к приборам. Если в руководствах такие сведения не помещены, то наладка должна выполняться юстировщиком, разбирающимся в электронных схемах, или специалистом по электронике. Юстировщику, не имеющему специальных знаний по электронной технике, рекомендуется осуществлять наладку электронных приборов только в границах, строго оговоренных инструкциями. Если необходимы более широкие регулировочные операции, следует прибегать к помощи завода-изготовителя или специальной мастерской (централизованной базы), располагающей выездными группами, радиотехнической аппаратурой, контрольными мерами, аттестованными образцовыми деталями и необходимой для проверки всех метрологических параметров восстанавливаемых приборов технической документации (схемами приборов, описаниями, инструкциями по пользованию и наладке) и др.

Электронный измерительный прибор часто выходит из строя из-за повреждений сопротивления, конденсатора, электронной лампы или других элементов, а также из-за нарушения соединения в схеме прибора (плохая пайка, недостаточно надежно закреплены концы, плохой контакт и др.).

Электроконтактная приставка с индикационной лампой работает нормально, если в процессе измерения при замыкании контактов 1 и 2 (рис. 2) секторы лампы Л1 закрывают ее экран (положение Л1 на рис. 1), но не перекрываются, а чувствительность контакта достаточно высока. Это условие обеспечивается соответствующим подбором сопротивлений R_1 и R_3 .

Прибор не включается, если перегорел предохранитель Пр, произошел обрыв в сетевой обмотке трансформатора Тр, отсутствует контакт или имеется обрыв в проводе и вилке.

Перегорание предохранителя сразу после включения приставки в сеть свидетельствует о коротком замыкании в схе-

ме прибора или о межвитковом замыкании в одной из обмоток трансформатора. В этом случае заменяют предохранитель Пр. Если неисправность этим не будет устранена, то проверяют трансформатор и при необходимости исправляют его или заменяют другим.

Причиной перегорания предохранителя может быть неисправность диодов D_1 — D_3 или конденсатора C_1 . Другой признак непригодности диодов и конденсатора — перегрев трансформатора — может привести к его загоранию. Соответствующей проверкой устанавливают действительную причину и, заменив диод или конденсатор, устраняют неисправность.

При отсутствии зеленого свечения индикационную лампу Л1 следует заменить. Если заведомо исправная лампа не работает, причиной является обрыв в схеме.

Юстировка и ремонт измерительных приборов, на которых устанавливаются приставки, рассмотренные выше, подробно описаны в работе [3].

Во время эксплуатации при неисправности электроконтактной части измерительной головки (рис. 5) возникают следующие дефекты.

Замыкание контактов препятствует перемещению стрелки головки на полный предел измерения. Причиной является плохая сборка и регулировка рычагов 1 и плоских пружин 2 с контактами 3. Качественной их сборкой и регулировкой неисправность обычно устраняется. Другой причиной этого дефекта является неудачный выбор исходного положения регулируемых контактов 4 и 5.

Погрешность настройки контактов более допустимого возникает при ненадежной фиксации регулировочных винтов 5 и 4 гайками 6, при некачественной сборке плоских пружин 2 с контактами 3, что может привести к поломке пружин при эксплуатации, при коррозии и обгорании рабочей поверхности контактов 3 и 7.

Чтобы устранить неисправность, прежде всего надежно закрепляют регулировочные винты гайками 6, и если дефект не будет устранен, то последовательно зачищают контактные поверхности от коррозии и обгорания, промывают спиртом и протирают чистой полотняной салфеткой. Если этих операций недостаточно, то выполняют более тщательную сборку и регулировку пружин с контактами 3 и рычагов 1.

Причинами нестабильности замыкания контактов, превышающей нормированную величину, являются в основном загрязнение, коррозия или обгорание контактов 3 и 7, загрязнение измерительного стержня 8 и втулки 9, из-за чего заедает стержень 8. Следует промыть контакты, стержень, втулку и протереть их салфеткой. Стержень должен опускаться во втулку под действием собственного веса в свободном состоянии. При необходимости зачищают и промывают контактные поверхности.

Смещение настройки в течение заданного периода работы более допустимого вызывается загрязнением контактов 3 и 7, их износом (образование лунки на контакте 3 под действием контактного усилия), обгоранием, коррозией на контактной поверхности, эрозией, происходящей под действием электрического тока. Образование токонепроводящих пленок резко повышает контактное сопротивление. При наличии лунки особенно сказывается боковое смещение любого элемента пары передаточного механизма

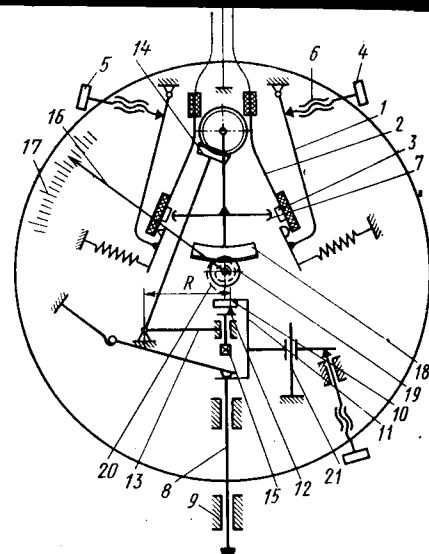


Рис. 5. Схема измерительной электроконтактной головки

(например, радиальный или круговой износ измерительного стержня при износе стержня, втулки и шпоночного штифта), приводящее к дополнительной погрешности показаний.

При ремонте сначала производят чистку контактов 3 и 7 и, если нужно, зачищают их. Притиркой устраняют неровности, образовавшиеся на плоских контактных поверхностях. Выполнением этих операций обычно устраняются дефекты, вызывающие неисправность электроконтактной системы головки.

Кроме того, часто наблюдается неисправность передаточного рычажно-зубчатого механизма головки. Если погрешности показаний головки превышают заданные нормы точности, то причиной является нарушение правильности передаточного отношения механизма вследствие его разрегулировки, износа рабочей поверхности плоского контакта 10 и насадке 11 стержня 8. При односторонней погрешности, направленной только в плюс или только в минус, достаточно незначительного поворота эксцентриковой пятки 12, сидящей на плече 13 зубчатого сектора 14. Поворот пятки 12 осуществляется тонким плоским ключом за квадратный хвостик 15. Изменение длины плеча R на 0,5 мм изменяет передаточное отношение на величину около 10%. Чтобы получить доступ к механизму, отвертывают три винта и снимают крышку. Доступ к механизму со стороны шкалы возможен после съема двух указателей границы поля допуска, стекла стрелки 16 с футером, промежуточного кольца шкалы 17, пружинного кольца и обода.

При наличии износа поверхности контакта 10 нужно ее притереть при помощи приспособления, выполненного на базе поперочной призмы типа I, размером 35×35×30 мм, класса точности 0 или 1 (ГОСТ 5641—59).

Если погрешность показаний имеет разносторонний знак (в плюс и в минус), то юстировку производят небольшим перемещением зубчатого сектора 18 вправо или влево относительно триба 19.

При вариации показаний, превышающей допустимую, основными причинами дефекта являются:

а) износ рабочей поверхности контакта 10, устраняемый как указано выше;

б) недостаточность зацепления зубчатого механизма вследствие ненормального действия волоска 20 (скручивание волоска, недостаточный его натяг). Следует снять волосок, уложить на чистое ровное стекло, помещенное на верстак, и править пинцетом и заостренной запылированной деревянной палочкой. Если волосок поврежден и не может быть исправлен, его заменяют;

в) неплавный ход измерительного стержня 8, вызываемый загрязнением измерительного стержня и втулки 9. Его устраняют промывкой бензином и протиркой чистой полотняной салфеткой. Стержень должен плавно опускаться во втулке под действием собственного веса;

г) износ осей зубчатого сектора, для устранения которого торцы осей полируют плоской деревянной палочкой с нанесенной на ней пастой ГОИ. Ось сектора зажимают в цанге настольного часового токарного станка;

д) некачественная сборка с корпусом головки платика с механизмом. В этом случае регулируют винтами, которыми зажимают нижний пластик к корпусу с разным усилием, но достаточно надежно.

Если измерительное усилие не соответствует заданному, то подгибают усик пружины вверх для уменьшения усилия или вниз — для его увеличения. Радиальный люфт измерительного стержня 8, возникающий при износе стержня и втулки 9, устраняют заменой втулки или стержня.

Круговой люфт измерительного стержня возникает при износе шпильки 21 и стенок прорези насадки 11. Чтобы устранить люфт, осторожно сжимают в ручных тисках стенки прорези насадки. При этом целесообразно поместить между стенками прорези закаленную шпильку, диаметр которой на 0,1 мм меньше диаметра запрессованной в корпус шпильки. После правки измерительный стержень должен опускаться в свободном состоянии во втулке под действием собственного веса без заеданий.

Смазке часовым маслом в механизме подлежат только трущиеся поверхности осей и каменных опор.

Ремонт электрореконтактных преобразователей, выпускаемых по ГОСТ 3898—68 и оснащаемых стандартными измерительными головками, содержит аналогичные операции.

Индуктивные преобразователи выходят из строя главным образом при попадании влаги внутрь из-за недостаточной их герметичности или ненормальных условий эксплуатации. Это приводит к порче катушек, закорачиванию контактов в клеммах, к ухудшению изоляционных качеств проводов. Исправляют преобразователь просушиванием его при нормальной температуре в течение суток, чистой клемм и разъемов. Если этого недостаточно, то датчик разбирают и находят место повреждения.

Преобразователи выходят из строя из-за повреждения кабеля или нарушения изоляции в местах соединений проводов с клеммами разъемов и монтажных плат. При этом могут заметно изменяться входные сопротивления датчиков, что вызывает нарушение линейности характеристики или даже изменение величины его передаточного отношения. Прежде всего следует просушить кабель и, установив место повреждения, устранить его. Если этого недостаточно для восстановления преобразователя, то кабель заменяют другим. Для индуктивных преобразователей рекомендуется специальный кабель.

У индуктивных преобразователей осевого действия тангенциальные усилия могут вызвать дополнительную погрешность передаточного отношения. Причинами этого являются: большой износ направляющих (скольжения или качения); ослабление крепления пружинной подвески или поломка пружин; неконцентричность пружин подвески, ввиду чего ось измерительного стержня (штока) непараллельна оси корпуса (шток установлен с перекосом). Также нежелательно перемещение штока непараллельно оси магнитопровода преобразователя и даже его параллельное значительное боковое смещение.

Износ рабочих поверхностей устраняют притиркой направляющих, заменой

шариков другими, несколько большего диаметра, определяемого по месту. В некоторых конструкциях преобразователей требуется небольшой натяг. Остальные дефекты устраняются качественной сборкой и регулировкой механизма. Неконцентричность пружин требует установки их в нормальное положение параллельно друг другу или замены пружин, у которых обеспечена более плотная посадка. Неправильное положение пружин снижает срок их службы. При сборке мембран или плоских пружин рекомендуется обеспечить натяг пружин (мембран) в одну сторону на всем пределе перемещения измерительного стержня, при этом натяг обеих пружин должен быть одинаковым.

Рассмотренные неисправности могут привести к неравномерности хода штока, устраняемой таким же путем.

Непостоянное измерительное усилие преобразователя наблюдается при неправильном положении пружин подвески в преобразователе. Тщательной его сборкой, установкой пружин в правильное положение дефект устраняется.

У преобразователей бокового действия (рис. 3, а) крепление измерительного рычага может быть ослаблено, что вызовет погрешность обратного хода и дополнительную погрешность показаний при тангенциальных усилиях на рычаг. Этот дефект устраняется имеющимися у некоторых преобразователей регулировочными винтами, а у других — заменой накладок другими, толщина которых определяется по месту.

Во всех случаях ремонта, особенно после сборочных операций, преобразователи необходимо обкатать на стенде с кулачковым механизмом и проверить.

ЛИТЕРАТУРА

1. Верхотуров Б. Я. — «Измерительная техника», 1962, № 9.
2. Данилевич Ф. М., Никитин В. А. — «Измерительная техника», 1963, № 1.
3. Эрвайс А. В. Юстировка и ремонт оптико-механических измерительных приборов в машиностроении. М., Машгиз, 1958.

М. М. КАПЛАН, А. В. ЭРВАЙС

УДК 629.113.058.8

ПРИБОР ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА

КАФЕДРОЙ «Двигатели внутреннего сгорания» Харьковского автомобильно-дорожного института разработан прибор, который позволяет значительно повысить точность измерения часового расхода топлива при стендовых испытаниях как карбюраторных двигателей, так и дизелей. С помощью прибора, имеющего два режима работы, измеряется время, в течение которого расходуется доза топлива, и суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя за это время, а также суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя за какой-либо промежуток времени.

Прибор (рис. 1) состоит из весового устройства, регистрирующих блоков и блока управления. В качестве весового устройства использованы стрелочные весы РН-10Ц13М с предельной нагрузкой 10 кгс. Погрешность показаний весов $\pm 0,1\%$ при полной нагрузке.

На грузовой площадке весов установлен стакан 1 для топлива. Питание двигателя 2 топливом осуществляется только из этого стакана через трубку 2. Топливо в стакан доливается через трубку 3 с электромагнитным клапаном 4. Управление этим клапаном осуществляется с помощью двух концевых микровыключателей 5 и 6, установленных на ограничителях хода противовеса 7 и реле, блокирующего микровыключатель 6.

Измеряемая порция топлива дозируется с помощью двух фотодиодов 8 и 9 типа ФД-2 и осветителя 10, установленного на призме стрелки весов. Фотодиод 8 смонтирован неподвижно и является ключом для пуска регистрирующего блока. Фотодиод 9 установлен на подвижной каретке 11, которая перемещается посредством зубчатой рейки и зубчатого колеса. Ось колеса связана с барабаном 12, имеющим диск со шкалой,

тарированной в граммах. Таким образом, мерная доза топлива устанавливается по шкале поворотом барабана 12. При этом фотодиод 9 перемещается в положение, соответствующее концу расхода этой дозы, и отключает регистрирующие приборы при попадании на него пучка света от осветителя 10.

При работе прибора в режиме автоматического измерения расхода топлива стакан заполняется топливом до тех пор, пока противовес 7 не достигнет упора. Поскольку упором является микровыключатель 6, он выключит электромагнитный клапан долива топлива. После отбора из стакана некоторого количества топлива наступит момент, когда луч света от осветителя 10 попадет на фотодиод 8. В нем возникнет электрический сигнал, по которому выключатся регистрирующие приборы (секундомер и счетчик суммарного числа оборотов).

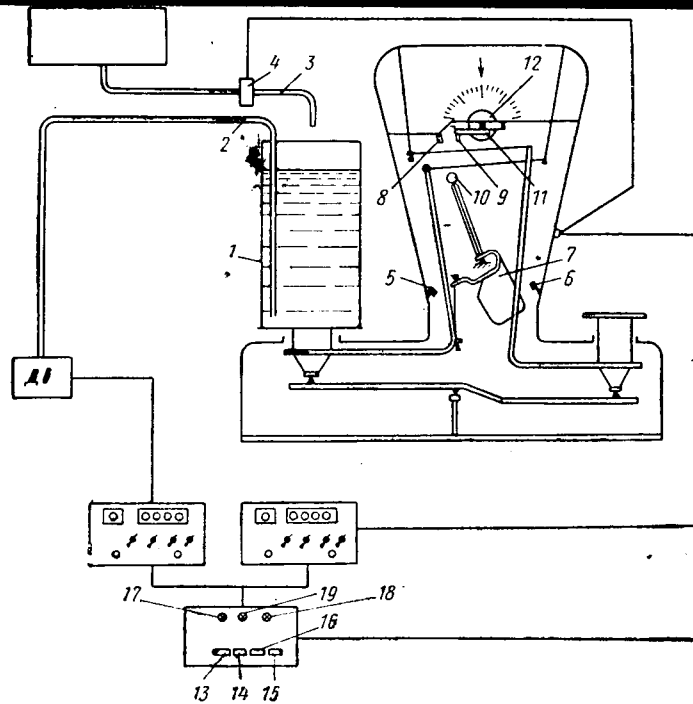


Рис. 1. Конструктивная схема прибора

После того как из стакана будет отобрана мерная доза топлива, луч света попадет на фотодиод 9, который подаст электрический сигнал на остановку регистрирующих приборов. Однако отбор топлива из стакана продолжается и наступит момент, когда противовес 7 станет на упор — микровыключатель 5 и включит электромагнитный клапан долива топлива.

При работе прибора в режиме измерения суммарного числа оборотов коленчатого вала двигателя осветитель отключается, а топливо доливается так же, как и в режиме измерения его расхода. Регистрирующие приборы при этом работают независимо от весового устройства.

Регистрирующий блок прибора состоит из двух полупроводниковых счетчиков ЕСА-3 с цифровой индикацией, имеющих скорость счета 10 000 импульсов в секунду. Погрешность счета отсутствует. Питание осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В. Один счетчик служит для счета суммарного числа оборотов коленчатого вала. Он считает электрические импульсы, возникающие в фотодиоде ФД-2 в момент освещения его через щели в экране, установленном на шкиве коленчатого вала двигателя. Другой счетчик работает в качестве секундомера. Он считает импульсы с частотой 100 Гц, вырабатываемые мультивибратором. Использование в качестве шкалы времени импульсов с частотой 100 Гц позволяет вести отсчет времени с погрешностью до 0,01 с.

Регистрирующие приборы установлены на отдельной стойке, в стороне от основного пульта управления стендом, и соединены с электрическими схемами весового устройства и блока управления штыревыми разъемами. Управляются они электрическими импульсами, поступающими с блока управления, вмонтированного в общую панель управления стендом. Блок имеет четыре кнопки: «Сеть» 13, «т» 14 (режим автоматического измерения топлива), «п» 15 (режим измерения суммарного числа оборотов коленчатого вала) и «Сброс» 16, а также

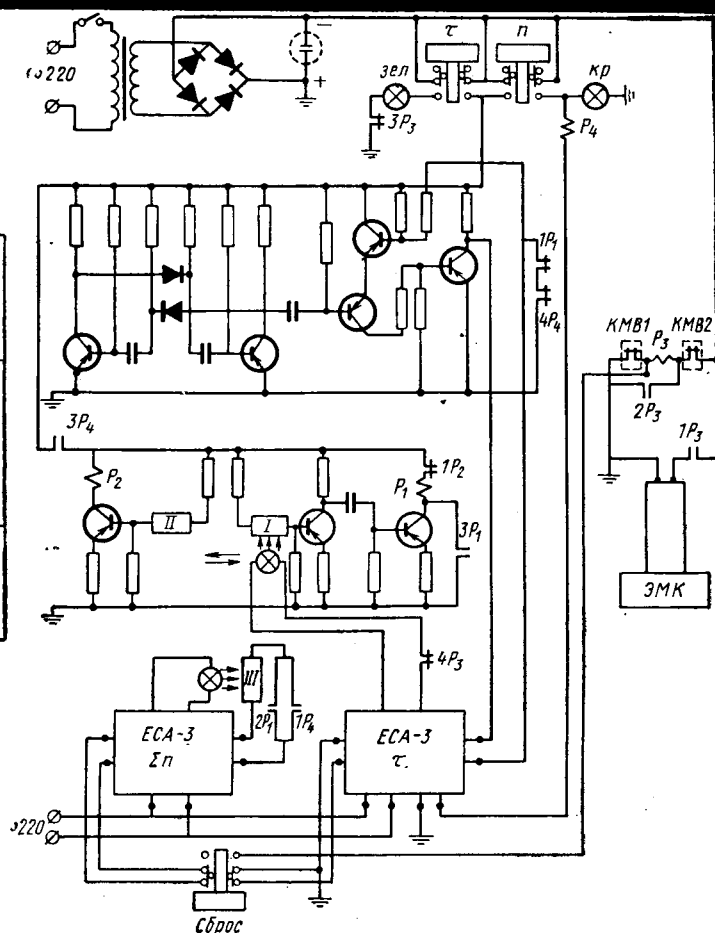


Рис. 2. Принципиальная электрическая схема прибора

лампочку 17 сигнализации включения сети и две цветные лампочки. Красная лампочка 18 сигнализирует о включенном счетчике оборотов, а зеленая 19 — о готовности прибора к измерению расхода топлива.

Все элементы прибора, за исключением счетчиков ЕСА-3, работают от постоянного тока напряжением 12 В.

При включении кнопки «Сеть» (рис. 2) ток напряжением 12 В подается в электрическую цепь прибора. Если топлива в мерном стакане нет, нормально разомкнутый контакт концевой микровыключателя КМВ1 замкнут. Следовательно, катушка электромагнита реле окажется под током, реле работает и замкнет нормально разомкнутые контакты 1Р₃, 2Р₃ и разомкнет нормально замкнутые контакты 3Р₃ и 4Р₃. Первая пара контактов 1Р₃ включает электромагнитный клапан ЭМК долива топлива, а вторая пара контактов 2Р₃ заблокирует контакты КМВ1, и реле Р₃ остается включенным до заполнения стакана. Нормально замкнутый контакт 3Р₃ разомкнет цепь сигнальной зеленой лампочки, а контакт 4Р₃ — цепь осветителя фотодиодов секундомера.

После заполнения стакана топливом контакт концевой микровыключателя КМВ2 разомкнется и отключит реле Р₃, которое выключит электромагнитный клапан долива топлива и включит зеленую лампочку, сигнализирующую о том, что прибор готов к измерению, и лампочку осветителя фотодиодов I и II типа ФД-2 секундомера.

Для автоматического измерения расхода топлива нажатием кнопки «т»

включается ток на мультивибратор и фотоусилители. По шкале барабана на весовом устройстве устанавливают мерную дозу. По мере расхода топлива из стакана наступит момент, когда пучок света осветителя попадет на фотодиод I. Он откроется, и через него пойдет ток. Пройдя через двухкаскадный фотоусилитель, ток включит реле Р₁. При этом контакты 1Р₁ включают подачу импульсов с формирователя сигналов мультивибратора к счетчику-секундомеру, а контакты 2Р₁ — фотодиод III типа ФД-2 счетчика оборотов. Нормально разомкнутый контакт 3Р₁ замкнется, и реле Р₁ остается включенным до отбора мерной дозы из стакана.

После отбора дозы пучок света от осветителя попадет на фотодиод II. Он откроется, и через него пойдет ток, который, пройдя через фотоусилитель, включит реле Р₂. При этом контакты 1Р₂ разомкнутся и выключат реле Р₁, а оно в свою очередь отключит фотодиод III счетчика суммарного числа оборотов и секундомер.

После того как показания секундомера и счетчика оборотов будут записаны, нажатием кнопки «Сброс» показания приборов устанавливаются на 0. При этом шунтируются разомкнутые контакты КМВ1, включая реле Р₃, а следовательно, и электромагнитный клапан долива топлива. После заполнения стакана топливом электромагнитный клапан отключится и прибор будет готов к измерению расхода топлива. Прибор включается автоматически после отбора некоторого количества топлива из стакана, так как кнопка «т» осталась включенной. Чтобы

рения расхода топлива, необходимо кнопку «т» нажать до упора и отпустить. Она вернется в исходное положение и отключит питание мультивибратора и фотоусилителей.

При работе прибора в режиме измерения суммарного числа оборотов коленчатого вала двигателя время измерения (обычно 1 мин) задается электромеханическим счетчиком импульсов, имеющимся на счетчике-секундомере.

Нажатием кнопки «п» включается красная лампочка, сигнализирующая о включении режима и реле P_4 . Нормально разомкнутые контакты $1P_4$ включают питание фотодиода III , а нормально замкнутые контакты $4P_4$ — подачу импульсов на секундомер.

Поскольку катушка реле P_4 включена

контакты реле, управляющего исполнительным механизмом (реле в схеме прибора ЕСА-3), то при достижении заданного времени измерения электромеханический счетчик останавливает счет и выключает реле P_4 , которое отключает питание фотодиода III и запирает подачу импульсов на секундомер.

Нажатием кнопки «Сброс» показания на цифровом табло приборов ЕСА-3 сбрасываются и включается реле P_4 . Прибор снова начинает счет суммарного числа оборотов коленчатого вала двигателя. Для выключения режима необходимо кнопку «п» нажатием возвратить в исходное положение.

По мере расхода топлива в этом режиме доливается в стакан автоматический электромагнитным клапаном, управ-

ление которым осуществляется концевыми микровыключателями $KMB1$ и $KMB2$.

Во время стендовых испытаний двигателя, не требующих измерений расхода топлива и суммарного числа оборотов коленчатого вала, питание двигателя топливом обеспечивается разработанным прибором.

В этом случае достаточно включить ток в систему долива топлива нажатием кнопки «Сеть». Топливо доливается автоматически электромагнитным клапаном, управляемым концевыми микровыключателями $KMB1$, $KMB2$ и реле P_3 .

Канд. техн. наук А. И. МИЩЕНКО

Харьковский
автомобильно-дорожный институт

УДК 629.113.013.23:656.13.08

Различные виды бамперов для грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов

В СВЯЗИ с увеличением скорости движения к автомобильным транспортным средствам всех видов предъявляются повышенные требования безопасности. Анализ дорожно-транспортных происшествий показывает, что наиболее тяжелыми случаями являются фронтальные столкновения и наезды сзади легковых, грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов.

Автомобили-самосвалы и автопоезда при выполнении маневров на погрузочно-разгрузочных площадках должны свободно передвигаться, не получая повреждений при случайных соударениях с погрузочными механизмами и рампами.

Эти требования выполняются установкой на определенном уровне сзади на указанных выше автомобилях специальных предохранительных брусев—бамперов, смягчающих удар при столкновении.

В последнее время за рубежом отмечается тенденция к оснащению грузовых автомобилей большой грузоподъемности бамперами, назначение которых заключается в погашении значительной доли кинетической энергии удара при столкновении автомобиля с подвижными или неподвижными объектами, а также в предотвращении наезда на малогабаритные транспортные средства при движении как вперед, так и назад.

По рекомендациям Европейского экономического сообщества бамперы следует устанавливать на всех грузовых автомобилях, имеющих задний свес 1000 мм и более или если нижний конец кузова находится на высоте 700 мм и более над уровнем дорожного полотна.

Результаты исследований, проводимых производственными, транспортными и ис-

следовательскими фирмами, подтверждают высокие эксплуатационные качества бамперов, устанавливаемых на грузовых автомобилях и автопоездах.

Бампер имеет жесткую конструкцию рамного типа, состоящую в основном из четырех элементов: горизонтально расположенного полого металлического бруса; двух вертикальных кронштейнов, с помощью которых брус крепится к лонжеронам рамы; резиновых амортизаторов подушечного типа; дополнительных элементов, обеспечивающих защиту габаритных огней и указателей поворотов.

Поперечное сечение бруса — квадратное, круглое или прямоугольное. Часто брус изготавливается из стального проката (швеллера). Оптимальная высота установки — в пределах 380—510 мм над уровнем дорожного полотна при полной нагрузке автомобиля. Если брус установлен на высоте 600 мм и более, он перестает выполнять свои защитные функции. Согласно рекомендациям Европейского экономического сообщества длина бруса должна быть несколько меньше ширины автомобиля, но не короче чем на 100 мм с каждой стороны.

Кронштейны применяются двух типов: либо вертикально расположенные отрезки швеллера, либо сварные коробчатые стальные косынки. В некоторых случаях кронштейны дополнительно усиливают уголками, которые, как и кронштейны, одной стороной прикрепляются с помощью электросварки к лонжеронам рамы, а другой — к брусу. Обязательное условие, которому должна удовлетворять конструкция бампера, — разрушаться при столкновении.

Расчет элементов бампера выполняют

по заданным величинам его деформации, средней массы автомобиля и средней скорости движения. По этим величинам находят среднюю максимальную нагрузку на брус и кронштейны. Исходя из полученной нагрузки, определяют поперечное сечение элементов [1 и 2].

Кроме бруса, устанавливаемого сзади автомобиля, некоторые фирмы применяют также дополнительные боковые бамперы в виде трубчатых ограждений.

Для испытаний бамперов за рубежом применяется несколько методов, в частности посредством маятника с плоской ударной поверхностью. Вес маятника равен весу автомобиля в снаряженном состоянии с водителем. Однако наиболее распространен метод ударного испытания, когда тележка с бампером разгоняется либо энергией падающего груза (через систему блоков), либо сжатым воздухом до соударения с жестко закрепленным препятствием. Процесс удара фиксируется кинокамерами.

Подробные сведения о методах испытаний приведены в работах [3 и 4].

ЛИТЕРАТУРА

1. „Product Engineering“, 1968, т. 39, № 1, с. 43—45.
2. „Automotive Engineering“, 1970, т. 78, № 12, с. 30—31.
3. „Automobiltechnische Zeitschrift“, 1969, т. 71, № 10, с. 335—360.
4. „Paper American Society Mechanical Engineers“, 1971, № Vibr. 107, с. 11.

С. П. МАРКЕЛОВ, Ю. Н. КРЫЛОВ

Применение современных водорастворимых веществ для смазки форм

В настоящее время все чаще применяются водорастворимые смазки для форм, предназначенных для литья под давлением. При выборе сырьевых материалов для смазки руководствуются тем, что она должна быть недорогой и недорогой.

Многие смазывающие вещества составлены на основе минеральных, животных, растительных или синтетических масел, восков и жиров. Часто используются пигменты, особенно графит и алюминий. Кроме того, добавляются специальные вещества, которые фирмы-изготовители не раскрывают. Эти вещества необходимы в основном для увеличения стойкости форм, улучшения разделительных свойств и для коррозионной защиты. При использовании водорастворимых смазок должна быть правильно подобрана максимальная температура смачивания на поверхности нагретых форм, т. е. при которой сохраняется разделительная пленка. Только при такой температуре образуется равномерная пленка с хорошими смазывающими свойствами. Было исследовано, как влияют на температуру смачивания давление, расстояние от разбрызгивающей головки, расход смазки, концентрация и вязкость.

При небольшом расстоянии температура смачивания увеличивается значительно, повышение давления и расхода смазки также влияет на увеличение температуры.

Состав и концентрация смазывающих веществ также влияют на максимальную температуру смачивания. В случае повышенной вязкости расплавленных веществ максимальная температура смачивания почти не изменяется, так что можно уменьшить расход смазки. Правильно составленные смазывающие водорастворимые вещества в сочетании с приборами для смазки составляют значительный прогресс в области повышения качества, экономичности и безопасности в литейном производстве.

«Giesserei», февраль 1975, т. 62, № 3, с. 53—59.

Усадочные раковины на поверхности отливок

При использовании эвтектических алюминий-кремниевых сплавов для изготовления отливок наиболее частой причиной возникновения брака являются наружные усадочные раковины. Многие специалисты считали, что эти погрешности вызваны применением сплавов с пластинчатой структурой и их поведением при затвердевании. В ФРГ в Литейном институте в г. Аахене исследованы причины возникновения этих раковин на поверхности отливок из эвтектических алюминий-кремниевых сплавов следующего состава:

Исследования проводились на тонких пластинках размером 206×110×5 мм и вкладышах подшипников. Температура заливки в песчаные формы составляла 600—930°C. Заливка выполнялась по двум литникам с продольной стороны.

Визуальный контроль отливок показал, что усадочные раковины не возникают при чисто пластинчатой структуре, например при литье в кокиль (толщина стали 30 мм), образование раковин ярко выражено при смешанной пластинчатой и зернистой структуре, в случае использования доэвтектических сплавов наблюдается незначительное образование наружных усадочных раковин, при добавках 0,5% магния значительно уменьшается образование наружных раковин, добавки натрия или стронция не влияют на образование раковин.

„Aluminium“, февраль 1975, т. 51, № 2, с. 165—167.

Новый пресс для горячей штамповки

В цехе для горячей штамповки фирмы Doncasters Sheffield Ltd установлен новый пресс усилием 1000 тс. Пресс оснащен специальной системой для контроля толщины поковок в пределах необходимого допуска. В верхней части пресса расположено приспособление для захвата и вращения верхней части инструмента, а в основании пресса — приспособление для изготовления круговых поковок. Максимальное усилие осадки нового пресса равно 1160 тс, усилие для смены инструмента — 20 тс. Максимальная закрытая высота пресса составляет 2645 мм, наибольший ход — 1375 мм. Пресс развивает такие скорости штамповки: наименьшую 12 и наибольшую 74 мм/с. Существуют три скорости обратного хода: 43, 129 и 257 мм/с.

На прессе будут изготавливаться поковки различной формы. Для его обслуживания может применяться манипулятор, который передает нагретые заготовки от печей.

„Machinery and Production Engineering“, январь 1975, т. 126, № 3243, с. 112.

Штамповка буферов

На одном из четырех заводов Woodhaven для штамповки автомобильных деталей компании Ford Motor Co изготавливаются детали буферов из высокопрочных сталей для автомобилей. Для изготовления штампов используется сталь «Type 57» (Bethlehem Bearcat), поэтому срок службы инструмента очень высок. Например, перед новой установкой штампов было изготовлено около 500 000 заготовок из стали с пределом текучести 56,24 кг/мм². В основном производится заготовки размером 1980×304 мм. Они обрабатываются на прессах усилием 2000 тс в штампе с двойной полостью и

на прессах усилием 550 тс в обычных штампах. Инструментальная сталь «Bearcat» обладает высокой ударной вязкостью, стабильностью размеров при термической обработке, хорошей механической обрабатываемостью и хорошо сваривается.

„Automotive industries“, январь 1975, т. 152, № 1, с. 33.

Выбор материала и его предварительная обработка для индукционной закалки

Для успешного проведения индукционной закалки стали и чугуна важно правильно подобрать состав обрабатываемого материала, потому что при индукционном нагреве структурные превращения должны происходить довольно быстро. Содержание углерода в стали должно быть не более 0,35—0,8%. При более высокой концентрации в структуре появляется большое количество остаточного аустенита и поэтому понижается твердость поверхности. Легирующие элементы должны иметь относительно высокую растворимость карбидов. В связи с этим особенно трудно обрабатывать стали с содержанием более 1,2% хрома.

Наиболее благоприятной для индукционной закалки является мелкозернистая структура перлита, потому что в случае крупных зерен в мартенсите обнаруживаются большие ферритные области. При этом невозможно получить высокую износостойкость деталей, а твердость поверхности неравномерна. Чтобы получить высокую твердость материала после индукционной закалки, нужно применять улучшенные стали.

Перед индукционной закалкой детали из сталей (например, С35, С45 или С55) необходимо подвергнуть нормализации. Обезуглероживание поверхности слоя надо удалить. Детали из ковкого чугуна с перлитной структурой закаляют, если содержание углерода составляет 0,4—0,6%. Детали из чугуна с пластинчатой или шаровидной графитом можно подвергать индукционной закалке при соблюдении следующих условий: должно быть достаточное количество связанного углерода (минимальная его концентрация для серого чугуна составляет 0,4%), общее количество углерода не должно быть слишком высоким во избежание появления закалочных трещин (C_{max} для пластинчатого графита составляет 3,2%), содержание кремния должно находиться в пределах 1,3—2,5%, содержание фосфора не должно превышать 3%, а серы — 0,1%. „Metallbearbeitung“, январь 1975 г., т. 29, № 1, с. 5—6.

Автоматическая машина для сварки лонжеронов

Сварка продольных балок для грузовых автомобилей без деформации затруднена. В Англии сконструирована и изготовлена фирмой Brown-Boveri Co машина для дуговой автоматической сварки лонжеронов грузовых автомобилей. Машина оснащена четырьмя головками. Лонжероны на ней свариваются в фиксированном положении. На этой машине все четыре шва лонжерона свариваются одновременно.

Чтобы обеспечить постоянное качество шва, все четыре головки двигаются вдоль

Сплав	Химический состав в %				
	Si	Fe	Cu	Zn	P
AlSi	12,5	0,1	0,008	0,031	0,013
AlSi	12,0	0,11	0,002	0,024	0,014
AlSi	12,0	0,1	0,003	0,025	0,017

изделия с помощью пневмоуправляемых направляющих роликов. На щитке пульта управления машины приборы показывают режим сварки всех четырех головок. Максимальная скорость сварки составляет 10 м/мин.

„Welding and Metal Fabrication“, январь—февраль 1975, т. 43, № 1, с. 56.

Контроль свойств формовочных смесей на искусственном связующем

В ФРГ разработаны и изготовлены новые приборы для контроля свойств формовочных смесей на искусственном связующем.

мочной смеси на искусственном связующем. Приборы опробованы в литейных цехах фирмы Buderus. Предельная прочность при изгибе контролировалась с помощью неразъемного стержневого ящика. При этом стержни уплотнялись равномерно засыпкой или наддувом. Склонность к образованию трещин контролировалась путем теплового удара. Для этого применяли неразъемный стержневой ящик и горелку. Для контроля горячей деформации форм и стержней использовалось дополнительное приспособление к обычному прибору для испытания прочности. Плоский образец в нагре-

вательной камере подвергали тепловой нагрузке и измеряли степень деформации. Скорость прогрева и отверждения измеряли на простом цилиндрическом образце. При помощи заливочного устройства с пробными стержнями можно выявить склонность к образованию волосов при заливке и возможную степень шероховатости поверхности отливки. Во всех испытаниях использовались специальные неразъемные стержневые ящики конструкции фирмы Buderus.

„Giesserei“, январь 1975, т. 62, № 1, с. GK 2.

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 621.43.43

Ю. И. Будыко, Ю. В. Духнин, В. Э. Коганер, К. М. Маскенов. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. Л., «Машиностроение», 1975.

РАЗВИТИЕ современных систем питания автомобильных двигателей легкого топлива неразрывно связано с широким применением впрыска, обладающего преимуществами по сравнению с карбюраторным питанием. Системы впрыска, главным образом системы с электронным управлением, во все больших масштабах используются на легковых автомобилях ведущих зарубежных фирм. К настоящему времени в нашей стране Центральным научно-исследовательским институтом топливной аппаратуры совместно с заводами отрасли также проделана большая работа по созданию аппаратуры впрыска топлива с электронным управлением. Производство аппаратуры начато Ленинградским карбюраторным заводом им. Куйбышева.

Рецензируемая книга является первой в технической литературе монографической публикацией по этой актуальной тематике. До сих пор она была представлена только статьями информационного направления и отдельными брошюрами.

Книга состоит из девяти глав.

Первая глава посвящена классификации и анализу основных схем систем впрыска, которым предпослан краткий обзор истории развития систем питания автомобильных двигателей. Критериями предлагаемой классификации служат место подачи топлива, способы подачи, типы топливоподающих узлов, основные параметры и способы регулирования. Приведены примеры классификации со сравнением конкретных вариантов систем.

Во второй главе рассматривается регулирование двигателей с впрыском топлива. Здесь сформулированы основные принципы построения схем регулирования с учетом особенностей эксплуатации двигателя на автомобиле. Описаны выполненные конструкции и даны их характеристики. Особо авторы остановились на регулировании состава смеси при пуске и прогреве двигателя и на путях реализации программы.

В третьей главе характеризуются современные системы впрыска, используемые на зарубежных автомобилях. Охвачены все системы, применяемые в настоящее время. Приведены сведения об установке систем впрыска тех или иных типов на автомобили различных иностранных фирм и данные по параметрам двигателей с впрыском.

Четвертая и последующие главы трактуют конкретные вопросы конструкции, расчета и исследования узлов аппаратуры впрыска с электронным управлением.

В четвертой главе освещена общая система подачи топлива. Даны показатели основных элементов системы: бензонасосов, клапанов, топливных фильтров, в центре внимания находится главный дозирующий орган системы — электромагнитная форсунка.

В пятой главе предметом рассмотрения является дозирование топлива в электромагнитной форсунке. Специально выделен вопрос о пульсации давления топлива в системе, о методах расчета пульсации и приемах гашения.

В шестой главе показано, как определяется программа топливоподачи аппаратуры впрыска на основе анализа зависимости показателей двигателя от режима работы и условий окружающей среды. Подробно рассмотрены методика построения программы и пути получения необходимых для построения программы экспериментальных данных.

Глава седьмая посвящена принципиальным схемам электронных блоков и конструкциям датчиков в системах впрыска. Она сообщает материалы по элементарным принципиальным схемам электронных устройств, входящих в электронные блоки. Далее на основе этого материала анализированы полные схемы электронных блоков, используемых в отечественной и зарубежной аппаратуре впрыска.

В восьмой главе содержатся данные о работах по применению аппаратуры впрыска на отечественных двигателях, об установке аппаратуры на двигателях и о параметрах двигателей с впрыском. Кроме того, предложены краткие сведения о токсичности отработавших газов двигателей с впрыском топлива.

В последней, девятой, главе раскрыты практические вопросы эксплуатации автомобилей, оборудованных аппаратурой впрыска, диагностирования типичных неисправностей, а также приведены способы их устранения и методы проверки и настройки узлов аппаратуры.

К книге приложена обширная библиография на русском, английском и немецком языках.

В книге освещен весь комплекс вопросов, связанных с рассматриваемыми проблемами. Несомненное достоинство книги заключается в том, что ее основу составляет оригинальный, впервые публикуемый материал, обобщающий результаты многолетних научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию отечественной аппаратуры впрыска с электронным управлением, в выполнении которых ведущая роль принадлежала авторам книги. Впервые также даны необходимые теоретические обоснования создания такой аппаратуры. Описание сопровождается анализом итогов испытаний опытных образцов аппаратуры. По каждому из узлов предложены примеры промышленных решений.

Авторы успешно преодолели сложности, возникающие при изложении специфического материала по электронному управлению блоком, используя метод последовательного перехода от элементарных электронных схем, широко представленных в литературе, к сложным устройствам — электронным схемам промышленных образцов аппаратуры впрыска, описанным впервые.

Бесспорна практическая ценность рекомендаций по диагностированию аппаратуры, устранению ее неисправностей, проверке и настройке ее узлов.

Книга не лишена некоторых недостатков. Так, объем раздела, посвященного токсичности отработавших газов, представляется недостаточным, а сообщаемые в нем сведения неполными.

Следовало бы дополнить экспериментальными данными разделы, содержащие характеристики двигателей с впрыском топлива, и привести обобщающий анализ этих характеристик.

Желателен больший объем конструктивных материалов по двигателям с впрыском топлива. Были бы интересны как окончательно завершённые модели, так и промежуточные варианты, позволяющие показать пути совершенствования конструкции и повышения показателей двигателей на конкретных образцах.

В целом рецензируемая книга, написанная на высоком научном уровне, является существенным вкладом в литературу по системам питания современных автомобильных двигателей.

Д-р техн. наук Н. Х. Дьяченко

УДК 621.43.032

Конструктивные параметры и механическая напряженность кулачковых валов топливных насосов дизелей. Мазниг М. В., Грибцов В. А. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Приведены результаты расчетно-экспериментального анализа кулачковых валов топливных насосов современных автомобилей дизелей и оценивается уровень напряженности этих валов. Табл. 1. Рис. 3. Вибл. 6.

УДК 621.822:629.113<313>

Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала. Авдонькин Ф. Н., Денисов А. С. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Приведена приближенная методика прогнозирования технического состояния подшипников автомобильных двигателей. Табл. 2. Рис. 3. Вибл. 2.

УДК 621.43:629.113

К вопросу создания автомобильных двигателей с малотоксичным выпуском. Керимов Н. А., Мехтиев Р. И., Маскенов К. М. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Изложены результаты работ по созданию двигателя с факельным зажиганием и непосредственным впрыском бензина с одновременным улучшением топливной экономичности и снижением токсичности. Рис. 4. Вибл. 5.

УДК 629.113:621.43

Построение эпюры распределения радиальной силы поршневого кольца. Голицын Ю. А., Калинин А. Н., Кузнецов Л. В. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Изложен метод построения эпюры распределенной радиальной силы поршневого кольца по результатам измерения опорных реакций на шестнадцатипоршном эпюромере с использованием метода графического интерполирования. Табл. 1. Рис. 3. Вибл. 3.

УДК 621.25:629.113

Выбор кривых профиля статора пластинчатых насосов. Лызо А. П., Травкин Ю. Е., Князева Л. Г. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Анализируются кривые на рабочих участках профиля статора по форме и величине ускорения, которое они сообщают пластинам насоса. Предлагается на рабочих участках профиля статора кривые рассчитывать из условия постоянства передаваемого пластинам ускорения путем синтеза с помощью ЭВМ из уравнений параболы и прямой. Рис. 2.

УДК 629.113.014.5

Травмобезопасное рулевое управление автомобиля ГАЗ-24 «Волга». Сорокин А. М., Гуськова Г. Ф. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Подробно рассмотрена конструкция энергопоглощающей муфты травмобезопасного рулевого управления автомобиля ГАЗ-24 «Волга». Рис. 2. Вибл. 2.

УДК 629.113.001.1

Определение радиусов качения колеса с пневматической шиной. Вирабов Р. В. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Дается вывод зависимости радиуса качения эластичного колеса от продольной силы для всего возможного по сцеплению диапазона ее изменения. Рис. 3. Вибл. 7.

УДК 629.113-585.2

Исследование легкового автомобиля с трансмиссиями различных типов. Есеновский-Лашков Ю. К., Карунин А. Л., Румянцев Л. А., Ягант А. И. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Рассматривается конструкция диапазонной гидропередачи и приводятся результаты сравнительных испытаний легкового автомобиля малого класса с трансмиссиями различных типов. Табл. 3. Рис. 5.

УДК 629.113.014.5:62-3

Исследование гидравлической характеристики распределителя гидросилителя руля. Миронов В. М., Ганеев В. Е. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Даны методика и результаты определения расхода рабочей жидкости в распределителе с осевым управлением в зависимости от перемещения золотника, перепада давления и зазора в паре корпус распределителя — золотник. Приведен способ изменения гидравлической характеристики распределителя. Рис. 4.

УДК 629.113.004

К оценке безопасности движения автомобиля. Мусарский Р. А. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Предлагается критерий оценки безопасности движения автомобиля. На основе теории выбросов случайных процессов и уравнений динамики автомобиля в вертикальной и горизонтальной плоскостях этот критерий связывается с параметрами, характеризующими реакцию водителя, условия движения и параметры автомобиля. Рис. 4. Вибл. 5.

УДК 62-492:676.76

Порошковые полнмерные краски. Ванюков А. Г., Никоноров В. И., Рягузова Г. В., Сафутин А. Е. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Рассматриваются преимущества и области применения порошковых полимерных красок в автомобилестроении, приводятся физико-механические, защитно-декоративные и другие свойства порошковых покрытий в сравнении с другими системами, описываются технологические схемы и режимы нанесения порошковых полимерных красок. Табл. 1. Вибл. 11.

УДК 621.983:621.43.06

Применение алюминированного листа для изготовления деталей глушителей. Велосевич В. К., Бухбиндер И. А., Дробинский М. Л., Шаповал В. С., Ведешина Л. М. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.

Рассмотрены вопросы изготовления алюминированной листовой стали для глушителей автомобилей КамАЗ. Табл. 1. Рис. 2. Вибл. 5.

ВСЕСОЮЗНЫЙ
ЗАОЧНЫЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ИНСТИТУТ (ВЗМИ)
ОБЪЯВЛЯЕТ ПРИЕМ
СТУДЕНТОВ
НА 1975/76
УЧЕБНЫЙ ГОД
НА ФАКУЛЬТЕТ
ТРАНСПОРТНОГО
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

Факультет готовит инженеров-механиков по специальностям:
**АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ;
ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ;
ТУРБИНОСТРОЕНИЕ**

Обучение в институте осуществляется без отрыва от производства по заочной и вечерней форме. Вступительные экзамены проводятся по математике (письменно и устно), физике (устно), русскому языку и литературе (сочинение письменно). Прием заявлений: на заочное обучение с 20 апреля по 31 августа, вступительные экзамены с 15 мая по 10 сентября; на вечернее обучение с 20 июня по 31 августа, вступительные экзамены с 11 августа по 10 сентября. Прием на старшие курсы — с 1 июня по 25 августа.

Адрес института: 107014, Москва, Б-14, 5-я Бабаевская ул., д. 3.
Справки по телефону 268-16-51.
Проезд: станция метро «Сокольники», далее троллейбусами 14, 32, 41, трамваями 4, 7, 13 до остановки «Дом культуры им. Русакова».

Применение эксплуатационно-профилактического оборудования для конвейерных систем отделения ОПКО (корпорация Мэдисон Кипп) удлиняет срок службы конвейеров при одновременном снижении эксплуатационных расходов.

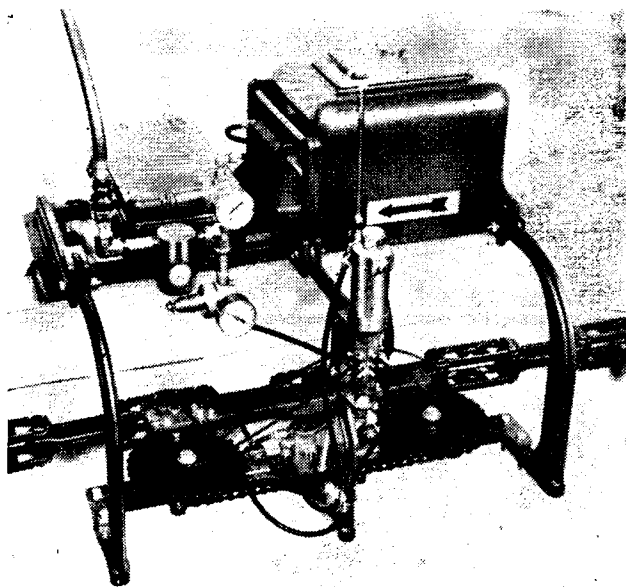


OPCO DIVISION Madison-Kipp Corporation

201 Waubesa Street/Madison, Wis 53704

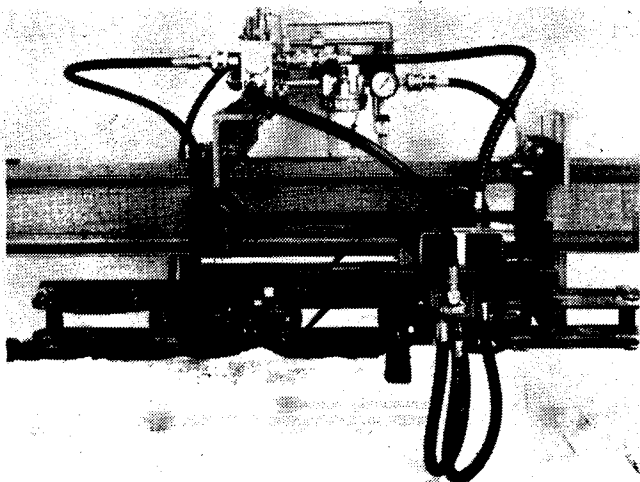
Telephone 608/244-3511

Автоматический аппарат для смазки штифтов конвейерных цепей серии ОПКО ОП-4 автоматически вводит точно отмеренное количество смазочного материала в подверженные износу соединительные звенья на штифтах. Аппарат способствует уменьшению трения в конвейерных цепях, снижает потребление энергии, уменьшает износ и сокращает эксплуатационные расходы. Смазочные материалы подаются в течение любых заданных интервалов времени. Образование паров, распыление или просачивание смазочных материалов исключается.



Аппарат для смазки троллейных роликов серии ОПКО ОП-101 автоматически наносит точно дозированные порции смазочного материала на держатели троллейных роликов в заданные интервалы времени. Аппарат предназначен для обслуживания всех известных троллейных конвейерных систем.

Обеспечивая бесперебойную подачу смазочного материала и полную обработку всех элементов, аппарат исключает в то же время возможность нежелательных механических воздействий, что удлиняет срок службы троллейных роликов. Высокая эксплуатационная гибкость аппарата позволяет обслуживать высокоскоростные, размещенные на разных уровнях троллейные, обычного типа и эксцентрисные ролики.



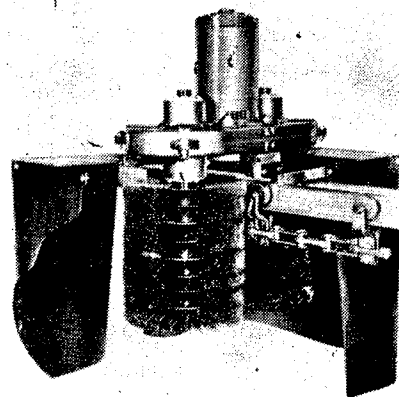
Отделение ОПКО имеет широкий диапазон технических возможностей для сокращения простоев конвейеров, удлинения срока их эксплуатации и снижения стоимости эксплуатационно-профилактических работ.

Отделение ОПКО предлагает полный комплект оборудования для смазки и очистки всех основных типов подвесных и напольных конвейерных систем. Кроме того, по специальным заказам фирма обеспечивает поставку эксплуатационно-профилактического оборудования для уникальных конвейерных систем. Смазочные устройства подают автоматически дозированные порции смазочных материалов в подверженные износу зоны конвейерных систем: соединительные штифты и звенья цепей, открытые и закрытые троллейные ролики, направляющие и колесики.

Щеточные очистительные устройства со специальным приводом удаляют следы красок, налип, сор, грязь с цепей, колес, роликов, грузонесущих планок и С-образных крюков.

Если Вы ставите задачу увеличить срок службы конвейера на 300 и более процентов, наведите справки о стоимости установки и эксплуатации оборудования в отделении ОПКО. Дополнительную информацию можно получить письменно или по телефону.

Оборудование ОПКО установлено на Камском автозаводе и Волжском автозаводе им. 50-летия СССР



Очиститель конвейерных систем серии ОПКО ОП-8 с приводимой щеточной системой предназначен для очистки цепей, держателей троллейных и обычных роликов. Очистка осуществляется за один высокоэкономичный цикл, в ходе которого удаляется грязь, ржавчина, налип, следы красок. Применение аппарата способствует уменьшению выпуска бракованной продукции.

Оборудование фирмы КРОСС для металлообработки, сборки и испытаний на автоматических линиях повышает производительность

КРОСС — крупнейшая в мире фирма по производству специальных станков. Заводы фирмы расположены в США, ФРГ, Англии и Японии. На каждом из них имеются свои конструкторские отделы и производственные цехи.

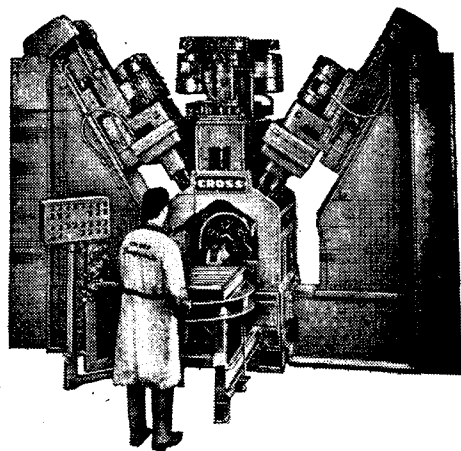
С момента основания в 1898 г. фирма использует большинство современных методов станкостроения, включая «узловой метод конструкции станков». Станки и линии, показанные справа, являются только образцами различных типов станков, однако все они построены с применением аналогичных основных узлов — станин, механизмов подачи, приводов транспортеров, фрезерных головок, приспособлений зажима спутников и т. д.

Станки фирмы КРОСС, как показывает опыт, применяются во многих отраслях: автомобильной, тракторной, авиационной и легкой промышленности. Производительность оборудования, созданного ранее, возросла от одной детали в смену до семисот деталей в час. «Метод узловой конструкции станков» не ограничен, использует высокопроизводительные методы и обеспечивает различную производительность.

Если Вы намерены покупать новое оборудование для металлообработки, сборки или испытаний, пожалуйста, обратитесь к фирме КРОСС. Мы ценим возможность продемонстрировать свой опыт на Вашем изделии и дать рекомендации по повышению производительности металлообработки в пересчете на одного рабочего.

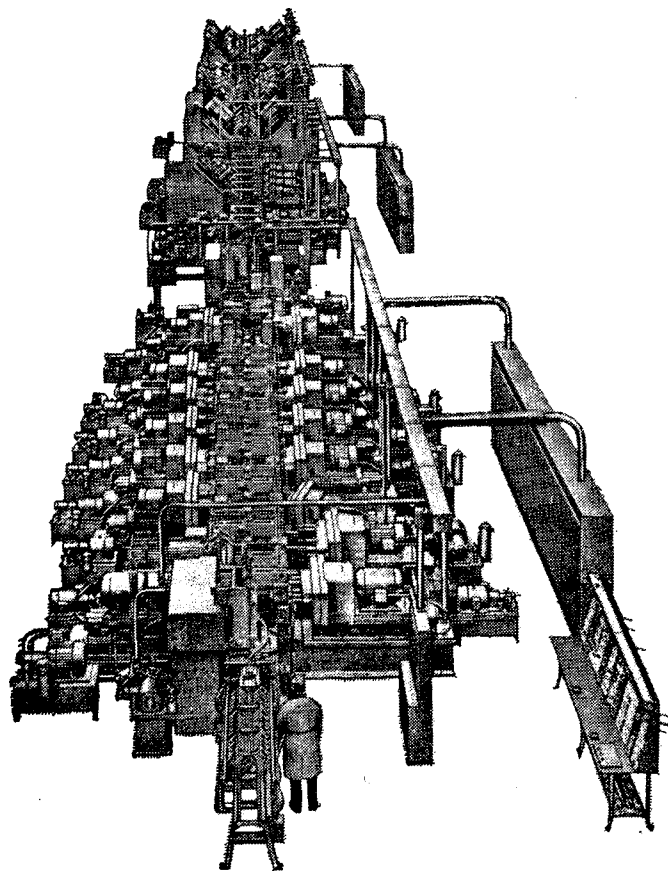
CROSS

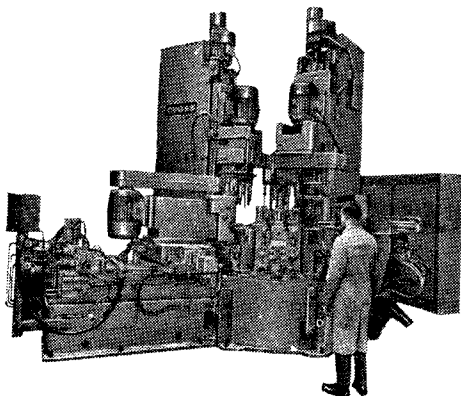
CROSS-FRASER DIVISION
Fraser, Michigan 48026, США
CROSS EUROPA-WERK, GmbH
7317 Wendlingen/Neckar, ФРГ
CROSS INTERNATIONAL, A. G.
Knowsley, Lancs. L349EZ, Англия
ENSCHU-CROSS K. K.
Hamakita City, Япония



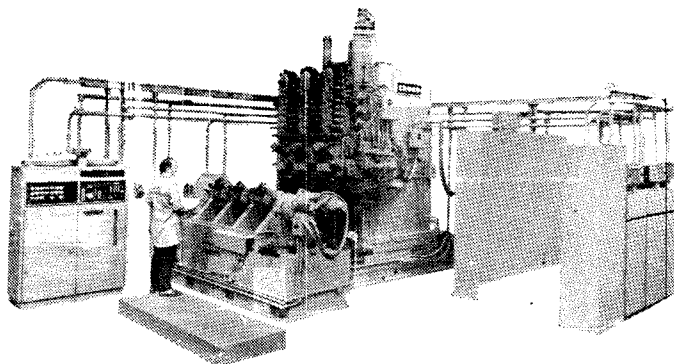
Автоматические одиопозиционные станки КРОСС для многооперационной обработки деталей в условиях мелкосерийного производства

Комплекс из одной или нескольких автоматических линий и специальных станков КРОСС, выполняющих металлообработку, сборку и испытания деталей в условиях средне- и крупносерийного производства. Комплекс, показанный ниже, состоит из нескольких линий типа КРОСС MOD II TRANSFER-MATIC, на которых перемещение деталей осуществляется шаговым транспортером



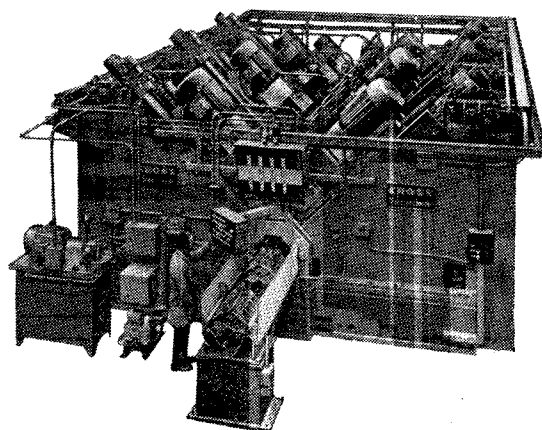


Автоматические многопозиционные станки КРОСС с индексирующим столом для многооперационной обработки деталей в условиях крупно-, средне- и мелкосерийного производства

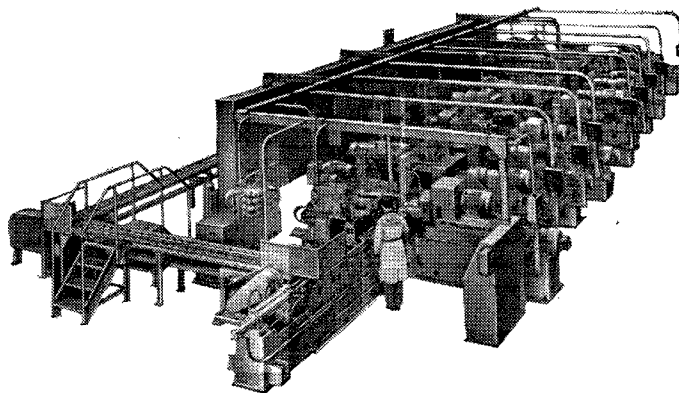


Автоматическая специальная обрабатывающая головка КРОСС с числовым программным управлением для многооперационной обработки деталей в условиях мелкосерийного производства

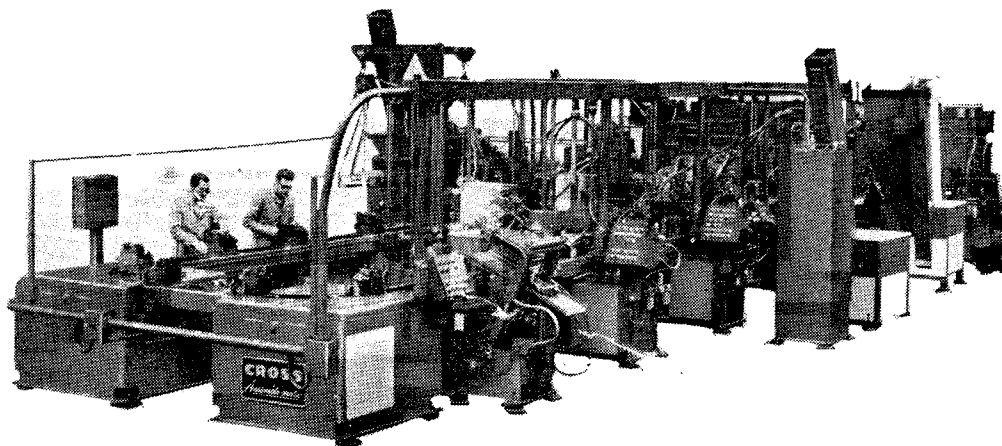
Автоматические линии КРОСС MOD I TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей в условиях средне- и мелкосерийного производства. Детали перемещаются за счет скольжения по направляющим транспортера



Автоматические линии КРОСС MOD III TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей в условиях крупно- и среднесерийного производства. На линиях этого типа детали зажимаются в спутниках, которые за счет жестко связанного с ними транспортера перемещаются от одной позиции к другой



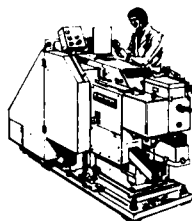
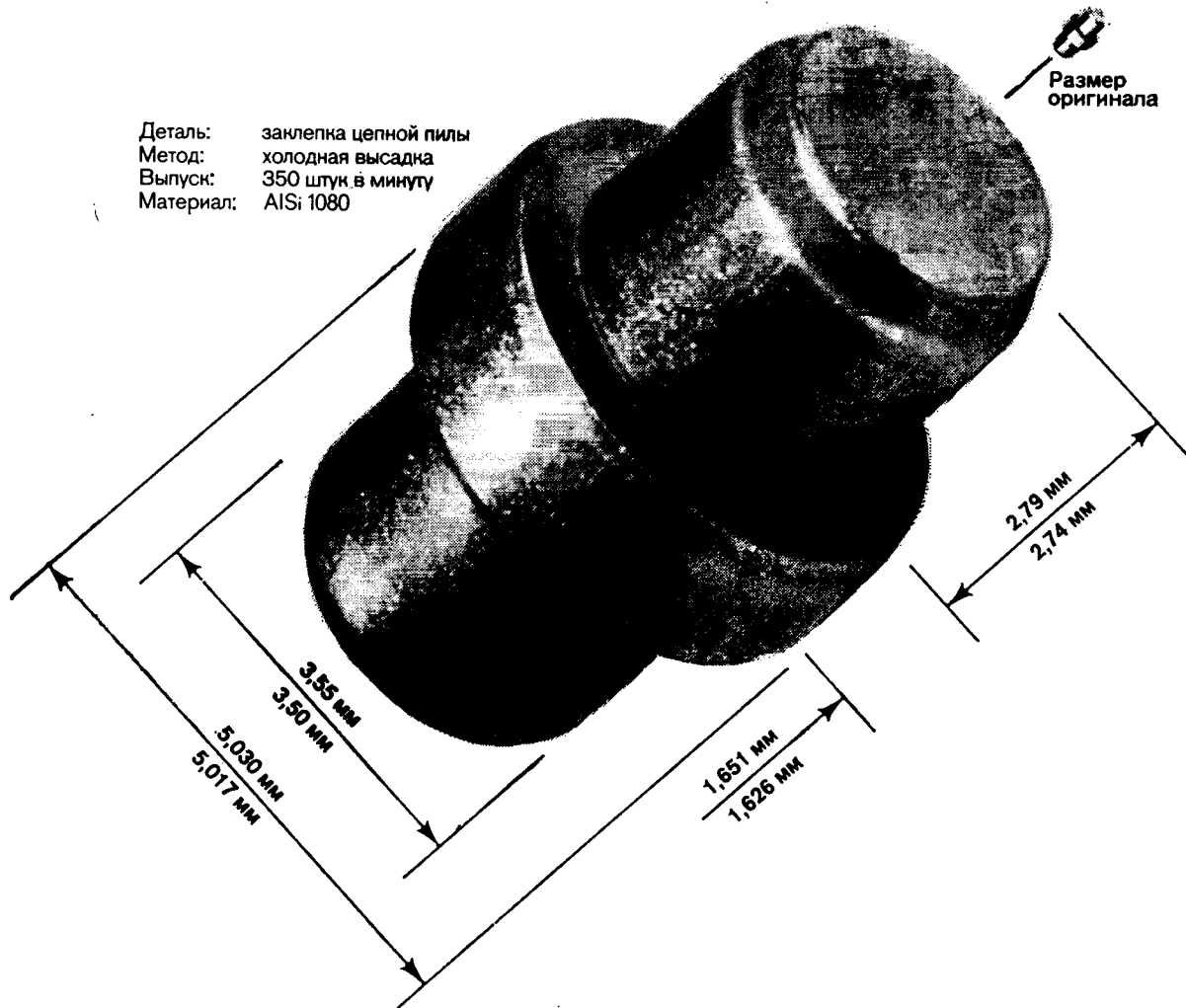
Автоматические линии КРОСС MOD IV TRANSFER-MATIC и ASSEMBLE-MATIC для многооперационной обработки деталей в условиях крупно- и среднесерийного производства. На этих линиях детали зажимаются в спутниках, которые движутся независимо один от другого с помощью несинхронно связанного с ними транспортера



21 000 штук в час
Допуск: 0,05 мм
Концентричность: 0,05 мм

Деталь: заклепка цепной пилы
Метод: холодная высадка
Выпуск: 350 штук в минуту
Материал: AISi 1080

Размер
оригинала



Эти заклепки из высокопрочного материала изготавливаются как типичные детали для холодной высадки (узкие допуски, большое количество). Применяют материалы от C60 и 100 Cr6. Допуски составляют 0,05 мм и меньше. Концентричность диаметров лежит в рамках 0,05 мм полного отклонения стрелки. Изготовители сообщают о коэффициентах полезного действия прессов для холодной штамповки, составляющих от 80 до 89% и об инструментах, достигающих стойкостей одного миллиона деталей. После термообработки заклепки готовы к монтажу. У Вас трудные проблемы в области производства? Может быть, что мы найдем решение для Вас в области холодной обработки давлением.

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Огайо, США 44883 Националь Машинери товарищество с огран.
ответственностью 8500 Нюрнберг, Регенсбургер Штр. 420, Почтовый ящик 1249, ФРГ
Проектирование и конструкция высокопроизводительных машин холодной и горячей высадки.

Запросы на проспекты и каталоги просим направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru