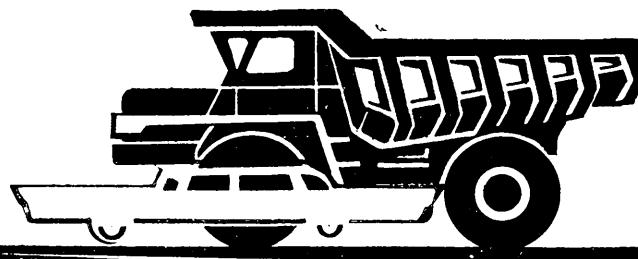


# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1974

4



# СОДЕРЖАНИЕ

стр.

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

И. Г. Баранник — Определение нормативной зависимости себестоимости изделий машиностроения от объема выпуска	1
---	---

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Л. В. Корчемный, В. Д. Казакова — Влияние на кинематику клапана допусков на изготовление деталей механизма газораспределения двигателя	5
Г. Н. Злотин, В. В. Манов, В. М. Згут — Влияние неустановившихся режимов на характеристики искровых разрядов некоторых типов электронных систем зажигания	8
В. Ф. Платонов — Возможности повышения средних скоростей движения автомобиля на неровных дорогах	10
А. Н. Островцев — Основные принципы построения теории рабочих процессов функциональных систем автомобиля	13
Н. А. Забавников — Критерии оценки механического аккумулятора энергии транспортной машины и схемы с газовой связью	16
М. А. Андронов, Ю. С. Чухустов, В. Е. Гангус, Ю. К. Гаврютин — Оценка параметров передней обзорности на натурном образце автомобиля	21
С. А. Шуклин, В. В. Московкин, В. И. Быков, В. И. Чергейко — О сопротивлении качению прицепов-тяжеловозов и выборе тягачей для их буксирования	24
В. П. Тарасик — Устройство плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач	26
С. Н. Иванов, В. П. Мамаева, Ю. Г. Стефанович — Крутильные колебания карданных передач в трансмиссии автомобиля	30
М. С. Высоцкий, А. В. Жуков, Л. И. Кадолко, Б. А. Папко, В. П. Шишло, А. М. Олешко — Влияние стабилизаторов боковых кренов на поперечную устойчивость и плавность хода автопоездов	33

## ТЕХНОЛОГИЯ

И. В. Самолов — Конструктивно-технологическая доводка гильз цилиндра двигателя модели 412	35
В. Ф. Лапин, Л. А. Козлова, Л. Д. Девятченко, В. Д. Голев, В. К. Белосевич — Влияние микрорельефа поверхности стального листа на свойства покрытия	36
А. М. Смуров — Классификация закрытых штампов, устанавливаемых на кривошипных прессах	38
В. Л. Прицкер, А. А. Портянко, И. Г. Анисимов — Защита наружной поверхности автомобилей микровосковыми составами	41
А. П. Некрасов — Установка для испытания на герметичность маслопроводов блоков восьмицилиндровых двигателей	42

## ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самоль — Современное состояние и тенденции развития мирового производства и парка автомобилей	43
Т. И. Тучкова — Роботостроение	45
Л. Г. Несветова — Станки фирмы Бёрингер для вихрекопировальной обработки	46
П. В. Левкин — специальные клещи для точечной сварки бензобака	47
Новости в технологии машиностроения за рубежом	48
Рефераты статей	3-я стр. обл.

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. Еченистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. 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. Юсурович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103051, Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230.  
Тел. 226-63-14 и 226-61-49

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор В. А. Воробьев

Сдано в набор 7/II 1974 г. Подписано к печати 19/III 1974 г. Т-06309  
Усл. печ. л. 6,0 Уч.-изд. л. 10,2 Формат 60×90<sup>1/2</sup> Тираж 11770 экз. Заказ 604

Издательство «Машиностроение», 107885 Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Типография изд-ва «Московская правда», Погановский пер., 3.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1974

Год издания XL

## Экономика и организация производства

УДК 629.113.037:003.12

### Определение нормативной зависимости себестоимости изделий машиностроения от объема выпуска

(В порядке обсуждения)

И. Г. БАРАННИК

НИИавтоприборов

ВО МНОГИХ экономических исследованиях и при планировании машиностроительного производства необходимо располагать данными о зависимости себестоимости изделия от объема выпуска. В настоящей статье излагается способ определения нормативной зависимости  $C_n=f(P)$ . Предлагаемый способ определения зависимости распространяется на изделия, выпускаемые в условиях серийного и массового производства, имеющие конструктивную и технологическую однородность (подобие). Это условие позволяет объединить их в одну группу, для которой снижение себестоимости при повышении объема выпуска в относительных единицах или в процентах по отношению к себестоимости изготовления единичного изделия в условиях индивидуального производства имеет одинаковую величину, т. е. может быть выражено одним уравнением для всех входящих в группу изделий.

Основные теоретические положения. В современных условиях изготавливать изделия, детали или выполнять отдельные технологические операции можно различными способами. Например, механическая обработка детали резанием в зависимости от заданной программы выпуска выполняется на токарном или револьверном станке, токарном полуавтомате и автомате. Изменение себестоимости по этим вариантам представлено на рис. 1 соответственно кривыми  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$ .

Как видно из рис. 1, на токарном станке экономически целесообразно вести обработку изделий при программе  $P < P_1$ , на револьверном станке — при  $P = (P_1 \div P_2)$ , на токарном полуавтомате — при  $P = (P_2 \div P_3)$  и на токарном автомате — при

$P > P_3$ . Себестоимость при замене менее производительного технологического оборудования более производительным изменяется по ломаной кривой 1—2—3—4—5.

Если рассматривать себестоимость выполнения множества операций, которым подвергается деталь, или себестоимость изготовления сложного изделия с учетом возможности оснащения станков специальными технологическими приспособлениями, то ломаная кривая 1—2—3—4—5 может быть заменена плавной линией (штриховая линия на рис. 1), которую условно обозначим  $C_{n,0}=f(P)$ .

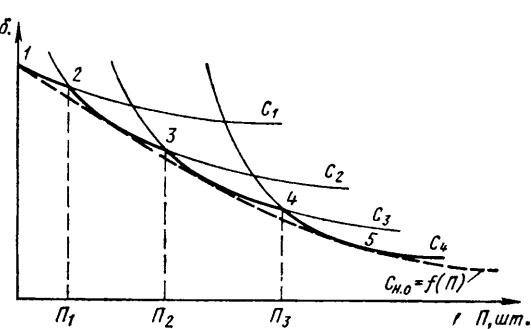


Рис. 1

Это рассуждение справедливо не только для случая механической обработки резанием, но и для всех других видов обработки: штамповки, сварки, сборки и т. д. Например, для процессов сборки кривая  $C_1$  может обозначать себестоимость при ручной сборке,  $C_2$  — при ручной сборке с использованием специальных приспособлений,  $C_3$  — при сборке на полуавтоматическом сборочном станке,  $C_4$  — при сборке на автоматическом сборочном станке.

Экономический смысл кривой  $C_{n,0}=f(\Pi)$  заключается в том, что она определяет уровень предельного, технически достижимого и экономически целесообразного снижения себестоимости на данном этапе развития науки и техники в производстве определенных изделий при повышении объема их выпуска.

Следовательно, каждому периоду развития науки и техники соответствует своя кривая  $C_{n,0}=f(\Pi)$ , определяющая предельный, экономически целесообразный уровень себестоимости для заданного объема выпуска.

Изложенное выше позволяет сделать вывод о возможности установления предельного, экономически целесообразного, т. е. оптимального на данном этапе развития науки и техники, уровня себестоимости для заданного объема годового выпуска изделий в виде зависимости  $C_{n,0}=f(\Pi)$ .

Рассмотрим способ графического построения оптимальной зависимости  $C_{n,0}=f(\Pi)$ . Для определения разрыва между оптимальным и достигнутым в отрасли средним уровнем себестоимости предлагается также способ определения нормативной среднеотраслевой зависимости  $C_{n,c}=f(\Pi)$ .

Исходные данные. Эти данные необходимы для разработки нормативных зависимостей. Они делятся на отчетные и расчетные.

К исходным отчетным данным относятся: заданный объем выпуска изделий  $\Pi_3$ ; себестоимость единицы изделия  $C$ ; прямые расходы на единицу изделия  $a_n$ , зависящие от степени дифференциации учета затрат на производство; косвенные расходы на единицу изделия  $b_k$  (по каждому изделию перечисленные отчетные данные желательно иметь за три-пять лет); стоимость сырья и материалов на единицу изделия  $a_m$ ; стоимость полуфабрикатов на единицу изделия  $a_{n,0}$ ; стоимость покупных комплектующих изделий на единицу изделия  $a_{k,0}$ .

К исходным расчетным данным относятся: удельный вес условно-переменных расходов в общем объеме косвенных расходов дифференцировано по заводам отрасли  $\alpha$ ; удельный вес условно-постоянных расходов в общем объеме косвенных расходов дифференцировано по заводам отрасли  $\beta$  (величины  $\alpha$  и  $\beta$  связаны соотношением  $\beta=1-\alpha$ ); удельный вес накладных расходов по отношению к заработной плате основных рабочих за один из годов, по которым берутся отчетные величины (обычно последний) дифференцировано по заводам отрасли  $\gamma$ .

В случае отсутствия необходимых отчетных данных для расчета коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  по каждому году, их можно определять по данным за один год, так как обычно колебания этих коэффициентов при более или менее стабильной номенклатуре выпускаемой продукции незначительны.

К исходным расчетным данным относятся также себестоимость изделия  $C_{n,1}$  при изготовлении его в объеме  $\Pi_3=1$  в условиях индивидуального производства:

$$C_{n,1} = \mu (a_m + a_{n,0} + a_{k,0} + \mathcal{Z}_0 + \alpha b_k + \beta b_k) = \mu (a_m + a_{n,0}) + a_{k,0} + \mathcal{Z}_0 + \alpha \mathcal{Z}_0 + \beta \gamma \mathcal{Z}_0 = \\ = \mu (a_m + a_{n,0}) + a_{k,0} + \mathcal{Z}_0 + \mathcal{Z}_n T + \alpha \gamma \mathcal{Z}_n T + \beta \gamma \mathcal{Z}_n T = \mu (a_m + a_{n,0}) + a_{k,0} + (1 + \alpha \gamma + \beta \gamma) \mathcal{Z}_n T, \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент, учитывающий большую стоимость сырья, материалов и полуфабрикатов при единичном изготовлении изделия по сравнению с серийным за счет более низкого коэффициента использования материалов и полуфабрикатов. Величину  $\mu$  рекомендуется принимать равной 1,3. Возможные отклонения в одну или другую сторону не оказывают большого влияния на величину  $C_{n,1}$ , так как удельный вес стоимости материалов в общей себестоимости машиностроительной продукции при единичном изготовлении не является, как правило, решающим;

$\mathcal{Z}_0$  — заработка плата основных рабочих при объеме  $\Pi_3=1$  в условиях индивидуального производства;

$\mathcal{Z}_n$  — средняя стоимость одного нормо-часа в условиях индивидуального производства, зависящая от сложности машиностроительной продукции, определяемой средним разрядом работ. Величина  $\mathcal{Z}_n$  может браться по стоимости нормо-часа в экспериментальных цехах на заводах отрасли или в отраслевых НИИ, где изготавливаются опытные изделия;

$T$  — трудоемкость изготовления единицы изделия при объеме  $\Pi_3=1$  в условиях индивидуального производства, определяемая по действующим нормам или по отчетным данным экспериментальных цехов, где изготавливаются опытные изделия.

Расчет и графическое построение зависимости  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий. Зависимости  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий, объединенных в группу по признаку конструктивной и технологической однородности, по исходным отчетным и расчетным данным рассчитываются по формуле

$$C = a_n + \alpha b_k + \frac{\beta \gamma \mathcal{Z}_n T}{\Pi}. \quad (2)$$

Величина  $\Pi_3$  — это реально существовавший объем выпуска изделий на заводах отрасли в разные годы, взятый из отчетных данных, т. е. фиксированный объем в отличие от объема  $\Pi$ , который в уравнении (2) является переменной величиной, т. е. аргументом.

Рассчитываются величины  $C$  и  $\lg C$ . Для удобства расчетов и последующего графического построения объемы выпуска принимаются  $\Pi=1; 10; 10^2; 10^3; 10^4; 10^5; 10^6$  и т. д. в зависимости от реально достигнутых и планируемых объемов на предстоящий период, в течение которого будут использоваться нормативные зависимости  $C_n=f(\Pi)$  до их очередной корректировки.

Далее для каждого изделия группы конструктивно и технологически однородных изделий графически строятся зависимости  $C=f(\Pi)$ .

Построение выполняется в логарифмических шкалах, так как в них можно изобразить зависимость  $C=f(\Pi)$  во всем диапазоне изменения объема выпуска  $\Pi$  на форматах графиков, удобных для последующего обобщения зависимостей  $C=f(\Pi)$ .

На рис. 2 показаны тонкими линиями кривые  $C=f(\Pi)$  для генератора Г-250И1, рассчитанные по отчетным величинам  $C$  и  $\Pi_3$  за период с 1968 по 1972 гг., а также кривая  $C=f(\Pi)$ , рассчитанная согласно уравнению (2) по расчетным величинам  $C_n$  и  $\Pi_3=1$ . Крестиком на всех кривых  $C=f(\Pi)$  на рис. 3 обозначены себестоимости при объемах выпуска  $\Pi=\Pi_3$ .

Обобщающая кривая (толстая линия), отражающая максимальное снижение себестоимости, имеет резкие изломы. Чтобы получить большую точность нормативной зависимости  $C_n=f(\Pi)$ , участки обобщающей кривой с резким изломом в интервалах объема выпуска  $\Pi=4-40\ 000$  и  $\Pi=63\ 000-346\ 000$  заменяются касательными (штриховые линии), как показано на рис. 3. Ломаная обобщающая кривая заменяется плавной обобщающей кривой  $C=f(\Pi)$ .

Таким образом, графически найдена кривая снижения себестоимости одного изделия при повышении объема его выпуска от  $\Pi=1$  до  $\Pi=10^7$ . Аналогично производится графическое построение для других изделий, входящих в группу.

Часто на заводах выпускаются изделия нескольких модификаций с высоким уровнем унификации между ними на основе единой базовой конструкции. Объемы выпуска отдельных модификаций могут быть различными. Так как основные детали и узлы каждой модификации унифицированы, их себестоимость, а значит, и себестоимость всего изделия определяется не об

ъемом выпуска отдельного изделия, а суммой объемов выпуска всех модификаций, созданных на основе единой базовой конструкции.

Поэтому более правильно при расчете кривых  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий по отчетным данным величину заданного объема выпуска  $\Pi_3$  принимать равной сумме объемов выпуска изделий с высоким уровнем унификации основных деталей и узлов. Эту сумму объемов выпуска назовем расчетным заданным объемом выпуска и обозначим  $\Pi_{r,3}$ .

При рассмотрении исходных данных было указано, что их необходимо иметь за три-пять лет. Изложенный способ построения зависимостей  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий показывает, что его применение может дать хорошие результаты и при отчетных данных за один-два года.

Обобщение зависимостей  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий в нормативную зависимость  $C_n=f(\Pi)$  для группы изделий. Зависимости  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий обобщим в нормативную зависимость  $C_n=f(\Pi)$ , общую для группы из 22 конструктивно и технологически однородных изделий — автомобильных и тракторных генераторов переменного тока. Кривые

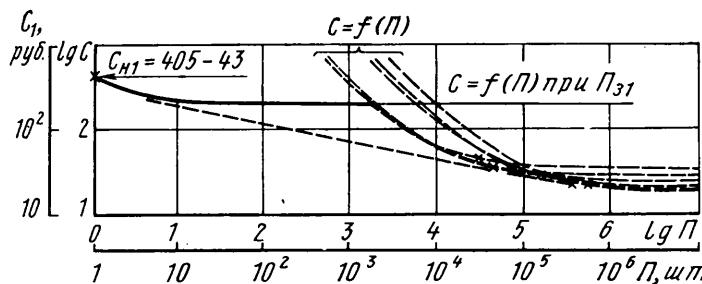


Рис. 2

снижения себестоимости при повышении объема выпуска генератора Г-250И1 приведены на рис. 2. Для остальных генераторов с целью сокращения объема статьи кривые не приводятся.

Определим для огибающей кривой каждого изделия величины частичных снижений себестоимости  $\Delta C_q$  в миллиметрах логарифмической шкалы для интервалов объема выпуска  $P = 1 \div 10; 10 \div 10^2; 10^2 \div 10^3$  и т. д., как это показано на рис. 3 для генератора Г-250И1, и внесем их в табл. 1 и 2. Величины  $\Delta C_q$  для других генераторов определяются аналогично.

Таблица 1

№ по инд.	Обозначение изделия	Снижение себестоимости при повышении объема выпуска изделий						
		0-10	10-10 <sup>2</sup>	10 <sup>2</sup> -10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup>	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup>	10 <sup>5</sup> -10 <sup>6</sup>	10 <sup>6</sup> -10 <sup>7</sup>
1	Г-502А	17	15	15	15	13	4	1
2	Г-250Ж1	15	10,5	10,5	10,5	10	2	
3	Г-250Г1	15	11	11	11	9	2	
4	Г-250И1	14	11	11	11	7	1	
5	Г-221	12	10	10	12	6	2	
6	Г-250Е1	14	11	11	11	13	2	1
7	Г-250В1	12	12	12	12	11	2	
8	Г-270А	13	11,5	11,5	11,5	11	5,5	1
9	Г-271	13	11	11	11	11	6	1
10	Г-260	12	11	11	11	10	4	1
11	Г-253	16	16	16	16	9	3	1
12	Г-253Б	16	15	15	15	12	3	
13	Г-285	16	14	14	14	13	2	1
14	Г-256	16	14,5	14,5	12	2	—	—
15	Г-290	7,5	7	7	5,5	1,5	—	—
16	Г-290Б	7,5	7	7	5,5	1,5	—	—
17	Г-2Б	14,5	14	14	14	10,5	2	—
18	Г-2В	15	14	14	14	9	2	1
19	Г-2П1	14,5	18,5	13,5	13,5	11	2	
20	Г-302Б1	15,5	12,5	12,5	12,5	11,5	3,5	1
21	Г-303	15	13,5	13,5	13,5	13,5	8	1
22	Г-304	13	9	9	9	9	8	2

Таблица 2

Показатели	Снижение себестоимости при повышении объема выпуска изделий						
	0-10	10-10 <sup>2</sup>	10 <sup>2</sup> -10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup>	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup>	10 <sup>5</sup> -10 <sup>6</sup>	10 <sup>6</sup> -10 <sup>7</sup>
$\Sigma \Delta C_q$	303,5	264	264	258,5	211	81	19
$\Delta C_{c,q}$	13,79	12,0	12,0	11,75	9,59	4,26	1,18
$\Delta C_c$	13,79	25,79	37,79	49,54	59,13	63,39	64,57
$\Delta C_{max}$	17	16	16	16	13,5	10	2
$\Delta C_{max}$	17	33	49	65	78,5	88,5	90,5

По данным табл. 1 определим среднее частичное снижение себестоимости:

$$\Delta C_q = \frac{\sum_1^n \Delta C_q}{n} \quad (3)$$

и максимальное частичное снижение себестоимости  $\Delta C_{max}$  для каждого интервала объема выпуска  $P = 1 \div 10; 10 \div 10^2; 10^2 \div 10^3$  и т. д. Величина  $n$  в уравнении (3) — это количество суммируемых величин  $\Delta C_q$ .

Суммируя последовательно полученные средние частичные и максимальные частичные снижения себестоимости, получим полное среднее  $\Delta C_c$  и полное максимальное  $\Delta C_{max}$  снижение себестоимости при повышении объема выпуска для группы конструктивно и технологически однородных изделий, в данном случае генераторов переменного тока.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

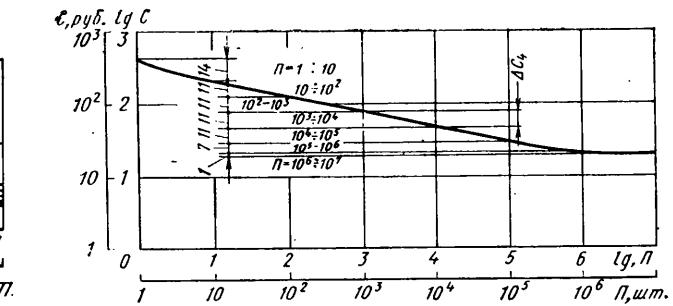


Рис. 3

Графическая зависимость полного снижения себестоимости  $\Delta C_c$  и  $\Delta C_{max}$  при повышении объема выпуска в мм логарифмической шкалы представлена на рис. 4. Для большей наглядности масштаб по шкале себестоимости увеличен в 2 раза по сравнению с масштабом на рис. 3. За линию отсчета принята линия, где снижение себестоимости  $\Delta C=0$ , что соответствует себестоимости в относительных единицах  $C_{100}=C_{100}=1,0$  при объеме выпуска  $P=1$ .

Действительно,

$$\lg C_{100} = \lg \frac{C_1}{C_1} = 0.$$

Умножив  $C_{100}$  на 100, получим координату линии отсчета снижения себестоимости  $\Delta C_c$  и  $\Delta C_{max}$  в логарифмической шкале, равную 100%, т. е. когда снижение себестоимости  $\Delta C=0$ :

$$\lg C_1^0 = \lg \frac{C_1}{C_1} \cdot 100 = 2.$$

Таким образом, если за линию отсчета принимать линию с координатой  $\Delta C=0$ , что соответствует себестоимости  $C_1^0 = C_{100} \cdot 100\%$  или  $\lg C_1^0 = \lg C_{100}^0 = 2$ , то кривые  $\Delta C_c$  и  $\Delta C_{max}$  показывают величину снижения себестоимости изделия при повышении объема выпуска. Если за линию отсчета принять линию с координатой логарифмической шкалы, равной нулю, т. е. ось абсцисс, то кривые  $\Delta C_c$  и  $\Delta C_{max}$  покажут величину себестоимости в зависимости от объемов выпуска в процентах по отношению к себестоимости при объеме выпуска  $P=1$ . Поэтому кривые  $\Delta C_c=f(P)$  и  $\Delta C_{max}=f(P)$  на рис. 4 обозначены также  $C_{n,o}=f(P)$ . Следует обратить внимание, что нуль логарифмической шкалы соответствует 1% ( $\lg 1=0$ ).

Две зависимости себестоимости от объема выпуска продукции, представленные на рис. 4, имеют принципиальное различие. Одна зависимость, полученная последовательным сложением средних частичных снижений себестоимости, характеризует среднюю величину снижения себестоимости. Эта зависимость принимается за нормативный, оптимальный на данном этапе развития науки и техники уровень снижения себестоимости при повышении объема выпуска изделий  $C_{n,c}=f(P)$ .

Вторая зависимость, полученная последовательным сложением максимальных частичных снижений себестоимости, синтезирует лучший опыт производства, реально достигнутый на заводах, выпускающих изделия, по которым взяты отчетные данные. Эта зависимость принимается за нормативный, оптимальный на данном этапе развития науки и техники уровень снижения себестоимости при повышении объема выпуска изделий  $C_{n,o}=f(P)$ .

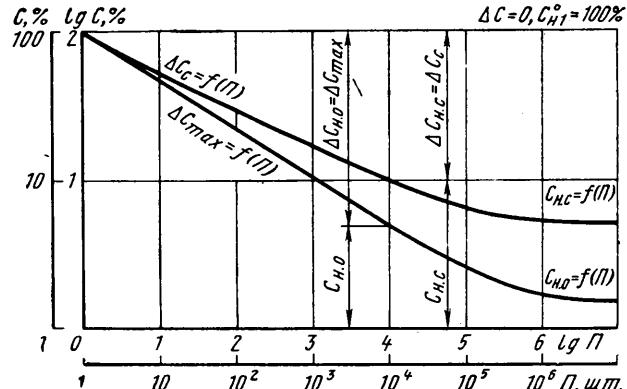


Рис. 4

Следует отметить, что этот уровень определен из конкретных условий конкретной отрасли, производящей те или другие изделия, на данном этапе развития науки и техники.

Для оценки разрыва между оптимальным уровнем снижения себестоимости и уровнем, достигнутым большинством предприятий отрасли, определяется среднеотраслевая зависимость  $C_{н.с}=f(\Pi)$ . В этом смысле индексов н.о и н.с для кривых  $C=f(\Pi)$  на рис. 4.

Среднеотраслевая нормативная себестоимость, определенная по зависимости  $C_{н.с}=f(\Pi)$ , найденной предложенным в настоящей методике способом, является более напряженным нормативом, чем усредненная (с точки зрения общественно необходимых затрат) отраслевая себестоимость, так как графическое построение огибающей кривой  $C=f(\Pi)$  для отдельных изделий исключает случайные причины, искажающие закономерность снижения себестоимости при повышении объема выпуска (например, рост себестоимости при росте объема выпуска, что наблюдается в отдельных случаях и отражается в отчетных данных и т. д.).

Определение эмпирических уравнений нормативных зависимостей  $C_{н.с}=f(\Pi)$ . При наличии графических зависимостей себестоимости от объема выпуска и численных соотношений между ними, взятых из графиков на рис. 4 и приведенных в табл. 3,

Таблица 3

Объем выпуска изделий в шт.	Себестоимость в %		Объем выпуска изделий в шт.	Себестоимость в %	
	$C_{н.о}$	$C_{н.с}$		$C_{н.о}$	$C_{н.с}$
$\Pi=1$	100	100	$\Pi=10^4$	5,012	10,23
$\Pi=10$	45,71	53,00	$\Pi=10^5$	2,692	6,568
$\Pi=10^2$	21,88	30,50	$\Pi=10^6$	1,699	5,397
$\Pi=10^3$	10,47	17,55	$\Pi=10^7$	1,549	5,112

нетрудно найти их эмпирические уравнения. Эта задача решается методами регрессионного анализа, применяемого в теории корреляции.

Эмпирические формулы должны максимально точно отражать полученные графическим путем зависимости  $C_{н.о}=f(\Pi)$  и  $C_{н.с}=f(\Pi)$ . Для этого необходимо определить вид формулы, устанавливающей связь между исследуемыми величинами — себестоимостью и объемом выпуска. Главным условием, которое должно выполняться при выборе вида формулы, является следующее: структура формулы должна выражать экономическую сущность взаимосвязи себестоимости и объема выпуска.

На основании проведенных исследований установлено, что наиболее полно этому требованию удовлетворяет формула

$$C_n = a_n + B_n \Pi^{-b} \text{ он.} \quad (4)$$

В этой формуле величина  $a_n$  равна прямым и условно-переменным затратам на единицу продукции. Когда  $\Pi \rightarrow \infty$ , себестоимость  $C \rightarrow a_n$ . Второе слагаемое  $B_n \Pi^{-b} \text{ он.}$  — это условно-постоянные расходы на единицу продукции, которые при  $\Pi \rightarrow \infty$  стремятся к нулю.

Если рассматривать стабилизированное производство, когда подготовка производства закончена и в технологию и организацию производства не вносятся изменения, зависимость себестоимости от объема выпуска продукции выражается математически строгой формулой

$$C = a + \frac{B}{\Pi} = a + B \Pi^{-1} = a + B \Pi^{-b} \text{ он.} \quad (5)$$

где величины  $a$  и  $B$  постоянны, показатель степени  $b=1$ , изменяется только один параметр — объем выпуска  $\Pi$ . Уравнение (5) является уравнением гиперболы, асимптотами которой являются ось ординат  $\Pi=0$  и прямая  $C=a$ , параллельная оси абсцисс.

Уравнение (4) выражает обобщенную зависимость себестоимости от объема выпуска в условиях не стабилизированного, а постоянно изменяющегося производства, когда в технологию и организацию производства постоянно вносятся изменения, об-

условленные изменением объема выпуска и других факторов. Их изменение может определяться как изменением объема выпуска, так и причинами, не зависящими от объема (развитие науки и техники, повышение квалификации и т. д.). Таким образом, уравнение (4) характеризует снижение себестоимости только за счет роста объема выпуска продукции, но и за счет воздействия всех прочих факторов в условиях постоянного изменения элементов, определяющих себестоимость изделия. Вс эти изменения приводят к изменению величин  $a_n$  и  $B_n$ , входящих в уравнение (4).

Экономический смысл характеризуемого уравнением (4) процессов, происходящих в постоянно изменяющемся производстве, заключается в постоянном изменении величин  $a_n$  и  $B_n$ . Но так как в уравнении (4) принято изменять только один элемент — объем выпуска  $\Pi$ , а величины  $a_n$  и  $B_n$  приняты постоянными, то для отражения на величине себестоимости  $C$  постоянно изменяющихся в реальных условиях производства величин  $a_n$  и  $B_n$  показатель степени  $b=1$ , характеризующий крутизну кривой  $C_n=f(\Pi)$ , принимается равным меньше единицы.

Величина показателя  $b=1$  зависит от всех факторов, влияющих на изменение величин  $a_n$ ,  $B_n$  (кроме объема выпуска  $\Pi$ ), том числе технических, организационных и материальных. Содержание этих факторов подробно раскрыто в работе [2].

Кроме структуры выбранной эмпирической формулы, тоность определения зависимости  $C_n=f(\Pi)$  зависит от метода определения коэффициентов, входящих в эмпирическую формулу. Определение коэффициентов  $a_n$ ,  $B_n$  и  $b=1$  формулы (4) рекомендуется проводить наиболее распространенным в теории корреляции методом наименьших квадратов. Расчеты могут выполняться обычным способом или на ЭВМ.

Эмпирическую формулу можно определить во всем диапазоне изменения объема выпуска или в отдельных интервалах изменения объема выпуска. Последнее может повысить точность эмпирической формулы. Проведенные расчеты показали, что для практических экономических исследований точность эмпирической формулы вида  $C_n=a_n+B_n \Pi^{-b=1}$ , определенной для всего диапазона изменения объема выпуска, вполне достаточна.

Таким образом, предлагаемый способ определения оптимальной и среднеотраслевой нормативных зависимостей себестоимости от объема выпуска может применяться при проведении различных экономических исследований и анализов по оценке результатов деятельности как промышленных предприятий объединений, так и отдельных отраслей машиностроительной промышленности. Использование этих зависимостей для планирования таких показателей, как себестоимость, цена, прибыль, рентабельность, будет способствовать расширению применения научно обоснованных методов в планировании хозяйственной деятельности промышленных предприятий, объединений и отраслей и исключению решения этих вопросов от достигнутого уровня. Нормативные зависимости  $C_n=f(\Pi)$  позволяют оценить правильность, оптимальность технологической подготовки производства новых изделий на существующих предприятиях, правильность, оптимальность технологических и организационно-экономических решений, принимаемых в проектах реконструкции действующих и строительства новых промышленных предприятий, а также обосновать экономическую целесообразность (с точки зрения соответствия ее современному уровню развития науки и техники) той части капитальныхложений на организацию производства новых изделий, которая находит свое отражение в себестоимости продукции [1 и 2].

Для этого в отраслях машиностроения, производящих серийные или массово конструктивно и технологически подобные изделия (это наблюдается практически во всех отраслях), должны быть разработаны нормативы себестоимости в зависимости от объема выпуска по методологии, предложенной в настоящей статье.

## ЛИТЕРАТУРА

- Баранник И. Г. — «Автотракторное электрооборудование» 1973, № 7.
- Баранник И. Г. — «Автомобильная промышленность» 1974, № 2.

# Конструирование исследования испытания

УДК 621.43-3

## Влияние на кинематику клапана допусков на изготовление деталей механизма газораспределения двигателя

Канд. техн. наук Л. В. КОРЧЕМНЫЙ, В. Д. КАЗАКОВА  
НАМИ

**С** УВЕЛИЧЕНИЕМ быстроходности автомобильных двигателей широкое распространение получил механизм газораспределения, в котором распределительный вал размещен в головке цилиндров, а для передачи движения от кулачка клапану служит рычаг (рис. 1). При такой конструкции кинематические зависимости, связывающие форму профиля кулачка, размеры и расположение остальных звеньев механизма газораспределения с движением клапана, определяются большим числом параметров. Это затрудняет отыскание целесообразной конфигурации звеньев механизма. Заметные трудности возникают и при определении отклонений от теоретического закона движения клапана, обусловленных системой допусков на изготовление деталей механизма газораспределения, и выявлении тех размеров, неточность изготовления которых в наибольшей степени отражается на кинематике механизма. Этую задачу необходимо решить для оценки правильности выбора геометрии звеньев привода клапана и для рационального назначения допусков на детали механизма газораспределения.

Перемещение клапана  $y$  определяется длиной  $R_1$  линии  $O_2O_4$  (расстоянием между центром  $O_2$  вращения рычага и осью  $O_4$  поверхности контакта рычага и клапана), наклоном  $\gamma$  этой линии к плоскости торца клапана, зависящим от угла поворота кулачка (рис. 1):

$$y = R_1 (\sin \gamma_0 - \sin \gamma). \quad (1)$$

Индекс 0 соответствует положению механизма при закрытом клапане и устранином тепловом зазоре.

Введем, связанную с рычагом клапана, систему координат  $\xi O_2\eta$ , в которой удобно выражать размеры, заданные на чертеже рычага (рис. 2). Тогда

$$R_1 = \xi_4^2 + r^2, \quad (2)$$

где  $r$  — радиус поверхности контакта рычага и клапана.

Дифференцирование равенства (2) дает зависимость отклонения  $dR_1$  длины  $R_1$  от погрешностей  $d\xi_4$  и  $dr$  размеров  $\xi_4$  и  $r$ :

$$dR_1 = \frac{1}{R_1} (\xi_4 d\xi_4 + r dr). \quad (3)$$

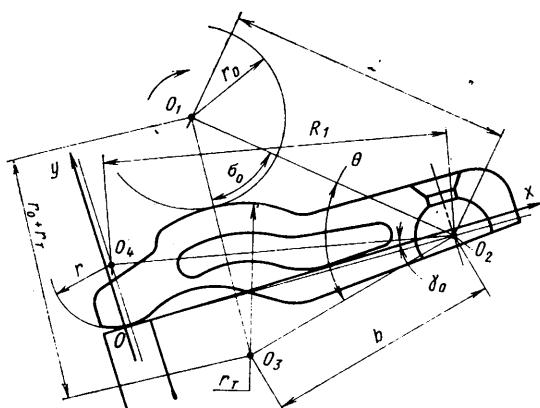


Рис. 1. Схема газораспределительного механизма

По формуле (3) можно оценить максимальное отклонение  $\Delta R_1$ , величины  $R_1$  от номинального значения, подставив вместо  $d\xi_4$  и  $dr$  их предельные значения, разрешаемые допусками на изготовление детали. Например, если  $\xi_4 = 54,9 \pm 0,1$  мм,  $r = 10 \pm 0,2$  мм, то  $\Delta R_1 = 0,134$  мм.

Угол  $\gamma_0$  определяется размерами всех звеньев механизма газораспределения, а переменный угол  $\gamma$  зависит также от формы профиля кулачка.

Выявим, как отражается изменение размеров деталей привода клапана на величине угла  $\gamma_0$ . Изменение размеров звеньев механизма влияет на положение центра  $O_2$  вращения рычага на оси регулировочного винта. Рассмотрим наиболее часто встречающийся случай, когда ось регулировочного винта параллельна оси клапана и регулирование зазора в механизме газораспределения вызывает в системе координат  $xOy$ , связанной с головкой цилиндров (ось  $x$  проходит по торцу закрытого клапана, ось  $y$  совпадает с осью клапана), изменение только одной координаты  $y_2$  точки  $O_2$ . В общем случае изменяются обе координаты  $x_2$  и  $y_2$ , однако их значения будут связаны между собой уравнением оси регулировочного винта.

Из выражения, определяющего угол  $\gamma_0$ ,

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{y_4 - y_2}{x_4 - x_2} \quad (4)$$

( $x_4$  и  $y_4$  — координаты точки  $O_4$ ) можно получить связь отклонения  $d\gamma_0$  с отклонениями координат точек  $O_2$  и  $O_4$ :

$$d\gamma_0 = \frac{x_4 - x_2}{R_1^2} (dr - dy_2) - \frac{r - y_2}{R_1^2} (dx_4 - dx_2). \quad (5)$$

Для использования соотношения (5) нужно определить координаты точек  $O_2$  и  $O_4$  и найти зависимость отклонений этих координат от допусков на изготовление деталей механизма газораспределения.

Система равенств, определяющих взаимное расположение звеньев механизма при закрытом клапане, такова (см. рис. 1):

$$\begin{aligned} (x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 &= (r_0 + r_t + \delta)^2; \\ (x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2 &= \xi_3^2 + \eta_3^2; \\ (x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2 &= \xi_4^2 + \eta_4^2; \\ (x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2 &= (\xi_3 - \xi_4)^2 + (\eta_3 - \eta_4)^2, \end{aligned} \quad (6)$$

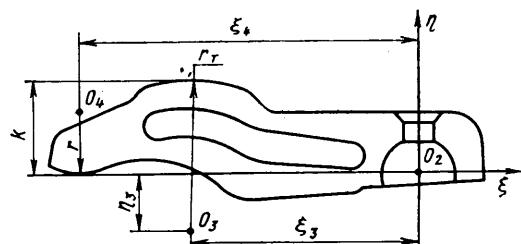


Рис. 2. Схема задания размеров на рычаге

где  $x_1, y_1$  — координаты точки  $O_1$ , лежащей на оси вращения кулачка, в системе  $xOy$ ;  
 $x_3, y_3$  и  $\xi_3, \eta_3$  — координаты точки  $O_3$ , лежащей на оси поверхности радиуса  $r_t$  контакта рычага и кулачка, соответственно, в системе  $xOy$  (при закрытом клапане) и в связанной с рычагом системе  $\xi O_2 \eta$ ;  
 $r_0$  — радиус затылка (начальной окружности) кулачка;  
 $\delta$  — величина теплового зазора между рычагом и кулачком.

Равенства (6) решают рассматриваемую задачу только в том случае, если все входящие в эти равенства величины (за исключением четырех, подлежащих определению) даны на чертежах деталей двигателя. Обычно это условие не соблюдается и приходится привлекать дополнительные соотношения, вытекающие из размерных цепей, заданных рабочими чертежами деталей.

Например, на схеме размеров рычага, показанной на рис. 2, задается «толщина»  $k$  рычага. В этом случае

$$\eta_3 = k - r_t, \quad (7)$$

Возможная схема задания положения оси кулачка относительно оси и торца закрытого клапана приведена на рис. 3. При такой схеме координаты оси кулачка  $x_1$  и  $y_1$  равны:

$$x_1 = x_2 + h_1 \sin \nu - (l_1 + l_2) \cos \nu; \quad (8)$$

$$y_1 = \frac{h_2}{\cos \nu} - (h_3 + h_4) + h_1 \cos \nu - (l_1 + l_2) \sin \nu - x_2 \operatorname{tg} \nu,$$

где  $h_1$  — расстояние от оси кулачка до верхней плоскости I головки;  
 $l_1$  — расстояние от оси кулачка до оси шпильки крепления подшипников распределительного вала II;  
 $l_2$  — расстояние от оси шпильки до оси регулировочного болта, измеренное по верхней плоскости головки;  
 $h_2$  — высота головки цилиндров;  
 $h_3$  — длина клапана (от плоскости калибра седла до торца стебля);  
 $h_4$  — длина отрезка оси клапана III между плоскостью калибра седла и нижней плоскостью головки IV;  
 $\nu$  — угол наклона оси клапана I и параллельный к ней оси регулировочного винта V к оси цилиндра (и оси шпильки крепления подшипников распределительного вала).

Подсчитав по формулам (8) координаты  $x_1$  и  $y_1$  оси кулачка, а по формуле (7) величину  $\eta_3$  и решив одним из численных методов [1] систему уравнений (6), можно определить положение рычага при закрытом клапане.

Пусть, в дополнение к указанным ранее величинам, размеры деталей механизма привода клапана таковы:  $h_1 = 36,55$  мм;  $h_2 = 112,2$  мм;  $h_3 = 111$  мм;  $h_4 = 10,56$  мм;  $l_1 = 40$  мм;  $l_2 = 10,45$  мм;  $\nu = 20^\circ$ ;  $r_0 = 15$  мм;  $x_2 = 55$  мм;  $r_t = 25$  мм;  $\xi_3 = -37,25$  мм;  $k = 14,85$  мм, а тепловой зазор  $\delta = 0,15$  мм.

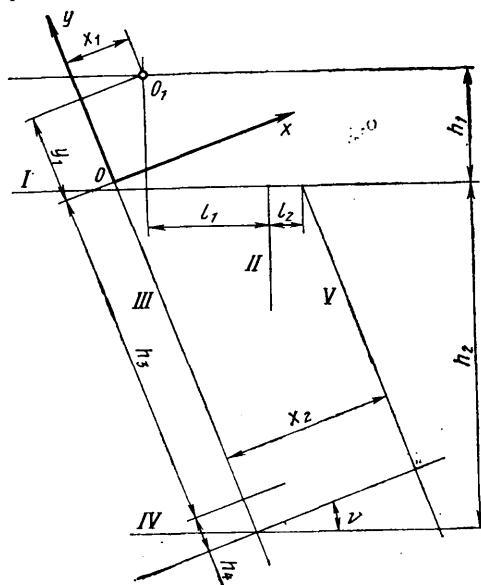


Рис. 3. Размерная цепь деталей механизма газораспределения

Тогда, при номинальном значении всех размеров, координаты оси кулачка равны  $x_1 = 20,1$  мм;  $y_1 = 29,4$  мм, и решение системы (6) дает:  $y_2 = -1,62$  мм;  $x_3 = 17,47$  мм;  $y_3 = -10,66$  мм;  $\xi_3 = 0,42$  мм.

Для установления зависимостей между отклонениями размеров деталей и их взаимным расположением будем рассматривать систему (6) как совокупность равенств, служащих для неявного задания функций  $y_2, x_3, y_3, x_4$  аргументов  $x_1, y_1, r_0, r_t, \nu, l_1, l_2, h_1, h_2, h_3, h_4, \xi_3, \eta_3$  (причем  $x_1$  и  $y_1$  зависят от чертежных размеров  $x_2, h_1, h_2, h_3, h_4, l_1, l_2, \nu$ , а  $\eta_3$  — от размеров  $k$  и  $r_t$ ), и применим правила дифференцирования неявных функций нескольких аргументов.

Если в качестве примера воспользоваться данными о размерах деталей газораспределительного механизма, приведенными выше, то окажется, что отклонения во взаимном расположении деталей рассматриваемого привода клапана удовлетворяют следующим равенствам:

$$dy_2 = -1,12dx_2 - 0,01dr - 3,10dk - 0,11d\xi_3 - 0,06d\xi_4 - 3,10dz; \quad (9)$$

$$dx_3 = 0,81dx_2 - 0,48dk + 0,98d\xi_3 - 0,02d\xi_4 - 0,03dr_t - 0,51dz;$$

$$dy_3 = -0,35dx_2 + 0,03dk - 0,06d\xi_3 - dr - 0,97dz;$$

$$dx_4 = 1,24dx_2 + 0,03dr + 0,66dk + 0,02dr_t + 1,02d\xi_4 + 0,66dz,$$

где  $z = r_0 + \delta + 0,96h_1 + 1,06h_2 - (h_3 + h_4) + 0,28(l_1 + l_2) + 19,6\nu$  (линейные размеры выражены в миллиметрах, а угловые — в радианах).

К формулам (9) нужно добавить соотношения, определяющие погрешности  $dx_1$  и  $dy_1$  координат оси вращения кулачка, получающиеся дифференцированием уравнений (8).

Выявленные зависимости дают наглядное представление о степени влияния неточностей выполнения размеров деталей привода клапана рассматриваемого механизма газораспределения на взаимное расположение деталей. Например, наибольшее влияние на положение центра  $O_2$  качания рычага оказывают погрешности толщины  $k$  рычага, радиуса  $r_0$  начальной окружности кулачка и величины теплового зазора  $\delta$ , высоты  $h_2$  головки цилиндров, длины  $h_3$  клапана, размера  $h_4$ , определяющего положение седла клапана, расстояния  $h_1$  оси кулачка от верхней плоскости головки цилиндров и наклона  $\nu$  оси клапана к оси цилиндра. Практически на положение центра  $O_2$  не влияют погрешности радиусов  $r_t$  и  $r$  и координат  $\xi_3$  и  $\xi_4$ . Ошибки в величине радиуса  $r$  поверхности рычага, соприкасающейся с торцом клапана, не отражаются на расположении точек  $O_2$  и  $O_3$ , изменяя только координату  $y_4$  точки  $O_4$ . Аналогично ошибки радиуса  $r_t$  поверхности рычага, сопряженной с кулачком, заметно влияют только на координату  $y_3$ , погрешности в размере  $\xi_3$  — только на координату  $x_3$ , а в размере  $\xi_4$  — только на координату  $x_4$ .

Формулы (9) позволяют подсчитать и коэффициенты зависимости (5), определяющей ошибку начального значения угла наклона плеча рычага к оси клапана.

Пусть, например, размеры  $h_1, l_1, r_0, x_2$  изготавливаются с точностью  $\pm 0,05$  мм, размеры  $h_2, h_3, l_2, k, \xi_3, \xi_4$  — с точностью  $\pm 0,1$  мм,  $h_4$  — с точностью  $\pm 0,15$  мм,  $r_t$  и  $r$  — с точностью  $\pm 0,2$  мм, максимальная ошибка теплового зазора равна 0,05 мм, а допуск на угол  $\nu$  задан отклонением образующей расточки под клапан не более 0,1 мм на длине 100 мм. Так как для малых углов  $\operatorname{tg} \Delta\nu \approx \Delta\nu$ , то  $\Delta\nu \approx 0,1 : 100 = 0,001$  рад. Тогда максимальная погрешность (при самом неблагоприятном сочетании отклонений) угла  $\gamma_0$  равна  $\Delta\gamma_0 = 2,43^\circ$ .

Вероятность появления подсчитанной выше максимальной погрешности угла  $\gamma_0$  пренебрежимо мала (она равна произведению вероятностей того, что каждый из размеров  $z_j$ , определяющих величину  $\gamma_0$ , будет выполнен с предельным отклонением  $\Delta z_j$ ). Будем считать, что распределение погрешностей всех размеров удовлетворяет нормальному закону [2]. Тогда по такому же закону будет распределено и отклонение  $d\gamma_0$ . Если, кроме того, вероятность получения предельного отклонения по каждому из размеров одинакова, то предельное (с такой же вероятностью) отклонение угла  $\gamma_0$  равно

$$\Delta^* \gamma_0 = \sqrt{\sum_j \left( \frac{d\gamma_0}{dz_j} \Delta z_j \right)^2}.$$

В рассматриваемом примере  $\Delta^* \gamma_0 = 0,86^\circ$ , причем наибольший вклад в эту величину вносит колебание размера  $h_4$ . Примерно вдвое меньше роль предельных отклонений размеров  $h_2, h_3$  и  $k$ . Еще в 3—4 раза меньше влияют разрешаемые допусками ко-

лебания размеров  $r$ ,  $r_0$ ,  $\delta$  и  $h_1$ . Предельные отклонения всех остальных размеров данного механизма на величине угла  $\gamma_0$  практически не отражаются.

Аналогичный подсчет, проведенный для ошибки  $dx_4^*$ , показал, что ее максимально возможная при выбранной системе допусков величина равна 0,611 мм, а фактическая предельная ошибка этой координаты составляет 0,208 мм. Наибольшее влияние на эту ошибку оказывают погрешности размеров  $\xi_4$  и  $h_4$ .

Подобный анализ влияния погрешностей размеров деталей механизма газораспределения на их взаимное расположение полезен для оценки правильности назначения допусков на эти размеры. Не меньший практический интерес представляет исследование влияния точности изготовления деталей на сдвиг фаз газораспределения двигателя. Сдвиг фаз  $d\varphi$  определяется поворотом линии  $O_1O_3$  при закрытом клапане (см. рис. 1):

$$d\varphi = \frac{x_1 - x_3}{(r_0 + r_t + \delta)^2} (dy_1 - dy_3) - \frac{y_1 - y_3}{(r_0 + r_t + \delta)^2} (dx_1 - dx_3).$$

Для механизма, рассмотренного выше, максимально возможный сдвиг фаз равен  $d\varphi = 0,807^\circ$ . Фактическое предельное значение сдвига получается сравнительно небольшим:  $\Delta^* \varphi = 0,269^\circ$ . На сдвиг фаз в данном механизме влияют в основном ошибки размеров  $\xi_3$  и  $l_2$ .

Рассмотрим вопрос о связи допусков на изготовление деталей механизма газораспределения с искажением теоретического движения клапана.

Продифференцируем равенство (1):

$$dy = (\sin \gamma_0 - \sin \gamma) dR_1 - R_1 (\cos \gamma_0 d\gamma_0 - \cos \gamma d\gamma). \quad (10)$$

Часть величин, входящих в формулу (10), была определена выше, для отыскания остальных нужно воспользоваться кинематическими зависимостями, связывающими угол поворота

Как видно, погрешность расстояния  $a$  при рассмотренной схеме задания размеров деталей может оказаться довольно значительной.

Погрешность расстояния  $b$  зависит от ошибок изготовления только одной детали — рычага клапана.

Для рассматриваемого примера  $\Delta b = 0,1755$  мм;  $\Delta^* b = 0,113$  мм.

Наиболее сложно исследовать влияние на кинематику привода клапана погрешностей  $dR$  радиус-векторов центрального профиля кулачка.

Ограничимся наиболее важным случаем, когда размеры механизма таковы, что  $r_0 + r_t \gg \frac{ds}{da}$  отношение  $\frac{r_0 + r_t + s}{R} \approx$

≈ 1. При этом условии

$$dR \approx dr_0 + dr_t + ds + \frac{\frac{ds}{da}}{r_0 + r_t + s} d \left( \frac{ds}{da} \right), \quad (12)$$

где  $ds$  — ошибка подъема  $s$  толкателя с плоской тарелкой;  $d \left( \frac{ds}{da} \right)$  — отклонение скорости толкателя с плоской тарелкой от ее номинального значения (на чертеже распределительного вала допуск на эту величину задается указанием предельной разницы отклонений от номинала нескольких соседних табличных значений подъема).

При подстановке выражений (11) и (12) в соотношение (10) воспользуемся малостью угла  $\gamma - \gamma_0 = \theta - \theta_0$  поворота рычага и тем, что в существующих конструкциях механизма газораспределения допустимо принять  $\sigma \approx \sigma_0 = \text{const}$ :

$$dy \approx (\gamma - \gamma_0) \left[ R_1 \sin \frac{\gamma_0 + \gamma}{2} d\gamma_0 - \cos \frac{\gamma_0 + \gamma}{2} dR_1 - \frac{R_1 \cos \gamma}{a \sin \sigma_0} \sin \left( \sigma_0 + \frac{\theta + \theta_0}{2} \right) db \right] - \frac{R_1 \cos \gamma}{a \sin \sigma_0} \left[ ds - ds_0 + \frac{\frac{ds}{da} d \left( \frac{ds}{da} \right)}{r_0 + r_t + s} - \frac{\frac{ds_0}{da} d \left( \frac{ds}{da} \right)}{r_0 + r_t + s} \right]. \quad (13)$$

рычага с профилем кулачка и геометрией других звеньев механизма газораспределения [3]. Из этих зависимостей следует, что

$$d\gamma = d\gamma_0 + d\theta - d\theta_0; \quad (11)$$

$$d\theta = \frac{1}{a \sin \sigma} [dR - \cos \sigma da + \cos(\theta + \sigma) db],$$

где  $\theta$  — угол  $O_1O_2O_3$  (см. рис. 1);

$\sigma$  — угол  $O_2O_1O_3$ ;

$a$  — расстояние  $O_1O_2$ ;

$b$  — расстояние  $O_2O_3$ ;

$R$  — радиус-вектор центрального профиля кулачка (эквидистанты профиля, отстоящей от него на расстоянии  $r_t$ ).

Отклонение от номинала межцентрового расстояния  $a$  можно определить на основе полученных выше выражений, показывающих влияние погрешностей размеров деталей на взаимное расположение звеньев механизма газораспределения. При тех допусках на изготовление размеров деталей, которые были указаны выше, максимальное отклонение  $\Delta a = 1,7875$  мм.

Если допустить, что отклонения всех размеров, заданных на чертеже, распределены по нормальному закону с одинаковой предельной погрешностью, то фактическая предельная погрешность величины  $a$  равна  $\Delta^* a = 0,603$  мм.

\* Важность ее обусловлена влиянием положения точки контакта рычага и клапана на характер движения клапана в зазоре между стеблем клапана и его направляющей.

Погрешность перемещения клапана, таким образом, состоит из двух слагаемых. Одно из них, приблизительно пропорциональное углу поворота рычага (при подъеме клапана функция  $\cos \gamma$ ,  $\sin \frac{\gamma_0 + \gamma}{2}$  и т. п. меняются незначительно), зависит от точности изготовления всех деталей, определяющих положение звеньев механизма при закрытом клапане. Второе слагаемое отражает влияние погрешностей профиля кулачка.

Погрешность межцентрового расстояния  $a$  практически не отражается на движении клапана.

Выражения, аналогичные (13), можно получить и для погрешностей скорости и ускорения клапана. Отклонения этих кинематических характеристик механизма газораспределения от теоретических законов обусловлены главным образом погрешностями профиля кулачка. Поэтому при решении вопросов о назначении допусков на размеры остальных звеньев механизма, которым посвящена настоящая работа, исследование скоростей и ускорений клапана излишне.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Березин И. С., Жидков Н. П. Методы вычислений, т. 1. М., Физматгиз, 1959.
2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., Физматгиз, 1962.
3. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения двигателя. М., «Машиностроение», 1964.

# Влияние неустановившихся режимов на характеристики искровых разрядов некоторых типов электронных систем зажигания

Д-р техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, В. В. МАЛОВ, канд. техн. наук В. М. ЗГУТ

Волгоградский политехнический институт

**И**ЗУЧЕНИЕ работы классической батарейной системы зажигания в эксплуатационных условиях показывает, что при неустановившихся режимах искровой разряд этой системы претерпевает ряд специфических изменений, которые могут приводить к пропускам зажигания или неполному сгоранию топлива в отдельных циклах. Ограниченные возможности классических схем батарейного зажигания вряд ли позволят устранить указанные недостатки.

Более широкие возможности изменения характеристик искровых разрядов дают электронные системы зажигания. Нами исследовались две контактно-транзисторные системы с различной продолжительностью индуктивной фазы искрового разряда и контактно-тиристорная (конденсаторная). Обозначим их соответственно ЭСЗ-1, ЭСЗ-2 и ЭСЗ-3.

Основные параметры исследуемых систем зажигания приведены в табл. 1. В данном случае и далее приводятся для срав-

Таблица 1

Система зажигания	Максимальная величина вторичного напряжения, развиваемого системами, $U_{2m}$ в кВ	Длительность индуктивной фазы разряда $\tau_{i,p}$ в мкс	Длительность фронта импульса высокого напряжения $\tau_{\phi}$ в мкс
ЭСЗ-1	25,5—21,5	2600—1000	150
ЭСЗ-2	21—16	1500—500	50
ЭСЗ-3	29—28	150—50	30
КБСЗ	18—12	1000—400	75

нения соответствующие величины, характеризующие работу классической батарейной системы зажигания (КБСЗ).

Диапазон значений  $U_{2m}$  указан для интервала 1400—1800 об/мин. Большие значения  $\tau_{i,p}$  относятся к режиму  $\Phi_{dp}=15\%$ ,  $n=1400$  об/мин, а меньшие — к режиму  $\Phi_{dp}=100\%$  и  $n=4000$  об/мин. Значения  $\tau_{\phi}$  определены при разомкнутой вторичной цепи и  $n=1400$  об/мин.

Эксперименты проводились на четырехтактном четырехцилиндровом карбюраторном двигателе воздушного охлаждения. Неустановившиеся режимы создавались путем открывания дроссельной заслонки (условно назовем их разгонами). Во всех экспериментах дроссельная заслонка открывалась от  $\Phi_{dp}=15\%$  до  $\Phi_{dp}=100\%$  от полного открытия (по углу поворота оси). Время открывания дроссельной заслонки  $\tau_{dp}$  составляло 0,1—6,0 с. В каждой серии опытов независимо от скорости открывания заслонки число оборотов поддерживалось постоянным (1400, 1800, 2500 и 4000 об/мин), стабилизировалось число оборотов системой автоматического регулирования нагрузки. С целью обеспечения строгой идентичности исследования все системы зажигания переключались с помощью специального коммутатора при работающем двигателе.

Предварительно определялись оптимальные межэлектродные зазоры свечей. Испытания показали нецелесообразность увеличения их свыше 0,7—0,9 мм при использовании контактно-транзисторных систем зажигания. Увеличение зазоров выше указанных приводит к снижению экономических и динамических показателей двигателя, что, вероятно, можно объяснить существенным сокращением длительности искрового разряда вследствие увеличения пробивных напряжений и меньшей устойчивости индуктивной фазы разряда при этих условиях. Для тиристорной системы зажигания оптимальным является зазор 1,2—1,4 мм. Тиристорная система обеспечивает надежную и бесперебойную работу двигателя при увеличении межэлектродных зазоров вплоть до 2,2 мм. Однако при этом несколько ухудшается экономичность двигателя.

Проведенные исследования позволили отметить, что величины пробивных напряжений при разгоне  $U_{pr}^{hy}$  существенно превышают значения, зафиксированные при соответствующих установившихся режимах  $U_{pr}^y$ . Наиболее резкое увеличение пробивных напряжений как классической [1], так и указанных выше электронных систем наблюдается при быстром открывании дроссельной заслонки и низких числах оборотов двигателя. Кроме того, на начальных участках разгона наблюдается значительная цикловая нестабильность (неравномерность) пробивных напряжений. Исследование процессов,

протекающих во впусканном трубопроводе, дает основание предположить, что эти явления в системах зажигания преимущественно обусловлены особенностями смесеобразования в начальный период разгона. Подобие общего характера изменения  $U_{pr}^{hy}$  во времени при разгоне с разными системами зажигания позволяет ограничиться сопоставлением максимальных значений исследуемых величин, представляющих наибольший практический интерес.

В табл. 2 в числителе приведены наибольшие значения отношения  $\frac{U_{pr}^{hy}}{U_{pr}^y}$ , а в знаменателе — максимальные значения (в

Таблица 2

п в об/мин	КБСЗ	ЭСЗ-1	ЭСЗ-2	ЭСЗ-3
При $\tau_{dp}=0,1$ с				
1400	1,67/29	1,4/22	1,32/16,5	1,23/11
1800	1,53/24	1,3/20	1,22/15	1,16/10
2500	1,32/21	1,25/19	1,2/14	1,12/9
4000	1,24/18	1,2/17	1,16/13	1,06/8
При $\tau_{dp}=2,0$ с				
1400	1,33/22	1,22/16,5	1,20/14	1,15/10
1800	1,3/20	1,18/16	1,15/12,5	1,11/9
2500	1,25/17	1,16/14,5	1,11/12	1,08/8
4000	1,16/14	1,14/14	1,1/11	1,05/8
При $\tau_{dp}=6,0$ с				
1400	1,23/20	1,19/14	1,15/12,5	1,07/8
1800	1,2/18	1,18/12	1,11/10	1,06/7,5
2500	1,18/15	1,12/10	1,09/10	1,05/7,5
4000	1,18/13	1,1/10	1,06/9	1,04/7,0

процентах) неравномерности пробивных напряжений  $\delta$ , наблюдающиеся при работе двигателя с разными системами зажигания:

$$\delta = \frac{|U_{pr}^{hy} - U_{pr}^y|}{U_{pr}^{hy}},$$

где  $U_{pr}^{hy}$  — текущие цикловые значения исследуемых величин;

$U_{pr}^y$  — средние значения пробивных напряжений.

Неустановившиеся режимы, приводящие во всех случаях к росту пробивных напряжений, отражаются на протекании искрового разряда электронных систем зажигания в значительно меньшей степени, чем на разрядных процессах классической батарейной системы. Различие особенно заметно при высоких скоростях открывания дроссельной заслонки и низких числах оборотов коленчатого вала. В результате при разгоне двигателя электронные системы имеют более высокий и стабильный

коэффициент запаса по напряжению  $K_3 = \frac{U_{2m}}{U_{pr}}$ .

Отмеченное увеличение пробивных напряжений вызывает перераспределение энергии разряда, что приводит к сокращению его длительности и неблагоприятно отражается на воспламеняющей способности искры. На начальных участках разгона двигателя положение еще более усугубляется из-за снижения величины шунтирующих сопротивлений на свечах зажигания, которое приводит к дополнительному сокращению длительности искрового разряда вследствие уменьшения величины вторичного напряжения. Указанные явления в наибольшей степени влияют на работу контактно-транзисторной системы с длительным разрядом (ЭСЗ-1). Развитие разрядного процесса этой системы, имеющей пологий фронт импульса вторичного напряжения, в значительной степени зависит от состояния разрядного промежутка. Проведенные исследования свидетельствуют о том, что диапазон изменения длительности разряда у системы ЭСЗ-1, особенно при резком открывании дроссельной заслонки, значительно больше, чем у классической батарейной системы. Однако даже при  $\tau_{dp}=0,1$  с длительность

разряда электронной системы (рис. 1) превышает 1000 мкс, а продолжительность разряда классической батарейной системы при аналогичных условиях сокращается до 350 мкс.

Имеющиеся в литературе данные [2] свидетельствуют о том, что изменение длительности искрового разряда от 1000 до 3000 мкс отражается на показателях двигателя менее заметно, чем колебания его в интервале 100—1000 мкс, характерные для классической батарейной системы. Поэтому можно было ожидать, что применение вместо последней на двигателе системы типа ЭСЗ-1 улучшит его динамические и экономические качества.

Разряд электронной системы ЭСЗ-2 менее подвержен влиянию изменяющихся условий искрообразования, связанных с режимом работы двигателя. Например, как видно из рис. 1, резкое открывание дроссельной заслонки сопровождается сокращением продолжительности разряда системы ЭСЗ-1 (по отношению к длительности искры при  $\Phi_{dp}=100\%$  и установившемся режиме) на 700 мкс, а для ЭСЗ-2 указанное различие составляет лишь 440 мкс. Однако вследствие конструктивных особенностей последнего прибора зажигания общая длительность его разряда значительно меньше, чем у ЭСЗ-1.

Менее всего зависит от интенсивности изменения режима параметры разрядного процесса тиристорной системы зажигания. Между тем, слишком малая продолжительность искры этой системы ( $\sim 100$  мкс) не может не отразиться на показателях двигателя, особенно при его разгоне. Опыты показали, что с возрастанием числа оборотов сокращение длительности

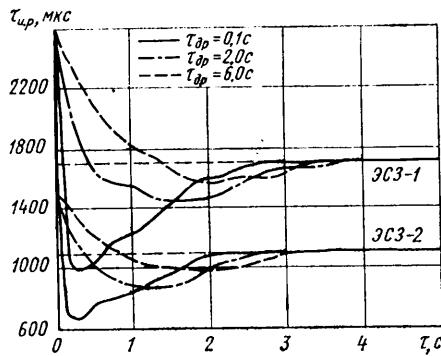


Рис. 1. Изменение длительности искрового разряда систем ЭСЗ-1 и ЭСЗ-2 при неустановившихся режимах ( $n = 1400$  об/мин)

искровых разрядов всех исследованных систем зажигания становится менее заметным. Так, при  $n=4000$  об/мин и  $\tau_{dp}=0,1$  с рассмотренное выше сокращение длительности искры системы ЭСЗ-1 составляет уже всего около 200 мкс.

В связи с изложенным выше представляет интерес сравнение величин крутящего момента двигателя на различных режимах при работе с рассматриваемыми системами зажигания.

Испытания на установившихся режимах свидетельствуют, что наибольшая разница наблюдается при  $\Phi_{dp}=15\div25\%$  и  $n=1400\div1800$  об/мин. Для двигателя данного типа именно эти режимы сопровождаются наибольшими отклонениями (до 15—20%) состава смеси по цилиндрям. Применение электронных систем зажигания заметно снижает неравномерность работы отдельных цилиндров.

Наибольшее влияние типа системы зажигания на динамические качества двигателя отмечено при неустановившихся режимах, и прежде всего, при резком открывании дроссельной заслонки. Максимальные различия в протекании, например, крутящего момента  $M_e$  наблюдаются на начальных участках разгона. Так, при работе двигателя с классической батарейной системой зажигания крутящий момент в течение некоторого промежутка времени  $\tau_1$  (рис. 2) после начала движения дросселя (разного для разных скоростных режимов и темпов открытия заслонки) либо почти не изменяется, либо даже уменьшается (при  $n=1400$  об/мин). Это время связано с особенностями процесса смесеобразования [3].

Несомненно, существенное воздействие на протекание кривых крутящего момента при неустановившихся режимах наряду со многими другими факторами должны оказывать и параметры искрового разряда, инициирующего воспламенение рабочей смеси. Эксперименты показали, что при работе двигателя с классической батарейной системой зажигания происходят пропуски зажигания в отдельных циклах начального периода разгона. Эти пропуски, наблюдаемые преимущественно при резком открывании дроссельной заслонки и низких числах оборотов, вызываются как перебоями искрообразования, так и не-воспламенением рабочей смеси в некоторых циклах даже при

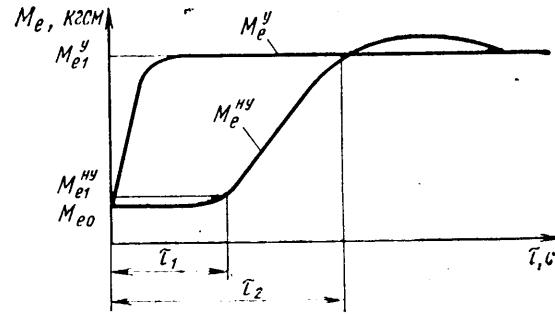


Рис. 2. Характерная кривая изменения крутящего момента во времени при открывании дроссельной заслонки

наличии разряда. Указанные явления, вероятно, обусловлены не только отмеченным выше снижением коэффициента запаса  $K_3$ , связанным с ростом пробивных напряжений и уменьшением величины шунтирующих сопротивлений на свечах [4], но также и с резким сокращением длительности искровых разрядов. Последний фактор приобретает большое значение в связи с тем, что при разгоне существенно возрастает гетерогенность смеси в цилиндрах. Действительно, при переходе к электронным системам зажигания, имеющим более высокий коэффициент запаса по напряжению и большую продолжительность искрового разряда, отставание в изменении  $M_e$  за отрезок времени  $\tau_1$  становится меньше.

Это хорошо видно из рис. 3, где представлены относительные изменения величины крутящего момента на начальном этапе разгона:

$$\frac{\Delta M_e^{hy}}{\Delta M_e^y} = \frac{M_{e1}^{hy} - M_{e0}}{M_{e1}^y - M_{e0}},$$

где  $M_{e1}^{hy}$  — значение крутящего момента при неустановившемся режиме через  $\tau_1$  с;  
 $M_{e0}$  — значение крутящего момента на исходном режиме ( $\Phi_{dp}=15\%$ );  
 $M_{e1}^y$  — значение крутящего момента при установившемся режиме ( $\Phi_{dp}=100\%$ ).

Как следует из приведенных кривых, наибольший положительный эффект наблюдается при низких числах оборотов двигателя и использовании электронного прибора с длительным искровым разрядом (ЭСЗ-1). Некоторое улучшение динамики двигателя при высоких оборотах дает и тиристорная система зажигания, имеющая мощный емкостный разряд. Однако применение последней приводит к резкому снижению величины крутящего момента на начальных этапах открытия дроссельной заслонки при  $n=1400$  об/мин.

Отмеченные выше изменения крутящего момента, по-видимому, можно объяснить тем, что при низких числах оборотов коленчатого вала вследствие слабой турбулизации заряда и интенсивного пленкообразования (особенно при резком воздействии на дроссель) топливо попадает в цилиндры плохо распыленным. В результате горючая смесь к моменту, непо-

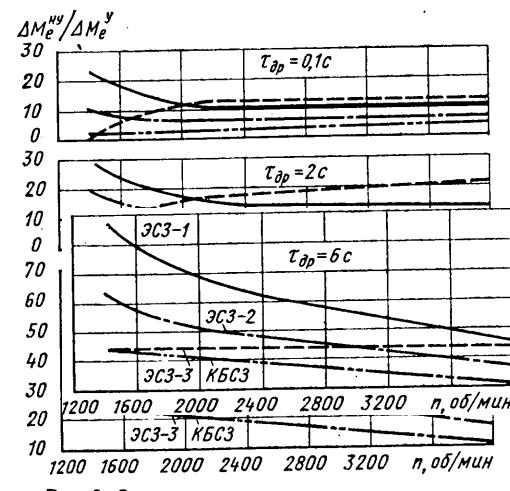


Рис. 3. Относительное изменение величины крутящего момента на начальном участке разгона при работе двигателя с разными системами зажигания

средственю предшествующему искровому разряду, оказывается в значительной степени гетерогенной. Увеличивается вероятность того, что в случае кратковременного, хотя и мощного разряда, в зоне свечи в момент искрообразования окажется смесь наименее благоприятного состава. Результаты экспериментальных исследований многоискровых конденсаторных систем зажигания свидетельствуют, например, о том, что на режимах, сопровождающихся неоднородностью состава смеси в цилиндре, воспламенение заряда в некоторых циклах происходит только после второго или даже третьего высоковольтного импульса [5].

В результате более интенсивного нарастания крутящего момента двигателя при работе его с электронными системами зажигания сокращается время разгона. Например, при  $n = 1400 \div 1800$  об/мин и  $\tau_{dp} = 2$  с промежуток времени  $\tau_2$  (рис. 2), в течение которого крутящий момент достигает значений, соответствующих установленным режимам, при использовании электронной системы зажигания ЭСЗ-1 на 12—15% меньше, чем при использовании классической батарейной системы. Для системы ЭСЗ-2 указанное различие составляет 8—10%. Применение тиристорной системы зажигания, наоборот, удлиняет рассматриваемый период до 10—15%.

Имеющиеся экспериментальные данные о влиянии типа системы зажигания на экономичность двигателя и токсичность

отработавших газов также свидетельствуют о предпочтительности использования электронных систем с увеличенной продолжительностью искрового разряда.

Таким образом, электронные системы зажигания имеют более стабильные характеристики искрового разряда и большие значения коэффициента запаса по напряжению, чем классическая батарейная система. Наиболее стабилен разряд тиристорной системы. В реальных эксплуатационных условиях более важную роль, нежели стабильность характеристик разряда, играет его продолжительность. Поэтому система зажигания с длительным разрядом, в частности ЭСЗ-1, обеспечивает лучшие динамические показатели двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Злотин Г. Н., Малов В. В., Згут В. М. В сб. трудов ВПИ «Неустановившиеся процессы в колесных и гусеничных машинах», Волгоград, 1972.
2. «Autotechnik», 1970, № 9, стр. 7—11.
3. Згут В. М., Малов В. В., Мишустин Н. А. В сб. трудов ВПИ «Неустановившиеся процессы в колесных и гусеничных машинах», Волгоград, 1972.
4. Galster George M. — «SAE» — Australas, 1970, № 4.
5. Warner R. S. «Papier American Society of Mechanical Engineers», 1970, № DGP-11.

УДК 629.113

## Возможности повышения средних скоростей движения автомобиля на неровных дорогах

В. Ф. ПЛАТОНОВ

**ПОВЫШЕНИЕ** эффективности автомобиля непосредственно связано с увеличением его средней скорости движения, т. е. быстроходности.

Дорога, как фактор, ограничивающий среднюю скорость движения автомобиля, в основном может быть оценена показателями, характеризующими ее сопротивление качению, макрорельеф, микропрофиль и извилистость в плане. Влияние их на скоростные качества автомобиля не равноценно. Исследования показали, что изменение сопротивления качению и макрорельефа (насыщенность подъемами и спусками) заметно сказывается на средней скорости в случае недостаточной удельной мощности автомобилей или автопоезда и очень незначительно отражается на скорости при высоких значениях удельной мощности. Так, увеличение коэффициента сопротивления качению на однотипной дороге с 0,03 до 0,2, т. е. в диапазоне, практически охватывающем все многообразие встречающихся дорожных условий, при сохранении постоянными всех остальных факторов, приводит к снижению средней скорости движения автомобиля типа ГАЗ-53А всего на 18—20%.

Для автопоездов с удельной мощностью не более 8—9 л. с./т влияние сопротивления качению и макрорельефа более существенно.

Для автомобилей с высокой удельной мощностью (более 15—16 л. с./т) фактором, в наибольшей степени влияющим на среднюю скорость движения, является микропрофиль дороги.

Циклический характер (разгон — движение с постоянной скоростью — торможение) реального движения автомобиля представляет две возможности повышения средней скорости: за

счет сокращения времени этапа разгона до максимально допускаемой дорожными условиями скорости и за счет повышения значения этой скорости и расширения по времени этапа движения с максимальной скоростью.

Этап замедления (торможения) автомобиля в общем балансе времени движения при современных высокоеффективных тормозных системах занимает незначительную долю, поэтому ощутимого повышения средней скорости за счет его сокращения достичь не представляется возможным. Первое из указанных направлений связано с повышением удельной мощности и соответствующей разбивкой передач трансмиссии, второй путь — с совершенствованием системы подпрессоривания.

На рис. 1 приведены значения средних скоростей по результатам испытаний автомобилей в различных дорожных условиях. Увеличение удельной мощности приводит к заметному повышению средней скорости на хороших дорогах и к весьма незначительному — на разбитых.

Показательными в этом отношении являются результаты, приведенные в табл. 1 и 2. В табл. 1 представлены экспериментальные данные сравнительных одновременных испытаний автомобилей на разбитой грунтовой дороге. Все автомобили имеют примерно одинаковые параметры подпрессоривания и сопротивление качению, поэтому средняя скорость в этих условиях для них определяется удельной мощностью и разбивкой передач трансмиссии.

Из табл. 1 видно, что, несмотря на значительную разницу автомобилей в весе, средняя скорость у них (за исключением автомобиля КрАЗ-255Б) одинаковая. Меньшая по сравнению со всеми остальными автомобилями скорость у автомобиля КрАЗ-255Б объясняется низкой удельной мощностью (12,2 л. с./т). У автомобилей с удельной мощностью выше 13—15 л. с./т изменение ее даже на 50% не увеличивает средней скорости на разбитых дорогах. Особенно показательно в этом отношении сравнение данных по автомобилям «Урал-375» с разными двигателями. Увеличение мощности на 30 л. с. (на 17%) не отразилось в рассматриваемых условиях на средней

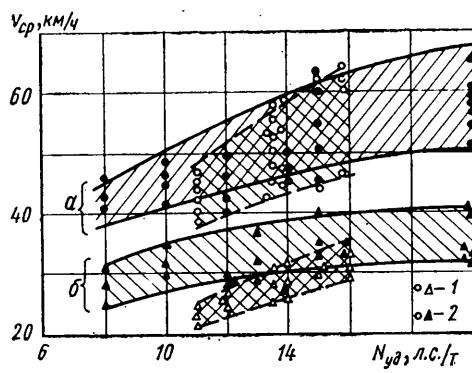


Рис. 1. Влияние удельной мощности на среднюю скорость движения:  
а — асфальтобетонное шоссе; б — грунтовая дорога;  
1 — неполноприводные автомобили;  
2 — полноприводные автомобили

Таблица 1

Автомобиль	Мощность двигателя в л. с.	Удельная мощность в л. с./т	Протяженность маршрута в км	Средняя скорость в км/ч	Расход топлива в л/100 км
ГАЗ-66	115	19,8	66,7	26,8	70,3
ЗИЛ-131	150	14,8	80	27,6	108,5
Урал-375	175(180)	13,2(13,6)	80	29,7	125
Урал-375 с дизелем	210	15,8	80	26,7	61,1
То же	210	15,8	80	29,1	65,5
КрАЗ-255Б	240	12,2	53,4	20,4	74,8

Таблица 2

Характеристика автомобиля	Протяженность маршрута в км	Средняя скорость км/ч	Расход топлива л/100 км	Путь в м и время в мин, пройденные на передачах						Среднее число включений за маршрут и за 1 км
				I	II	III	IV	V	VI	
Грунтовая дорога удовлетворительного качества										
Общий весом 13,3 т с двигателем мощностью 175 л. с.:										
без прицепа . . . . .	18,5	35,6	110,0	45/0,8	218/1,1	8382/14,1	9855/15,2	—	—	53 2,9
с прицепом весом 6 т . . . . .	18,5	28,5	146	318/4,2	2499/10,8	8052/17,8	7657/6,2	—	—	67 3,6
То же, с двигателем мощностью 210 л. с.:										
без прицепа . . . . .	18,5	36,5	59,5	—	2539/5,5	1133/1,0	3399/5,4	10,483/17,7	998/0,8	33 1,8
с прицепом весом 6 т . . . . .	18,5	31,5	81,6	—	2780/10,2	3080/4,8	5240/7,3	7400/13,0	—	33 1,8
Асфальтобетонное шоссе, местами разбитое										
Общий весом 13,3 т с двигателем мощностью 175 л. с.:										
без прицепа . . . . .	66,1	53,7	66,6	142,5/1,3	409/1,6	2607/3,6	6596/10,3	56345/57,0	—	68 1,03
То же, с двигателем мощностью 210 л. с. .	66,1	60,1	40,5	—	283/0,3	1416/1,6	1699/2,5	4533/7,4	58215/53,8	56 0,85
0,85	46	0,7								

скорости. В более легких дорожных условиях, с меньшим уровнем неровностей, увеличение удельной мощности автомобиля приводит к росту средней скорости, причем чем лучше состояние поверхности дороги, тем значительнее эффект от увеличения удельной мощности. При этом интенсивность встречного и попутного движения на хороших дорогах примерно одинакова во всех экспериментах.

В табл. 2 приведены результаты испытаний автомобилей с двигателями разной мощности на грунтовой дороге удовлетворительного качества и на асфальтобетонном шоссе.

Из табл. 2 следует, что прирост удельной мощности свыше 13,6 л. с. не оказывается на средней скорости одиночного автомобиля даже на дороге удовлетворительного состояния (разница в пределах точности измерений). В этих условиях несколько повышается (на 10%) скорость движения автопоезда в случае установки двигателя мощностью 210 л. с. (на разбитой грунтовой дороге скорости одиночного автомобиля и поезда почти одинаковы). В случае движения по дороге с относительно малым уровнем неровностей (асфальтобетонное шоссе с выбоинами) средняя скорость у автомобиля с повышенной удельной мощностью заметно увеличивается (на 12%). При этом в более тяжелых дорожных условиях водитель значительно чаще применяет торможение и переключение передач (чаще частота циклов разгон—торможение). Для рассматриваемого случая при равных мощностях двигателя частота торможения на 1 км грунтовой дороги в 5,1—5,2 раза выше, чем на 1 км асфальтобетонной, а количество переключений в 2—3 раза больше.

Несколько необычно оказывается увеличение удельной мощности на загрузке водителя при движении автомобилей по одинаковой дороге. Как видно из табл. 1, увеличение мощности приводит в сопоставимых условиях к увеличению частоты торможений (в 2,1—2,2 раза), хотя частота переключений передач снижается. Это вполне логично, так как в результате приращения мощности возможно движение без перехода на более низшую ступень за счет расширения диапазона оборотов двигателя.

Таким образом, увеличение удельной мощности, хотя и целесообразно по соображениям улучшения динамических качеств, тем не менее не является однозначным и универсальным решением по повышению быстротходности автомобиля.

Разбивка передач не позволяет автомобилю заметно поднять среднюю скорость движения по следующим причинам:

1. На разбитых грунтовых дорогах вследствие относительно низкой скорости мощность двигателя реализуется не более чем на 40—60%. В этом случае использование той или иной передачи выбирается водителем, исходя из режима работы двигателя, и поэтому порядок передачи и разбивка ступеней не оказывают заметного влияния на среднюю скорость автомобиля. Разбивка передач при этом отражается (и значительно) в основном на расходе топлива.

2. На хороших дорогах движение автомобиля происходит на более высоких скоростях с использованием высших передач.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

дач. Их разбивка всегда делается более плотной по сравнению с низшими. У современных многоступенчатых коробок передач отношения передаточных чисел первой и последующей передач находятся обычно в интервале 1,3—1,6. Вследствие этого степень влияния разбивки передач на среднюю скорость снижается. Разбивка передач сказывается главным образом на режимах максимального (или близкого к этому) использования мощности, когда автомобиль используется в составе автопоезда.

Таким образом, практически невозможно получить увеличение мощности двигателя или улучшение разбивки передач при достигнутом на современном этапе развития отечественных автомобилей уровне удельных мощностей. Наиболее эффективным для этих условий направлением является совершенствование системы подрессоривания.

Установлено, что чем выше удельная мощность, тем более результативным может быть влияние подвески на скоростные качества автомобиля. Обычно подвеску рассматривают с точки зрения улучшения плавности хода, комфорта бельности. Повышение скорости автомобиля связано с плавностью хода совершенно в ином плане. В этом случае перегрузки являются критерием, ограничивающим скорость. Следовательно, отправным моментом при анализе скоростных качеств будет заданный (т. е. постоянный) уровень ускорений, определяемый биологическими возможностями водителя.

В настоящее время нет единых стандартизованных нормативов допускаемых перегрузок при движении различных транспортных средств. Поэтому разными авторами для тех или иных групп машин (автомобилей, тракторов, транспортных гусеничных машин и т. п.) рекомендуются разный состав и разные значения оценочных параметров. Исходя из опыта длительной эксплуатации грузовых автомобилей по неровным дорогам для этих условий критериями и их предельно допустимыми значениями<sup>1</sup> можно считать:

- 1) уровень среднеквадратичных вертикальных ускорений — 0,5 g;
- 2) максимальные вертикальные ускорения непрерывных воздействий — 1,2 g;
- 3) максимальные вертикальные ускорения эпизодических толчков — 1,5 g.

Принимая эти значения параметров в качестве исходных можно определить возможную скорость движения автомобиля при заданной конструкции системы подрессоривания на соответствующей дороге или отыскать схему и необходимые характеристики подвески для получения нужных средних скоростей. В данном случае представляют интерес возможности увеличения средней скорости, поэтому рассмотрим систему подрессоривания с точки зрения ее потенциальных возможностей.

У большинства современных автомобилей распространена простейшая схема подрессоривания — параллельное включение

<sup>1</sup> Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.

ние упругого и демпфирующего элементов между подпрессоренной и неподпрессоренной массами. Попытка ее усложнения не приводит к сколько-нибудь заметному улучшению параметров плавности хода и как следствие — быстроходности в широком диапазоне дорожных условий. Более сложные схемы подпрессоривания могут способствовать повышению средних скоростей в отдельных режимах движения. Поэтому данное направление в принципе вряд ли может считаться перспективным.

Направление, связанное с отысканием рациональных значений и соотношений параметров ходовой части и подвески на современном этапе, полностью не исчерпано, и возможности повышения быстроходности за счет этого остаются весьма широкими, особенно для многоосных автомобилей и автопоездов.

Выяснение ряда закономерностей и определение оптимальных с точки зрения быстроходности значений различных параметров осуществлялось методом электронного моделирования и экспериментального исследования макетной одноколесной установки с регулируемой системой подпрессоривания.

Моделирование на АВМ движения автомобиля по дорогам с различным составом спектра случайных неровностей позволило установить некоторые общие закономерности.

В наибольшей степени на скорость как для линейной, так и нелинейной подвески влияет величина общего хода подвески. С увеличением хода снижается уровень нагрузок и повышается скорость движения автомобиля на дорогах всех типов (рис. 2 и 3). Из этих рисунков следует, что скорость движения автомобиля растет пропорционально увеличению хода (среднеквадратичного прогиба) подвески. Эта закономерность остается справедливой в очень широком диапазоне изменения жесткости подвески. Увеличение жесткости подвесок второй оси почти не оказывается на скоростных показателях, но зато позволяет обеспечить за счет ограничения крена необходимую боковую устойчивость подпрессоренной массы при движении на косогорах и поворотах.

Увеличивать среднюю скорость автомобиля при увеличении хода подвески можно до определенных пределов, поскольку с ростом скорости возрастают не только динамические вертикальные нагрузки на колеса, но и горизонтальные, особенно на дорогах с короткими неровностями. Однако если вертикальные нагрузки от колес на подпрессоренную массу можно значительно уменьшить за счет подвески, то горизонтальные динамические реакции при существующих типах направляющих устройств почти полностью передаются на кузов. Они растут пропорционально скорости движения автомобиля и на дорогах со средним и повышенным уровнем неровностей становятся примерно одинаковыми с вертикальными, когда скорость ограничивается ходом подвески около 500—600 мм. В обычных подвесках, имеющих ход около 200—300 мм, горизонтальные усилия при допустимых вертикальных ускорениях  $\ddot{z}_{ск} = 0,5 g$  не превышают 20—25% от вертикальных. Таким образом, дальнейшее увеличение хода становится неоправданным, поскольку в качестве ограничивающего фактора начинают выступать горизонтальные реакции.

Реализация больших ходов подвески в пределах до 500—600 мм сопряжена с известными трудностями, заключающимися в необходимости применения принципиально новых типов направляющих устройств (балансир), сложного редукторного привода к колесам, а также устройств, стабилизирующих кузов в продольной и поперечной плоскостях.

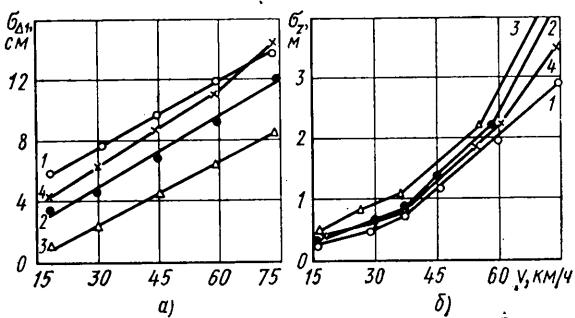


Рис. 2. Влияние хода подвески на скорость автомобиля при движении по дороге со средним уровнем неровностей: а — связь между скоростью движения и среднеквадратичным прогибом подвески (передние колеса)  $\delta_1, \delta_2$ ; б — зависимость среднеквадратичных вертикальных ускорений  $\ddot{z}$  центра тяжести автомобиля от скорости движения; 1 — жесткость рессор всех осей  $40 \text{ кгс/см}$ ; 2 — то же,  $80 \text{ кгс/см}$ ; 3 — то же,  $200 \text{ кгс/см}$ ; 4 — то же, рессор первой, третьей, четвертой осей  $40 \text{ кгс/см}$ , второй —  $200 \text{ кгс/см}$ .

Вологодская областная научная библиотека

Тем не менее, учитывая высокую эффективность данного конструктивного решения, представляется целесообразным рекомендовать при создании новых автомобилей, предназначенных для использования на грунтовых дорогах, максимально увеличивать ход подвески.

Имеющийся опыт позволяет считать вполне реальными и достижимыми значения хода (по колесу) около  $350$ — $370$  мм без существенных усложнений конструкции ходовой части и подвески.

Весьма существенно на скоростных качествах автомобиля оказывается наличие балансирной связи между колесами. Балансирная подвеска оказывается более эффективной при малых ходах, когда приводит к существенному снижению нагрузок на колеса. Более рациональной является балансирная связь между соседними колесами. К тому же и расстановка колес по тележечной схеме (2—2 или 1—2) обеспечивает меньшую динамическую нагруженность, чем при равномерной расстановке или расстановке по схеме 1—2—1.

Варьирование такими параметрами, как величина вязкого трения, жесткость шин и др., выявляет возможности заметного повышения скорости за счет выбора их оптимальных значений. Наиболее эффективным и практически перспективным является правильный подбор характеристики амортизаторов.

В зависимости от условий движения при небольших возмущениях оптимальными значениями относительного затухания будут: для дорог с преобладанием коротких неровностей —  $0,2$ — $0,3$ ; для дорог с равномерным спектром неровностей —  $0,3$ — $0,4$ ; для дорог с преобладанием длинных неровностей (до 10 м) среднего уровня —  $0,4$ — $0,5$ .

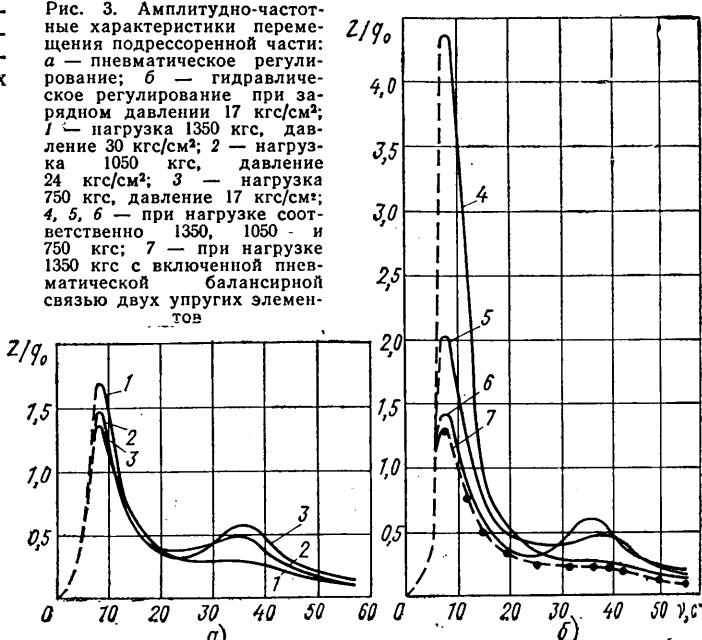
В случае значительных возмущений лучшие показатели получаются при более высоких значениях относительного затухания, даже на дорогах с короткими неровностями.

Такие параметры, как жесткость упругого элемента и жесткость шины, соотношение между статическим и динамическим ходом, в значительной степени сказываются на динамической нагруженности и уровне средних скоростей движения. Оптимальные сочетания этих параметров на различных дорогах различные.

Для условий преимущественной эксплуатации автомобиля по грунтовым дорогам, и особенно с повышенным уровнем неровностей, более высокие скорости обеспечиваются, когда статический ход подвески примерно равен динамическому, а статический прогиб шины составляет одну треть статического прогиба (по колесу) упругого элемента. В ряде случаев эффективно изменять давления в шинах. Так, на дорогах с преобладанием длинных неровностей улучшение плавности хода достигается в результате увеличения давления воздуха в шинах, на дорогах с преобладанием коротких неровностей, — наоборот, при уменьшении давления и жесткости. Исходя из этих соображений, желательно применение шин с увеличенным статическим прогибом. Для двухосных автомобилей оптимальный статический прогиб шины составляет в среднем 8—10 см, для трех- и четырехосных автомобилей — меньше (до 4—5 см).

По результатам экспериментальных исследований макетной регулируемой системы подпрессоривания вполне приемлемой следует считать медленно действующую систему регулировки

Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики перемещения подпрессоренной части: а — пневматическое регулирование; б — гидравлическое регулирование при зарядном давлении  $17 \text{ кгс/см}^2$ : 1 — нагрузка  $1350 \text{ кгс}$ , давление  $30 \text{ кгс/см}^2$ ; 2 — нагрузка  $1050 \text{ кгс}$ , давление  $24 \text{ кгс/см}^2$ ; 3 — нагрузка  $750 \text{ кгс}$ , давление  $17 \text{ кгс/см}^2$ ; 4, 5, 6 — при нагрузке соответственно  $1350$ ,  $1050$  и  $750 \text{ кгс}$ ; 7 — при нагрузке  $1350 \text{ кгс}$  с включенной пневматической балансирной связью двух упругих элементов



ния положения кузова, которая обеспечивает возможность регулирования параметров подпрессоривания или поддержания их на заданном уровне в зависимости от загрузки автомобиля и характера дорожных условий.

Пневматическое регулирование (за счет изменения весового заряда газа) предпочтительнее гидравлического (за счет подачи жидкости в надпоршневое пространство).

При допустимых предельных давлениях на динамическом ходу (до 120 кгс/см<sup>2</sup>) регулирование по газу обеспечивает увеличение жесткости в статическом положении всего на 80% в случае изменения нагрузки на колесо от 750 до 1350 кгс (в 2,3 раза). Перемещения, ускорения подпрессоренной части и прогибы подвески остаются практически неизменными (рис. 3, а). При гидравлическом регулировании все эти параметры резко меняются. В том же диапазоне изменения нагрузок жесткость подвески возрастает в 4,2 раза, а перемещения подпрессоренной части в зоне низкочастотного резонанса, прогибы подвески и ускорения — в 3; 2,5 и 1,5 раза (рис. 3, б).

Эффективным средством ликвидации этого недостатка является применение балансирующей связи (или по газу или по жидкости) упругих элементов колес. Это способствует снижению жесткости (в 2,8 раза) в статическом положении (при увеличении нагрузки) и значительному уменьшению перемещений подпрессоренной части, ускорений и прогибов подвески (рис. 3, б, кривая 4).

Применение схемы подпрессоривания с противодавлением дает заметный эффект для регулируемой подвески, так как позволяет улучшить характеристику упругости подвески, снизить динамические нагрузки и обеспечить более надежный контакт колеса с дорогой (предотвратить отрывы) при большом уровне неровностей. Одновременно при наличии системы противодавления можно осуществить более рациональную схему демпфирования с разделением и выносом дроссельных узлов хода отбоя из рабочей полости гидропневматического элемента в магистраль противодавления. Это улучшает температурный режим работы подвески, а также упрощает регулирование затухания.

Схема регулирования работает надежно при использовании регулятора положения кузова. Он позволяет не только поддерживать заданный уровень положения кузова, но при необходимости изменять в требуемых пределах дорожный просвет, осуществлять подтягивание отдельных колес и также обеспечивать устойчивое положение автомобиля при движении по косогору. За счет правильного выбора времени выравнивания (срабатывания) регулятора (путем соответствующего подбора проходных сечений на ходе сжатия и отбоя) достигается устойчивая работа регулятора без замедлителя, т. е. существенно упрощается конструкция системы регулирования.

## Основные принципы построения теории рабочих процессов функциональных систем автомобиля

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

**Т**ЕОРИЯ и ее методы совместно с информацией являются единственным средством решения задач конструирования на начальной стадии проектирования. Ввиду недостаточной точности расчетных методов широкое развитие получили экспериментальные методы, необходимые для того, чтобы обеспечить высокое качество новых конструкций. Они не потеряли своего значения и в настоящее время, однако возникла естественная потребность заменить их, где только возможно, теоретическими, расчетными методами, а также видоизменить, приспособив к новым задачам.

Широкое развитие новых разделов математики и накопленный опыт помогли совершенствовать проектировочные методы расчета, повысить их точность, использовать при конструировании новых моделей для надежного прогнозирования и оптимизации всех показателей эксплуатационных качеств на стадии проектирования.

Накопленный опыт, широкое внедрение ЭВМ в оперативную работу конструкторских бюро и лабораторий поставили ряд новых задач перед теорией и экспериментированием. Потребовался и стал возможным новый подход к основам теории и методам исследования. Основные положения нового подхода изложены в ряде статей [1—3].

Рассмотрим основы построения теории рабочих процессов, определим ее место и ее значение в общей теории автомобиля.

### Исходные положения теории рабочих процессов, цели и задачи

Теория рабочих процессов так же, как и теория эксплуатационных свойств и теория надежности, является составной частью теории автомобиля [4]. Это обстоятельство определяет необходимость разработки теории рабочих процессов на общих для всех частей теории автомобиля исходных принципах и в единой системе.

Основные положения теории рабочих процессов функциональных систем органически вытекают из принципов, которые приняты автором при разработке теории эксплуатационных свойств [1] и общей теории надежности [2].

В приведенных зависимостях отражены главные задачи, которые поставлены перед теорией, и применен системный подход к их решению. Основной задачей в теории автомобиля, необходимой как для производства, так и для практики, является обеспечение прогрессивных показателей качества автомобиля. Следовательно, выявление закономерностей связи измерителей качества с причинами, от которых зависят их численные значения, является основной проблемой, решению которой подчинены все области теории, в том числе и рассматриваемая область — теория рабочих процессов.

Рассматривая приведенные в работах [1—3] выражения,

связывающие измерители качества с внутренними и внешними причинами (факторами), от которых они зависят, отметим их характерные особенности:

1) в левой части этих выражений находятся зависимые переменные — измеритель эксплуатационных свойств автомобиля и эксплуатационной долговечности элементов функциональных систем, которые используются для оценки качества;

2) в правой части помещены две группы независимых переменных, одна из которых характеризует потенциальные свойства функциональных систем автомобиля, а другая — все внешние факторы в условиях, в которых работает автомобиль;

3) потенциальные свойства состоят из постоянных величин, характеризующих конструкцию, и переменных — характеризующих рабочие процессы;

4) существует различие в независимых переменных, определяющих потенциальные свойства, от которых зависят эксплуатационные свойства автомобиля ( $K_p, B_x$ ), и потенциальные свойства, от которых зависит эксплуатационная долговечность и надежность функциональных систем ( $K_p, \Sigma R, M, C_p, T_t$ ).

Таким образом, в теории рабочих процессов определились два четко выраженных направления: одно посвящено закономерностям формирования выходных характеристик функциональных систем, от которых зависят все эксплуатационные качества автомобиля; второе — формированию, стойкости — противостоящим конструкций, разрушению и возникновению других явлений (в рабочих процессах), от которых зависят долговечность и надежность функциональных систем и их элементов. Эти две задачи необходимо решать в процессе проектирования совместно, так как они связаны через режимные условия работы функциональных систем.

### Системный подход и построение теории

Системный подход заключается в принятии единых исходных принципов к построению всех разделов теории автомобиля.

В основу исходных принципов положено представление об однозначной связи измерителей эксплуатационных качеств автомобиля с внутренними причинами — потенциальными свойствами функциональных систем автомобиля, и с внешними причинами — свойствами различных эксплуатационных факторов. Все свойства рассматриваются в единой системе — модели, которая символически выражена следующей цепочкой функционально взаимодействующих объектов теории автомобиля: автомобиль — водитель — объект транспортировки — внешняя среда (дорожная — атмосферно-климатическая) — нагрузка — режим движения.

Эта система определяет границы, в которых рассматриваются причинно-следственные связи, раскрываемые в теории и исследуемые экспериментальными методами.

Системный подход основан на независимости оценки свойств функциональных систем автомобиля и свойств внешних факторов. Это позволяет критически оценивать различные их комбинации с помощью ЭВМ и находить оптимальные конструктивные решения при различных эксплуатационных условиях, определяемых классификацией эксплуатационных условий. Такой подход создает надежную основу для прогнозирования и нормирования показателей качества новых конструкций на стадии проектирования.

Теория рабочих процессов при системном подходе посвящена в основном анализу внутренних факторов, закономерностям кинематических и динамических связей рабочих процессов, выбору конструктивных параметров, свойств материалов и внутренней среды, определению режимных условий работы элементов системы, от которых зависят потенциальные свойства функциональных систем, значения выходных характеристик и надежность конструкции.

Выделение особой роли потенциальных свойств функциональных систем автомобиля способствует облегчению выявления истинных причин и нежелательных явлений в конструкциях и в рабочих процессах, снижающих показатели эксплуатационных качеств, а также способствует созданию хорошей основы для получения высокого качества конструкций во всем диапазоне эксплуатационных условий.

Выявим, что мы понимаем под потенциальными свойствами, и что их определяет, т. е. через какие величины и их характеристики они связаны с внешними (эксплуатационными) факторами и измерителями эксплуатационных качеств и при каких условиях оценивать потенциальные свойства.

### Потенциальные свойства<sup>1</sup> — принцип независимости

Под потенциальными свойствами понимается совокупность внутренних свойств, присущих каждому изделию и независящих от внешних эксплуатационных факторов. В этом и заключается принцип независимости. В понятии «потенциальные свойства» термин «свойства» применяется в общепринятом смысле, т. е. как проявление изделия в процессе выполнения рабочих функций. Термин «потенциальные» показывает, что эти свойства заложены при конструировании и производстве изделия и что с этими свойствами каждое изделие испытывается и поступает в эксплуатацию. Реализация этих свойств в эксплуатации зависит от эксплуатационных условий и от управления автомобиля водителями и автоматами. Потенциальные свойства систем «раскрываются» в процессе выполнения рабочих функций. Полностью для каждого рабочего органа и для функциональных систем в целом они могут и должны быть раскрыты при теоретических и экспериментальных исследованиях в процессе проектирования. С помощью этих исследований должна осуществляться доводка конструкций (вскрытие резерва) и прогнозирование эксплуатационных свойств и эксплуатационной надежности для различных условий эксплуатации.

Введение понятия потенциального свойства и нормирование показателей этих свойств с достаточной полнотой на стадии проектирования, а также использование потенциальных свойств в теории и при экспериментировании позволяет избавиться в ряде случаев от неопределенности, которая неизбежно присутствует при исследовании и анализе сложных моделей (автомобиль, водитель, дорога и пр.). Если каждая система и подсистема автомобиля и внешние эксплуатационные факторы (включаемые в модель) не выражены объективными испытывающими и, главное, независимыми характеристиками и измерителями, то неизбежны частые решения, затруднен анализ и обобщение большого потока исследовательской информации, возможна перегрузка учебной литературой, осложнено проведение оптимизации и прогнозирования показателей качества новых прогрессивных конструкций.

Потенциальные свойства определяются конструкцией и рабочими процессами, совершающимися в функциональных системах.

### Потенциальные свойства, определяющие эксплуатационные свойства автомобиля

Рабочие процессы, протекающие в рабочих органах и в функциональных системах в целом, характеризуются и оцениваются выходными характеристиками, с помощью которых осуществляется связь рабочего процесса агрегата, системы с эксплуатационными свойствами автомобиля. В качестве выходной характеристики применяется либо характеристика протекания одной физической величины при изменении другой, либо характеристика величин производных, включающих несколько одновременно изменяющихся физических величин.

Выходные характеристики рабочих процессов присущи каждому агрегату, системе, механизму, прибору и т. д. Они являются как бы его паспортом. Количество выходных характеристик у каждого агрегата, системы может быть различным в зависимости от конструкции и от того, какие эксплуатационные свойства формирует рабочий процесс данного агрегата системы. Для более полной оценки эксплуатационных свойств и обеспечения надежного прогнозирования возникает необходимость в увеличении количества выходных характеристик и уточнения существующих. Например, продолжительное время для двигателя в качестве выходных характеристик использовали характеристики максимальной мощности и крутящего момента, дроссельные характеристики на установившихся режимах и характеристику удельного расхода топлива. В настоящее время общепризнано, что эти характеристики в эксплуатационных условиях не отражают в достаточной мере динамику автомобиля и топливную экономичность. Необходимы также характеристики мощности двигателя на неустановившихся режимах и соответствующие характеристики расхода топлива. Кроме того, необходимо знать выходные характеристики двигателей при различной разреженности воздуха и различных температурах, учитывая возможность работы автомобиля в высокогорных условиях.

В редукторах и преобразователях выходные характеристики должны отражать два главных свойства конструкции: преобразующие и характеристику потерь, т. е. характеристику к. п. д. Эти характеристики, однако, не являются в ряде случаев исчерпывающими. Например, важным свойством гидромеханических преобразователей, определяющим плавность движения легкового автомобиля, является характер изменения крутящего момента при переходе с одной ступени на другую. Характеристику переходных режимов в процессе включения, переключения и выключения на выходном валу следует считать также выходной. Такая характеристика агрегата системы является выражением рабочих процессов всех звеньев системы, в ней отражены все особенности передаточных функций начального, промежуточных и замыкающего звена агрегата системы.

Выходная характеристика вместе с конструктивными параметрами является средством оценки потенциальных свойств функциональных систем и, в силу этого, должна нормироваться на стадии проектирования и быть основным объектом анализа в теории рабочих процессов и при экспериментальных исследованиях. Поскольку в автомобиле имеются функциональные системы различного назначения, естественно, для каждой системы выходные характеристики будут различны по содержанию и по количеству. Для их определения в теории рабочих процессов применяется различная схематизация — модель и математическое описание (выраженное через передаточную функцию или передаточные коэффициенты).

Принимая выходные характеристики как сочетание рабочих процессов, совершающихся в отдельных самостоятельных по назначению частях системы, необходимо выявить, что: а) системы (и ее части) могут работать практически на различных режимах: установившихся, неустановившихся и переходных; б) имеется различный «вход» в систему, предопределяющий работу функциональной системы на режимах различной интенсивности; в) «вход» в функциональную систему не согласован с возможностью потенциальных свойств (тяжелые дорожные, высокогорные условия), а также выходные характеристики не могут быть реализованы по условиям взаимодействия выходных характеристик и свойств внешних факторов; г) имеется связь потенциальных свойств нескольких функциональных систем, если они совместно влияют на измерители эксплуатационных свойств; д) существует взаимосвязь рабочих процессов, выходных характеристик и надежности конструкции.

Основной задачей при исследовании и оценке потенциальных свойств является определение всей совокупности выходных характеристик каждого элемента и системы в целом на постоянных, неустановившихся, переходных (программированных) режимах, вплоть до предельных, которые определяют границы допустимой или возможной работы изделия до частичной или полной, временной или постоянной потери рабочих функций. Таким образом, ставится задача в процессе проектирования определить необходимую плотность диапазона семейства выходных характеристик, а также ступенчатость их изменения. Режимы воздействия и свойства внешней среды выбираются в зависимости от назначения объекта, системы и тех измерителей эксплуатационных свойств, которые нормируются в процессе выдачи технических условий и при проектировании конструкций изделия.

Может оказаться, что диапазон выходных характеристик, определяющий потенциальные свойства, недостаточен для получения желаемого уровня эксплуатационных качеств и требуются изменения конструкции, поэтому особенно важно в процессе проектирования согласовать диапазон потенциальных

<sup>1</sup> Потенциал — скрытые (неявные) возможности (свойства) для каких-либо действий, в данном случае для выполнения рабочих функций.

свойств со всем диапазоном эксплуатационных условий, отразив это в техническом задании на проектирование и в ТУ.

Отклонения в физико-механических свойствах конструкционных материалов и внутренних рабочих сред, в производственных образцах за счет технологии и производства вызывают неоднородность продукции производства и, как следствие, колебание диапазона выходных характеристик. Эти отклонения необходимо учитывать особо при оценке предельного состояния конструкций и рабочих процессов, а также при выборе степени и характера резервирования, в целях сохранения производительности и обеспечения безопасности движения в различных условиях эксплуатации. Если агрегаты, узлы, механизмы устанавливаются на различные модели автомобилей, например в порядке унификации, то они несут с собой и присущие им потенциальные свойства. Для агрегатов они могут быть совершенно одинаковыми с точки зрения их влияния на измерители эксплуатационных свойств и, вместе с тем, существенно различными по показателям качества долговечности и надежности конструкций в тех или иных условиях эксплуатации.

Потенциальные свойства функциональных систем определяются потенциальными свойствами взаимодействующих агрегатов, узлов и т. п., встроенных в эти системы. Потенциальные свойства автомобиля определяются потенциальными свойствами функциональных систем — одной или нескольких в зависимости от того, какие рассматриваются эксплуатационные свойства и какие системы участвуют в их формировании. Поэтому необходимо исследовать независимое и совокупное их воздействие.

Диапазон возможной реализации потенциальных свойств определяется максимальными и минимальными значениями выходных характеристик и законом их распределения. Во всем диапазоне выходные характеристики зависят только от потенциальных свойств агрегата системы, их передаточных функций и не зависят от «входа», т. е. от воздействия внешних факторов различной интенсивности и характера их изменения.

Промежуточные значения выходных характеристик агрегатов зависят только от потенциальных свойств, но уровень численных значений выходных характеристик определяется: эксплуатационными условиями, проявляющимися в режимном воздействии на «входе» функциональных систем, и регулированием рабочих процессов. Некоторые органы функциональных систем в силу особенностей их рабочих процессов практически «безынерционны» в основной рабочей зоне, например гидротрансформаторы. Таким образом, уровень численных значений выходных характеристик гидротрансформатора на установившихся режимах может быть практически использован и при оценке выходной характеристики трансмиссии на неустановившихся режимах (кроме начального переходного).

Связи потенциальных свойств нескольких функциональных систем и формирование обобщенных потенциальных и эксплуатационных свойств автомобиля осуществляются также через выходные характеристики систем.

Например, управляемость формируется в двух функциональных системах автомобиля, причем каждая система характеризуется несколькими выходными характеристиками, взаимодействующими с выходными характеристиками другой системы. Однако действия систем не синхронны по времени и различны по результатам. Одни проявляются только в определенном диапазоне скорости (шими), другие не влияют на измерители управляемости и определяют лишь граничные условия. Предельное состояние возникает при переходе из зоны устойчивого движения в зону неустойчивого, но еще управляемого, а затем переходит к неустойчивому.

Должна быть проверена возможность возникновения граничных условий эксплуатации и соответствующих им предельных состояний конструкций и рабочих процессов, при которых нарушается частично или полностью, временно или постоянно выполнение рабочих функций систем.

Рассматривая эксплуатационные свойства управляемости автомобиля в свете изложенных выше особенностей формирования потенциальных и эксплуатационных свойств, необходимо отметить, что водитель является третьим действующим звеном (с обратной связью) в сложных процессах управления. Действия водителя связаны косвенно с поведением пассивной (инерционной) системы кузов — ходовая часть. При этом он пользуется активной управляемой системой, находящейся под его постоянным контролем. В этих условиях важно определить не только результаты работы одновременно двух систем (их потенциальные свойства), но и сопоставить и оценить совокупное их воздействие с состоянием и поведением водителя, который ощущает и отвечает за работу пассивной и активной систем.

Выходные характеристики функциональных систем, нормируемые в численном выражении, должны служить исходными материалами при формировании потенциальных свойств в процессе проектирования новых и модернизации существующих

конструкций. Эти характеристики должны использоваться и в целях прогнозирования эксплуатационных свойств автомобиля для различных условий эксплуатации, определяемых классификацией.

Не все потенциальные свойства могут быть управляемы и изменены в любых условиях по желанию водителя, например, стабилизация управляемых колес, стабильность тормозной системы, работа ходовой части автомобиля и др. Это должно быть учтено при проектировании.

Свойства неуправляемых систем должны оцениваться и нормироваться соответствующими измерителями как потенциальные свойства, присущие функциональным системам, и вместе с тем как свойства, характерные и присущие автомобилю в целом.

Оператор, воздействуя на выходные характеристики функциональных органов автомобиля, изменяя режим работы агрегатов и систем, скорость и направление движения, может управлять в определенных пределах, т. е. в рамках, определяемых потенциальными свойствами, измерителями эксплуатационных свойств. Следовательно, важным является:

1) оптимизация действия водителя и автоматов в целях получения оптимального численного значения измерителя эксплуатационных свойств на возможно большей части пути;

2) определение критического состояния границы (диапазона), при котором исчерпаны резервы и оператор не может управлять автомобилем, что может привести к потере надежности автомобиля и безопасности его движения, вызвать аварийную ситуацию;

3) воздействие на потенциальные свойства на первой стадии эксплуатации и после различных эксплуатационных воздействий (приработка, обкатка после ремонта автомобиля, агрегата) с целью их сохранения, стабилизации и улучшения.

#### Потенциальные свойства, определяющие долговечность и надежность функциональных систем и их элементов

Теория рабочих процессов тесно контактирует с общей теорией надежности. Рассмотрим, как отражена эта связь в потенциальных свойствах, от которых зависят измеритель, долговечность и надежность.

Нагрузочные, температурные и другие режимы  $\Sigma R$  рабочих процессов определяют условия работы механической части конструкции и внутренней среды, от которых зависит долговечность конструкции и предельное состояние рабочих процессов. Таким образом, внутренние факторы потенциальных свойств  $\Sigma R$ ,  $K_p$ ,  $M$ ,  $C_p$ ,  $T$  определяют сопротивляемость всех элементов конструкций разрушению, выраженную через числовые характеристики. Зная численные значения режимов в различных условиях эксплуатации и агрессивность внешней среды, а также характеристики сопротивляемости конструкций и рабочих процессов, можно оценить интенсивность, с которой будут нарастать разрушения или другие явления, приводящие к отказам в функциональных системах или предельному состоянию рабочих процессов.

Если известны закономерности этих процессов, то можно определить важные для расчета данные: эквивалентные расчетные нагрузки, граничные условия эксплуатации, предельные нагрузочные, температурные и другие режимы для испытаний, резервы конструкции и рабочих процессов по предельному состоянию, необходимые по условию безопасности движения и производительности автомобиля, а также предъявлять требования к антикоррозионной защите (прежде всего кузовов) и защитным свойствам и стойкости применяемых материалов.

В связи с этим при анализе и оценке надежности конструкций, при тех же «входах» в функциональные системы, которые рассматриваются при формировании выходных характеристик, определяются результаты воздействия рабочих процессов, т. е. воздействия совокупности рабочих режимов, которые составляют эти процессы (нагрузочные, температурные, скоростные и пр.) не только на выходные характеристики, но и на детали, сопряжения, внутренние среды, конструкционные материалы. Определяем, насколько стабильны они, как сопротивляются разрушению и изменению физико-химических свойств под воздействием рабочих режимов внешней и внутренней среды, при каких условиях наступает предельное состояние конструкции, с частичной или полной потерей рабочих функций.

Особое значение в связи с этим приобретает определение границ (диапазона) по надежности работы функциональных систем, в пределах которых могут изменяться измерители эксплуатационных свойств, и насколько эти границы отвечают безопасности движения в различных условиях эксплуатации и возможности осуществлять движение. Граничными условиями эксплуатации мы называем такие условия, которые вызывают предельное состояние конструкции и рабочих процессов.

Потенциальные свойства автомобиля должны быть проверены на возможность возникновения предельных состояний конструкции и рабочих процессов при граничных условиях в эксплуатации. По этим критериям должны нормироваться новые конструкции органов функциональных систем, что является одной из главных задач при формировании потенциальных свойств надежности конструкции агрегатов, механизмов, систем.

Таким образом, при формировании выходных характеристик при выборе конструктивных параметров, свойств материалов, среды и определяющих потенциальных свойств необходимо учитывать влияние эксплуатационных факторов на надежность конструкции и рабочих процессов. Кроме того, необходимо учитывать возможность возникновения критических предельных состояний в работе функциональной системы и оценить возможность возникновения граничных условий в тех или иных условиях эксплуатации, при которых нарушается или прекращается выполнение ими рабочих функций. Условия эксплуатации, которые мы называем граничными условиями, должны оцениваться критерием «худшего случая».

Предельное состояние конструкций функциональных систем обуславливается следующими причинами:

- 1) предельным состоянием рабочих процессов в органах функциональных систем (предельные режимы);
- 2) предельными состояниями конструкционных материалов и внутренних рабочих сред;
- 3) предельными значениями сцепления шины с дорогой;
- 4) предельными условиями по опрокидыванию автомобиля;
- 5) предельными условиями по энергетическому резерву (максимальная скорость, максимальная тяга);
- 6) предельным возможностям человека и перевозимого груза.

При возникновении предельных состояний, соответствующих граничным условиям эксплуатации, нарушается возможность управлять движением автомобиля.

Однако те или иные сравнительно тяжелые эксплуатационные условия не всегда и не для всех автомобилей и водителей могут создавать граничные условия. Это объясняется, прежде всего, тем, что потенциальные свойства автомобилей различны, а также тем, что квалификация водителей значительно влияет на условия работы автомобиля и его функциональных систем. Одни автомобили имеют большие резервы, у других диапазон надежной работы более узкий. В зоне граничных условий предельные режимы рабочих процессов, свойства внутренних сред, нарушения сцепления шин с дорогой, могут привести к аварийным ситуациям или другим нежелательным последствиям. Эти явления происходят независимо от того, какое количество километров или часов автомобиль проработал до этого, и зависят лишь от того, когда автомобиль поставлен оператором в данные эксплуатационные (граничные) условия. Поэтому особенно опасно их возникновение.

Переход в зону граничных условий для всех конструкций и определение предельных режимов и предельного состояния весьма ответственны. Такой переход должен тщательно исследоваться теоретически в процессе проектирования в условиях лабораторной «доводки» конструкции, а также проверен в различных условиях эксплуатации. Кроме того, необходимо принять все меры для исключения возможности возникновения предельных условий, предотвращения их опасных последствий.

Таким образом, первое направление теории, посвященное формированию эксплуатационных свойств, должно установить закономерные связи выходных характеристик рабочих процессов функциональных систем на установившихся, неустановив-

шихся и переходных режимах при определенном диапазоне различных воздействий на «входе». В данном случае не следует воспроизводить случайные действия водителя, а нужно руководствоваться лишь необходимости, задавая сигналы, характеристики на входе, полностью вскрывающие диапазон выходных характеристик и специфику их протекания.

Теория рабочих процессов позволяет направленно совершенствовать конструкцию, поскольку выявляются влияние конструктивных параметров на выходные характеристики и эксплуатационные свойства автомобилей. Эта теория должна устанавливать закономерности «входа» и «выхода» системы через передаточную функцию при прямой и обратной связях. Теория рабочего процесса позволяет по выходным характеристикам систем выдвигать требования к нормированию эксплуатационных факторов (дороге, условию вождения, скорости нагрузки и пр.).

Диапазон возможной реализации потенциальных свойств функциональной системы должен быть согласован с назначением автомобиля и с различными условиями эксплуатации. Автомобили должны быть проверены на надежность по предельному состоянию конструкции и рабочих процессов (с учетом резервирования). Нормирование выходных характеристик функциональных систем, определяющих потенциальные свойства, облегчает доводку конструкции и создает надежную основу для прогнозирования эксплуатационных свойств автомобиля.

Второе направление теории рабочих процессов, посвященное надежности функциональных систем, заключается в следующем:

1. Надежность функциональных систем определяется: режимными условиями работы всех элементов функциональных систем; агрессивностью внутренней и внешней сред; сопротивляемостью конструкций (конструкционные материалы) и рабочих процессов этим воздействиям. В связи с этим в теории должны рассматриваться закономерности интенсивности разрушения под воздействием нагрузочных и других режимов и выявлены резервы конструкций на основе режимных условий рабочего процесса, принимаемых конструктивных параметров и физико-химических свойств конструкционных материалов и внутренних рабочих сред.

2. Для обеспечения нормального функционирования систем и подсистем автомобиля с заданной продолжительностью работы элементов или нормированной вероятностью безотказной работы, необходимо исключить возможность предельного состояния конструкций (путем резервирования) и проверке систем методом «худшего случая».

3. Для деталей и соединений, которые из условий безопасности или других соображений должны работать без отказа и без нарушения рабочих функций, необходимо применять методы расчета по предельному состоянию с учетом обеспечения резервирования, кроме того, необходимо вводить в эксплуатацию профилактические смены деталей, механизмов и пр.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н. — «Автомобильный транспорт», 1970, № 11.
2. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 11.
3. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.
4. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.

УДК 629.113.65

## Критерии оценки механического аккумулятора энергии транспортной машины и схемы с газовой связью

Д-р техн. наук Н. А. ЗАБАВНИКОВ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

Энергия, накопленная данным маховиком, зависит от угловой скорости его вращения. Поэтому как первый оценочный критерий примем коэффициент готовности аккумулятора

$$\psi = \frac{\omega_A}{\omega_{TA \max}}, \quad (1)$$

где  $\omega_A$  — угловая скорость маховика;  $\omega_{TA \max} = i_0 \omega_{W \max}$  — максимальная, взятая для данных условий движения, угловая скорость основного маховика вала, связанного че-

для анализа схем механического аккумулятора энергии транспортной машины, уменьшающих или исключающих основной недостаток рассмотренного ранее устройства [1], принципиально важно установить некоторые критерии оценки качества механического аккумулятора. Сохраняя общность этих критерии, предположим, что маховик аккумулятора связан с двигателем внутреннего сгорания и ведущими колесами самостоятельными бесступенчатыми передачами. Тогда, в общем случае, время разгона маховика после срабатывания аккумулятора в замедленном движении не будет равно времени разгона машины, которое в значительной мере определяется условиями движения.

рэз согласующую передачу и редуктор с трансмиссией машины;

$i_{0 \max}$  — максимальное передаточное число от маховика до ведущих колес;

$\omega_{v,k}$  — угловая скорость ведущих колес, предельно возможная для принятых условий движения (грунт  $f$ , угол подъема  $\alpha$ ).

Следовательно, данное значение коэффициента готовности аккумулятора справедливо только для вполне определенных условий движения машины и может изменяться от нуля до единицы. Теоретически  $\psi > 1$  возможно только при наличии в связи маховика с ведущими колесами устройства, разобщающего эту связь, например фрикциона. Тогда при выключении фрикциона возможно  $\omega_A > \omega_{T,A \max}$ , а при включении для срабатывания аккумулятора он должен пробуксовывать до  $\omega_A = \omega_{T,A}$ . Учитывая нежелательность потери на буксование фрикциона, будем считать полную готовность аккумулятора, когда  $\psi = 1$ . При этом значение  $i_0$  максимально и обеспечивает наибольшую величину коэффициента условного приращения массы машины  $\delta_0$  в замедленном движении, а аккумулятор — накопление наибольшего количества энергии. Абсолютный уровень ее при неизменном  $i_0 \max$  будет, однако, определяться величинами  $f$  и  $\alpha$ .

В случае движения машины на высшей передаче по хорошей дороге  $\omega_{T,A \max}$  будет наибольшей. Достижение  $\psi = 1$  и аккумулирование самого большого запаса кинетической энергии маховика при этом следует считать нецелесообразным. Ограничения этого запаса можно достигнуть уменьшением  $i_0$  или  $\omega_A$  до известного значения.

Все будет проще, если в схеме аккумулятора  $i_0 = \text{const}$ . При этом можно аналогично обеспечить уменьшение запаса аккумулированной энергии на высшей передаче. Однако уменьшение  $i_0$  отрицательно влияет на  $\delta_0$  для тяжелых условий движения машины, где действие аккумулятора должно быть наиболее эффективным. Целесообразнее ограничить величину  $\omega_A$ , либо преднамеренно растянуть процесс разгона маховика на высшей передаче во времени.

Наложение изложенных условий для расчета коэффициента готовности аккумулятора делает его вполне определенным и однозначным, если учитывать, что максимальное значение  $\omega_A$  выбрано заранее [1].

Передаточное число связи маховика с валом двигателя, известное в любой момент времени разгона маховика, позволяет определить  $\omega_A^*$ . Однако более важно, что закон изменения его во времени или в функции угловой скорости вала двигателя (маховика) безусловно повлияет на время разгона маховика до данной скорости  $\omega_A$ , а следовательно, и на величину отбираемой для аккумулирования мощности двигателя. Последнее обстоятельство также необходимо учитывать. Кроме того, изменение времени разгона маховика и машины должно являться основой второго критерия, определяющего качество аккумулятора. Это обуславливается, с одной стороны, время до полной зарядки аккумулятора (до  $\psi = 1$ ), которое назовем полным периодом готовности аккумулятора к действию и, с другой стороны, — уже упомянутую величину мощности.

При разгоне машины и маховика в общем случае законы изменения  $\omega_{T,A}$  и  $\omega_A$  во времени различны. Исходя из уравнения (1) и работы [1], приращение любой из этих скоростей, необходимое для определения коэффициента готовности аккумулятора, можно представить в общем виде

$$\omega = \frac{1}{J} \int_{t_1}^{t_2} Mf(\omega) dt, \quad (2)$$

где  $Mf(\omega)$  — зависимость крутящего момента от угловой скорости соответствующего вала;

$J$  — соответственно приведенный динамический момент инерции машины и вращающихся частей или момент инерции маховика аккумулятора.

Однако при использовании уравнения (2) необходимо получить аналитическое выражение  $\omega = f(t)$ , что весьма трудоемко и часто невозможно, так как характеристики двигателей  $Mf(\omega)$  представляют обычно в графической и реже в аналитической форме. Поэтому проще определять время разгона маховика в данном интервале изменения  $\omega$  по формуле

$$\tau = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{d\omega}{Mf(\omega)} \quad (3)$$

и время разгона машины — по  $t = f(\omega)$ , где скорость машины  $\omega$  легко связывается с  $\omega_{T,A}$ . Функция  $t = f(\omega)$  является одним из оценочных параметров приемистости машины при разгоне, и методы построения ее хорошо разработаны. Полное время разгона маховика также представляет практический интерес.

Таким образом, для выяснения зависимости  $\psi = f(t)$  следует использовать графические зависимости  $\tau = \varphi(\omega_A)$  и  $t = f(\omega)$ . Задаваясь  $\omega_A$ , получим значение времени  $\tau$  и равное ему  $t$ , и по формуле (1) коэффициент готовности  $\psi$ .

Поскольку время разгона машины зависит от условий движения, а время разгона маховика от этого не зависит, то выражение  $\psi = f(t)$  будет различно для разных условий движения. В трудных условиях снижается  $\omega_{T,A \max}$  и  $\omega_{T,A}$ . При постоянных параметрах аккумулятора и стабильном законе системы регулирования связи маховик — двигатель в любой момент времени  $\omega_A$  остается постоянной, а  $\psi$  — увеличивается. График  $\psi = \varphi(t)$  расположится выше, но общий запас аккумулированной энергии при  $\psi = 1$  — уменьшится. Исправить это, в общем случае, возможно только изменением закона регулирования и, следовательно, увеличением отбора мощности для зарядки аккумулятора. Без изменения закона регулирования отношение запаса энергии аккумулятора к кинетической энергии машины при  $i_0 = \text{const}$  не изменится, если  $\delta_0$  останется постоянным. На низших передачах  $\delta_0$  даже возрастает. Поэтому такое изменение свойств аккумулятора при ухудшении условий движения следует считать целесообразным.

Для сравнения качества аккумулятора при изменении его параметров необходимо использовать одни и те же условия движения. Эталонные условия необходимо установить вероятностным анализом. Для достоверности при этом необходимо использовать достаточно обширные статистические сведения, отсутствующие в настоящее время. Пока же для этих целей представляется возможным использовать наиболее легкие условия и тяжелый для движения грунт с хорошими сцепными качествами.

Изложенное подчеркивает, что время разгона маховика является существенным оценочным параметром свойств аккумулятора и качественно характеризует величину мощности, отбираемой для аккумулирования. Этот оценочный критерий удобнее представить также в относительной форме, используя время разгона машины на данном грунте без подъемов или уклонов местности. Критерий, определяющий степень готовности аккумулятора к действию во времени, назовем коэффициентом времени зарядки

$$\lambda = \frac{\tau_0}{t_0}, \quad (4)$$

где  $t_0$  — полное время разгона машины на данном грунте до скорости  $0,95\omega_{T,A \max}$ ;

$\tau_0$  — полное время (период) разгона маховика аккумулятора до скорости  $\omega_A$ , соответствующей  $0,95\omega_{T,A \max}$ .

При этом учитывается коэффициент 0,95, принимаемый в расчетах приемистости транспортных машин в случае разгона. Тогда по формуле (1) расчетный коэффициент готовности  $\psi$  при полной зарядке аккумулятора равен 0,95.

Полное время разгона машины и маховика должно учитывать время переключения передач в трансмиссии и возможные при этом изменении режима работы двигателя. Поэтому

$$t_0 = \sum_{1}^n t + \sum_{1}^{n-1} t_n; \quad (5)$$

$$\tau_0 = \sum_{1}^n \tau + \sum_{1}^{n-1} \tau_n \pm \sum_{1}^{n-1} \tau_n', \quad (6)$$

где  $t$  и  $\tau$  — время разгона на данной передаче в коробке машины и маховика в соответствующем интервале  $\omega_{T,A}$  и  $\omega_A$ ;

$t_n$  и  $\tau_n$  — время переключения передач и время измененного процесса разгона маховика при переключении;

$\tau_n'$  — время, затраченное на восстановление прежней  $\omega_A$ , потерянной за время  $\tau_n$  (знак «+»), или затраченное на увеличение  $\omega_A$  (знак «-»);

$n$  — число передач.

Если принять, что угловая скорость маховика за время переключения передач остается неизменной, то  $\sum_{1}^{n-1} \tau_n' = 0$ . С

некоторой погрешностью можно также считать, что  $\sum_{1}^{n-1} \tau_n' = \sum_{1}^{n-1} t_n$ .

\* В некоторых случаях может оказаться целесообразным прямое определение  $\omega_A$  в функции времени.

Тогда

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^n \tau + \sum_{i=1}^{n-1} t_i}{\sum_{i=1}^n t + \sum_{i=1}^{n-1} t_i}. \quad (7)$$

При малом значении времени переключения передач или при переключении без разрыва потока мощности

$$\lambda \approx \frac{\sum_{i=1}^n \tau}{\sum_{i=1}^n t}. \quad (8)$$

Коэффициент времени зарядки на данной передаче

$$\lambda_i = \frac{\tau}{t}. \quad (9)$$

Практический интерес представляют также рассмотренные критериальные параметры аккумулятора, отнесенные к высшей  $i$ -й передаче, на которой возможно движение машины с максимальной скоростью в данных условиях, так как энергия маховика будет уменьшать число переходов на низшую передачу при ухудшении условий движения (местный подъем, участок с увеличенным сопротивлением и т. п.). Естественно такая передача должна быть рабочей, т. е. максимальная скорость должна соответствовать оборотам двигателя, достаточно близким к номинальным. В противном случае благодаря малому запасу крутящего момента двигателя водитель не будет использовать ее для движения.

Исходя из этого введем понятие периода готовности аккумулятора к действию  $T^i$  с, который представляет собой время, затраченное на разгон маховика на высшей передаче от минимальной скорости до  $\psi=0,95$ . Отсчет  $T^i$  начинается после возвращения машины к прежним условиям движения, позволяющим разгон, и определяет время, по истечению которого действие аккумулятора на данной передаче будет столь же эффективно.

В этом случае соотношение времени разгона маховика и машины целесообразно оценивать коэффициентом времени зарядки на высшей передаче или за период

$$\lambda_T = \frac{T^i}{t_T}, \quad (10)$$

где  $t_T$  — время разгона машины на данной передаче.

Для групп аккумуляторов, использующих во время зарядки только энергию двигателя машины или комбинированный способ [1], оценочным критерием является также относительная мощность потерь на разгон маховика при номинальных оборотах двигателя. Этот критерий становится особенно важным в случае использования для указанных целей режима работы двигателя на внешней характеристике.

Используя коэффициент времени зарядки, можно все устройства для аккумулирования энергии классифицировать следующим образом (имея в виду эталонные условия движения машины):

1. Аккумулятор абсолютно полной зарядки. В любой момент времени соблюдается соотношение угловых ускорений  $\omega_A > \omega_{TA}$ , т. е. в любой момент времени соблюдается текущее значение коэффициента времени зарядки  $\lambda \leq 1$ , определяемое по формуле (4) или (7).

2. Аккумулятор полной зарядки. В этом случае на данном грунте при расчетной скорости движения машины  $0,95v_{max}$  имеем  $\lambda=1$ .

3. Аккумулятор с перезарядкой. При условиях предыдущего пункта  $\lambda < 1$ , что не означает выполнения критерия первой группы в любой момент времени.

4. Аккумулятор с неполной зарядкой. Все происходит аналогично сказанному в пунктах 2 и 3, но при  $\lambda > 1$ .

5. Аккумулятор гарантированной абсолютно полной зарядки. К ним относятся аккумуляторы первой группы, удовлетворяющие самым легким условиям движения, например по шоссе. Тогда в любых других условиях гарантировано неравенство  $\omega_A > \omega_{TA}$  благодаря снижению ускорений машины при разгоне. Часть энергии, направленная на разгон маховика, должна отдаваться на ведущие колеса машины.

Аналогичное происходит с аккумулятором третьей группы, но не во всем интервале разгона.

За исключением аккумуляторов пятой группы, принятая классификация справедлива только для определенных условий движения. В других условиях признаки аккумулятора могут изменяться, что следует учитывать.

Наименьшего отбора мощности двигателя для зарядки аккумулятора потребует четвертая группа. Однако назначение оптимального  $\lambda$  при проектировании зависит от условий работы машины и возможно в результате накопления и анализа статистического материала. Назначение  $\lambda$  обычно проще при более стабильных условиях движения машины.

При использовании ступенчатой коробки передач и при переключении ее с разрывом потока мощности, действие аккумулятора с разрядкой и с  $i_0 = \text{const}$  будет ограничено скоростью, соответствующей минимально-устойчивым оборотам двигателя по внешней характеристике, хотя коэффициент готовности  $\psi > 0$ . Это является органическим недостатком ступенчатой трансмиссии, а не аккумулятора. В любом случае для продолжения движения машины необходим переход на низшую передачу.

Таким образом, рассмотренное ранее [1] устройство для аккумулирования энергии простейшей схемы (схемы А) относится к аккумуляторам гарантированной абсолютно полной зарядки и обладает высокой готовностью к действию.

Рассмотрим конструктивные схемы аккумуляторов, использующих газовую связь последнего с основным двигателем и преследующих достижение следующих целей:

1) уменьшить или устранить недостатки, присущие указанным ранее [1] известным устройствам для аккумулирования энергии;

2) выполнить конструкцию аккумулятора, пригодную по принципу работы для использования с любым типом трансмиссии, включая и наиболее распространенную в настоящее время ступенчатую;

3) обеспечить автоматичность работы аккумулятора наиболее простыми средствами без применения сложных систем регулирования и согласования угловых скоростей;

4) повысить надежность устройства путем применения узлов и элементов конструкции, хорошо опробованных практикой машиностроения, при этом надежность действия и упрощение конструкции обеспечивается отбором мощности для зарядки аккумулятора только от основного двигателя машины.

Аккумулятор по схеме В — с постоянным отбором мощности на газовую турбину и муфты свободного хода. На рис. 1 представлена принципиальная схема трансмиссии автомобиля с механическим аккумулятором энергии, использующим вспомогательную газовую турбину.

Маховик 1 установлен на входном валу 2 редуктора 3 аккумулятора. Этот вал в корпусе редуктора вращается на подшипниках качения или на подшипниках скольжения с принудительной подачей масла. Между выходным валом 2 редуктора и шестерней 4, вращающейся на отдельных подшипниках, смонтирована муфта свободного хода 5. Нижняя шестерня редуктора 6 установлена на выходном валу 7 раздаточной коробки автомобиля 8, который связан с ведущими колесами 9 машины.

С другой стороны маховик 1 через соединительную муфту 10 связан с валом газовой турбины 11, рабочее колесо которой будет всегда вращаться с теми же оборотами, что и маховик. Подводящий патрубок 12 соединяет выпускные коллекторы двигателя 13 с входным патрубком турбины. Отводящий патрубок турбины 14 соединен с выпускной системой.

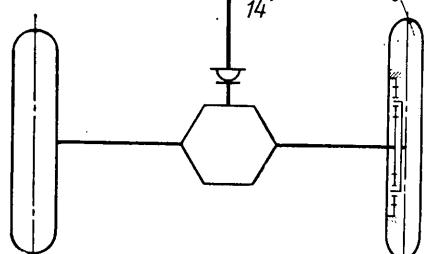


Рис. 1. Принципиальная схема аккумулятора, использующего газовую связь с основным двигателем машины

Для разгона маховика в этой схеме применяется отдельная высокооборотная газовая турбина осевого типа сравнительно небольшой мощности, которая использует энергию выпускных газов основного поршневого или газотурбинного двигателя машины. Известно, что при оптимальной организации теплового процесса такой комбинированной установки суммарная мощность ее может превышать мощность первоначального двигателя

Газовая связь турбины с двигателем позволяет обеспечить независимость угловых скоростей валов этих агрегатов. При этом закон нарастания угловой скорости маховика во время разгона зависит от размеров маховика, характеристики турбины, режима работы основного двигателя и осуществляется автоматически без специальных устройств.

Необходимую при разгоне независимость угловых скоростей маховика 1 и ведущих колес 9 обеспечивает муфта свободного хода 5, установленная на одном из валов шестерчатого редуктора 3 постоянного передаточного числа (рис. 1 на верхнем валу). Как было показано ранее [1], увеличение общего передаточного числа от маховика 1 до ведущего колеса 9 уменьшает размеры маховика, а следовательно, и турбины аккумулятора, но увеличивает его максимальные обороты. Последнее хорошо согласуется с работой и характеристикой газовой турбины.

Аккумулятор работает только при движении машины. При неподвижной машине и работающем двигателе 13 выпускные газы, в небольшом количестве проходя через турбину, создают незначительный момент на рабочем колесе. Маховик и колесо остаются неподвижными благодаря включению муфты свободного хода. При разгоне машины, если время разгона маховика больше, шестерня 4 начинает вращаться быстрее, чем вал 2, и муфта свободного хода 5 выключается, несмотря на увеличение подачи газа в турбину. Когда скорость машины на данной передаче будет постоянной, продолжающийся разгон турбины и маховика в определенный момент приведет к включению муфты 5 и мощность турбины будет поступать на ведущие колеса 9 через редуктор 3. В случае включения последующей передачи в коробке разгон машины и маховика продолжается аналогичным образом. При включении муфты 5 аккумулятор всегда обладает максимально-возможным для данной скорости движения коэффициентом готовности  $\psi$ .

Маховик и турбина достигают максимальных оборотов только при максимальной скорости движения машины на высшей передаче и при наилучших дорожных условиях. Время разгона маховика на этой передаче может значительно возрасти, однако потребность аккумулирования энергии в таких условиях снижается. На всех других передачах наивысшие обороты турбины и маховика существенно меньше, что облегчает работу редуктора и подшипников.

Полезная отдача энергии маховика аккумулятора происходит при замедленном вращении ведущих колес машины. Последнее является признаком нехватки энергии основного двигателя и автоматически приводит к включению аккумулятора муфты 5. При этом, если коэффициент готовности имел наивысшее для данной скорости значение ( $\omega_A = \omega_{TA}$ ), то муфта 5 в случае перемены знака углового ускорения  $\omega_{TA}$  остается включенной. Если  $\omega_A < \omega_{TA}$ , то некоторое время шестерня 4 будет вращаться замедленно, а после уравнивания угловых скоростей шестерни 4 и вала 2 муфта свободного хода 5 включится и маховик начнет отдавать накопленную энергию на ведущие колеса, благодаря чему угловое замедление их уменьшится.

В любом случае замедленного вращения маховика мощность турбины будет дополнительно отдаваться на ведущие колеса. Для гусеничной машины при некоторых режимах замедленного поворота необходимо, чтобы полная энергия маховика и турбины суммировалась с энергией основного двигателя только на забегающей гусенице.

Благодаря наличию муфты свободного хода схема В целесообразно выполнять по группе аккумуляторов с неполной зарядкой или по группе с полной зарядкой для наиболее тяжелых грунтовых условий. Основным достоинством этой схемы является возможность отбора незначительной мощности двигателя для аккумулирования за счет увеличения коэффициента времени зарядки  $\lambda$ , что приводит к минимальному увеличению расчетной мощности двигателя или, при сохранении ее постоянной, к минимальному ухудшению разгонных качеств машины.

В то же время увеличение номинальной мощности двигателя на 10—12% дает близкий к единице коэффициент времени зарядки на сравнительно тяжелом грунте при  $\frac{d_0}{d} = 1,5$ . Уменьшение форсирования двигателя не изменяет эффективности действия аккумулятора, но увеличивает коэффициент  $\lambda$ .

При торможении машины до полной остановки в тормозах гасится кинетическая энергия, накопленная самой машиной и маховиком аккумулятора. Это является недостатком аккумуляторов схем А и В. В случае движения задним ходом рабочее колесо турбины вращается трансмиссией в обратном направлении (муфта свободного хода включена) и при большой подаче выпускных газов приходится преодолевать момент на валу турбины, величина которого превышает «стоповый» с той же подачей газа. Для устранения этих недостатков необходимо вводить в редуктор аккумулятора фрикцион, разобщающий маховик и трансмиссию машины в указанных случаях.

Как было замечено выше, для большего эффекта действия аккумулятора в трудных условиях движения целесообразно путем корректирования расположения промежуточных передач располагать максимальную скорость движения близко от расчетной на данной передаче.

Аккумулятор по схеме С — с отбором мощности на газовую турбину, муфтой свободного хода и клапаном свободного выпуска [2]. Все изложенное выше по устройству аккумулятора схемы В остается справедливым. Принципиальное отличие этой схемы состоит в том, что при зарядке аккумулятора используется работа двигателя только на частичных характеристиках, на которых практически он работает подавляющее время. Для этого схема аккумулятора, приведенного на рис. 1, снабжается дополнительным устройством, показанным на рис. 2.

Входной патрубок турбины 1 (рис. 2) соединяется с патрубком корпуса 2 клапана свободного выпуска 3. Этот корпус другим патрубком 4 соединен также с отводящим патрубком турбины. Пружина 5 через рычаг 6 держит клапан свободного выпуска закрытым. Открывается клапан при воздействии на рычаг штока реле привода 7. Последнее приводится в действие с помощью реле включения 8 при замыкании контактов 9 рейкой топливного насоса 10 (или осью дроссельной заслонки карбюратора).

Если разгон машины должен быть наиболее интенсивным, то водитель включает полную подачу топлива, преодолевая дополнительное сопротивление привода управления рейкой топливного насоса 10. Контакты 9 замыкаются, и срабатывают реле включения 8 и привода 7. Клапан свободного выпуска 3 открывается и подача выпускных газов в турбину прекращается.

Уменьшение противодавления на выпуске отработавших газов двигателя увеличивает индикаторную и эффективную мощность. Разгон и движение машины при полной подаче топлива происходит без отбора мощности двигателя на аккумулирование. Маховик аккумулятора при этом не разгоняется. После перехода работы двигателя на частичную подачу топлива, размыкается цепь реле включения 8 и пружина 5 закрывает клапан свободного выпуска 3. Маховик начинает снова разгоняться.

Использование для зарядки аккумулятора только режимов работы двигателя с недогрузкой изменяет характеристики аккумулятора по сравнению с аккумулятором с газовой связью

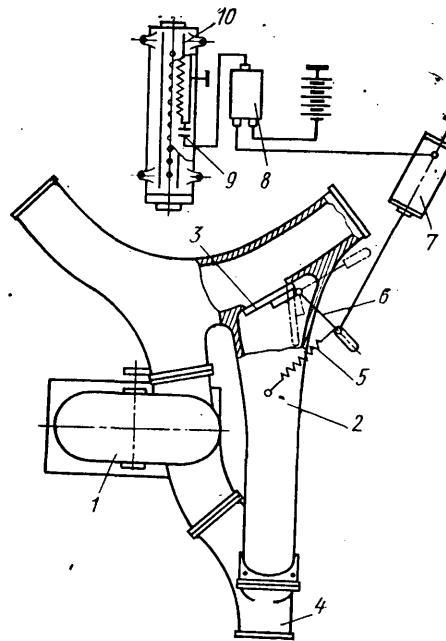


Рис. 2. Принципиальная схема установки клапана свободного выпуска отработавших газов двигателя и управления им

Время полной зарядки увеличивается и должно учитывать общее время разгона машины при полной загрузке двигателя  $t_0$  и время равномерного движения (после разгона) при тех же условиях  $t_p$ :

$$\tau_0 = \sum_1^n \tau_i + \sum_1^{n-1} \tau_{pi} \pm \sum_1^{n-1} \tau_{pi} + t_0 + t_p. \quad (11)$$

В этом выражении первые три члена суммы аналогичны та-ковым в формуле (6), но при уменьшенной подаче топлива. Для определения  $\lambda$  по формуле (4) или (7) необходимо знать  $t_p$ . Это вносит некоторую неопределенность в сравнительные расчеты. Теоретически может существовать опасность полного отсутствия зарядки при большом времени  $t_p$ . Практически это маловероятно. Чтобы исключить такой случай, достаточно предусмотреть выключатель в цепи реле 8, который может принудительно, на некоторое время, превращать схему С в схему В.

В случае включения передачи заднего хода следует также иметь независимое от контактов 9 включение реле 8 для открытия клапана свободного выпуска отработавших газов.

Аккумулятор схемы С открывает очень важную возможность увеличить отбор мощности двигателя на частичных характеристиках для зарядки аккумулятора путем увеличения противодавления на выпуске, которое повышает крутящий момент, развиваемый турбиной.

Преимуществами схемы С являются: сохранение разгонных качеств машины без форсирования двигателя или незначительное форсирование, если предусмотрен небольшой пропуск отработавших газов через турбину при полной подаче топлива; увеличение аккумулируемой энергии за счет больших размеров маховика и связанное с этим повышение отбора мощности на зарядку при частичных характеристиках; возрастание общего коэффициента использования мощности двигателя.

К недостаткам этой схемы следует отнести: увеличение общего времени разгона маховика и коэффициента времени зарядки; некоторое усложнение конструкции выпускной системы двигателя вместе с приводом клапана свободного выпуска; необходимость оптимизации теплового процесса двигателя для двух противодавлений на выпуске отработавших газов.

Согласно принятой классификации практически целесообразно изготавливать аккумулятор по схеме С только по группе с не-полной зарядкой.

Аккумулятор по схеме D — с постоянным отбором мощности на турбину без муфты свободного хода. Представим, что по схеме В выполнены: или аккумулятор с гарантированной абсолютно полной зарядкой (группа 5), или аккумулятор с перезарядкой (группа 3) для самых легких условий движения, или аккумулятор с полной зарядкой (группа 2). Используя критериальные определения классификации аккумуляторов, нетрудно сделать заключение, что в первом случае муфта свободного хода должна оставаться замкнутой в любой момент времени разгона машины и при любых условиях движения. Во втором и третьем случаях теоретически может оказаться, что в самых легких условиях движения в отдельных интервалах времени муфта свободного хода разомкнута ( $\omega_A < \omega_{TA}$ ), а в тяжелых условиях — не разомкнута.

В первом случае строго и определенно, а в двух других с небольшим отклонением, следует считать, что муфта свободного хода становится ненужной. Естественно, что все описанные случаи при стабильных параметрах машины и маховика в принципе возможны только за счет дополнительного увеличения отбора мощности двигателя на зарядку. Тогда либо ухудшится приемистость машины при разгоне, либо придется увеличить мощность двигателя по сравнению с первоначальной расчетной.

Аккумулятор неполной зарядки схемы В можно перевести на схему D, без муфты свободного хода, например, для упрощения конструкции. Это может привести к различным результатам, так как последняя схема является промежуточной между схемами А и В. Если коэффициент времени зарядки  $\lambda$  при аккумуляторе по схеме В достаточно близок к единице, то увеличение времени разгона машины при переходе на схему D будет несущественно. Если коэффициент  $\lambda$  велик, то время разгона машины существенно увеличится, так как энергия для разгона маховика в аккумуляторе по схеме D будет поступать двумя потоками: от турбины и от двигателя через трансмиссию машины с одновременным уменьшением мощности на ведущих колесах.

Следовательно, для оценки возможности упрощения схемы В (рис. 2) путем исключения муфты свободного хода необходимо сравнить различное время разгона машины, у которой аккумулятор выполняется по схеме В или D.

Однако при переводе аккумулятора со схемы В на схему D возникает желание исключить для дальнейшего упрощения

Вологодская областная универсальная научная библиотека

также и турбину и вернуться к простейшей схеме А [1]. Это связано с тем, что для разгона данного маховика понадобится одно и то же количество энергии независимо от того, один или двумя потоками она подводится к маховику. Однако такие рассуждения будут справедливы не всегда. Все зависит от совершенства организации теплового процесса комбинированной установки двигатель — турбина. В общем случае, если суммарная мощность этой установки окажется больше мощности первоначального двигателя, то целесообразность использования турбины в аккумуляторе схемы В или D, а не схемы А, очевидна. Выполнение требуемой турбины, которая использует энергию выпускных газов двигателя, в настоящее время не предполагает больших трудностей. Благодаря большому изменению мощности турбины в рабочем диапазоне ее оборотов, более общими критериями оценки разгонных качеств машины, учитывающими весь интервал изменения скорости, следует считать полное время и путь разгона.

Применение клапана свободного выпуска отработавших газов двигателя в аккумуляторе схемы D рационально только для уменьшения момента на валу турбины при реверсировании. В любом другом случае это превращает схему D в схему А.

Аккумулятор схемы D относится к группе аккумуляторов с гарантированной абсолютно полной зарядкой. Преимуществом ее является отсутствие муфты свободного хода и, так же как у предыдущих схем с газовой связью, возможность увеличения суммарной мощности силовой установки двигатель — турбина. Однако для сохранения первоначальных разгонных качеств машины (без аккумулятора), в случае отсутствия указанного увеличения суммарной мощности установки, потребуется ориентировочно увеличить эффективную мощность двигателя на 12–15%. При непрерывном условии небольшого отбора мощности двигателя на зарядку аккумулятора схема D непригодна.

По сравнению с известными ранее предложениями рассмотренные схемы аккумуляторов отличаются простотой и увеличением надежности действия. Автоматичность работы обеспечивается без применения каких-либо специальных дополнительных устройств. Аккумуляторы включают отработанные производством агрегаты, механизмы, детали и более доступны для массового или серийного изготовления. Аварийный выход аккумулятора из строя не лишает машину подвижности. При аккумуляторе схемы С отбор мощности для его зарядки в случае работы двигателя на частичной или регуляторной характеристике способствует увеличению коэффициента использования мощности двигателя.

Не изменяя принципиальной сущности отдельных схем аккумулятора, для разгона маховика вместо газовой турбины можно использовать высокоборотный электродвигатель, питаемый от генератора основного двигателя через буферный электрический аккумулятор. В принципе можно использовать динамическую гидропередачу.

Для количественного сравнения аккумуляторов рассмотренных схем с газовой связью необходимо располагать методикой расчетов, которые позволяют в стадии проектирования устройства обеспечить: оценку потерь мощности двигателя при работе турбины; построение характеристики турбины при работе с переменным расходом газа; определение времени разгона турбины с заданным маховиком при тех же условиях; оценку качеств машины при разгоне и замедленном движении, определяющих ее динамику и эффективность действия аккумулятора.

Необходимые высокие динамические качества транспортной машины можно получить увеличением мощности ее энергетической установки. В большинстве случаев по этому пути идут сейчас проектировщики для достижения поставленных целей. Однако такой путь имеет и свои отрицательные стороны в виде уменьшения загрузки двигателя, ухудшения топливной и полной экономичности машины, повышения стоимости двигателя и т. п.

Целесообразность указанного пути не отрицается для некоторых случаев проектирования. Однако следует исходить из предположения, что возможны такие условия работы транспортных и специальных машин с колесным и гусеничным двигателями или такие типы их, когда более целесообразно и оправдано использовать принцип дополнительного аккумулирования энергии, чем применять двигатель значительно большей мощности. Естественно, что установление таких условий и типов машин нуждается в специальных дополнительных исследованиях.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Забавников Н. А. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.
2. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1973, № 44 (Авторское свидетельство № 404656).

# Оценка параметров передней обзорности на натурном образце автомобиля

М. А. АНДРОНОВ, Ю. С. ЧУХУСТОВ, В. Е. ГАНГУС, Ю. К. ГАВРЮТИН

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЙ работе изложен порядок проведения испытаний автомобилей на определение параметров обзорности. Используя этот метод, можно учитывать случайный характер измеряемых величин в зависимости от антропометрических данных водителя и применять другие количественные оценки, которые позволяют отказаться от фотографирования круговой панорамы и тем самым значительно упростить испытания, снизить материальные и трудовые затраты, связанные с их проведением. Отличие предлагаемого метода от описанного в работе [1] состоят в использовании не всего контура глазных эллипсов, а только ряда точек на них, характеризующих нормативное положение глаз водителя, закодированное относительно контрольной точки сиденья [2]. Другой особенностью метода является то, что можно учитывать рассеяние результатов испытаний на определение контрольной точки сиденья по сравнению с контрольной точкой сиденья, заданной заводом-изготовителем.

Теоретические предпосылки для разработки предлагаемого метода оценки параметров передней обзорности изложены в работах [3—9].

Устройство для оценки параметров передней обзорности на натурном образце автомобиля. Устройство в автомобиле (рис. 1) может устанавливаться с использованием трехмерного посадочного манекена, у которого укорачивают щуп и наконечник щупа.

Необходимость укорачивания щупа вызвана наличием торсовых грузов трехмерного посадочного манекена, препятствующих вертикальному перемещению устройства при его установке в положение, соответствующее нижней точке условного положения глаз в кузове автомобиля. Величина требуемого укорочения щупа зависит от геометрических размеров устройства, диапазонов продольной регулировки сиденья и регулировки угла наклона его спинки.

Элемент, воспроизводящий характерные места положения глаз водителя, выполнен в виде пластины, имеющей для установки трассирующего приспособления (в данном случае выдвижного штока) отверстия, которые совпадают с предельным правым и левым положениями соответственно правого и левого глаз и серединой расстояния между ними, и два других отверстия, оснащенных угловыми шкалами и предназначенных для монтажа оси Т-образной траверсы. В этой траверсе выполнены два отверстия для трассирующего приспособления. Расстояние между отверстиями перекладины траверсы равно глазному базису, а ось траверсы расположена на перпендикуляре к середине базисной линии на расстоянии от нее, соответствующем удаленности глаз водителя от центра поворота головы. Трассирующее приспособление может быть выполнено в виде стойки, снабженной угловыми шкалами, с раздвижным телескопическим штуком или оптическим прибором, смонтированным на оси, перпендикулярной к щупу.

Принципиальная схема устройства показана на рис. 2, а, б. Пластина 1, устанавливаемая на высоте  $H$ , при помощи крон-



Рис. 1. Установка устройства в автомобиле

штейна 2, допускающего возможность продольной регулировки, прикрепляется к наконечнику щупа 3 трехмерного посадочного манекена 4. Вертикальная регулировка положения пластины обеспечивается перемещением наконечника 5. На пластине 1 (рис. 2, б) выполнены три лежащих на одной прямой отверстия. Отверстие 2 соответствует точке I крайнего правого положения правого глаза на эллипсе А (рис. 2), служащем геометрическим местом точек возможного положения правого глаза. Отверстие 3 соответствует точке II крайнего левого положения левого глаза на эллипсе Б (рис. 2, а), играющем аналогичную роль для положений левого глаза. Отверстие 4 (рис. 2, б) соответствует в плане точкам III и IV эллипса В (рис. 2, а), характеризующим возможные крайние положения глаз по высоте.

Отверстия предназначены для установки в них шипа 5 (рис. 2, б) приспособления для трассирования, которое выполнено в виде соединенной с шипом поворотной стойки 6, к основанию которой прикреплена угловая шкала 7. В стойке на горизонтальной оси 8 смонтирован раздвижной телескопический шток 9, поворот которого вокруг оси 8 измеряется по угловой шкале 10. Вместо телескопического штока на оси 8 может устанавливаться оптический прибор с окуляром или проекционного типа.

На пластине 1 выполнены также два отверстия 11 и 12, концентрическим которым нанесены угловые шкалы 13. Эти отверстия предназначены для монтажа оси 14 Т-образной траверсы 15, на поперечине которой выполнены отверстия 16 и 17 для установки в них шипа телескопического штока.

Расстояние между отверстиями 16 и 17 равно базисному расстоянию между глазами, а расстояние от базисной линии до оси 14 соответствует расстоянию глаз от центра поворота головы. Положение отверстий 11 и 12 на пластине определено исходя из положения на эллипсах А и Б глаз водителя в начале поворота головы в соответствующую сторону, который начинается после предельного угла поворота глаз (этот угол принят равным 30°) в ту же сторону и продолжается до совпадения оптической оси глаз с объектом наблюдения при неизменном (предельном) угле поворота глаз.

Последовательно устанавливая трассирующее приспособление в отверстия 2 и 3, определяют предельные углы вправо и влево по шкале 7 трассирующего устройства, совмещая конец телескопического штока с базовыми точками ветрового стекла или базовыми точками зоны, очищаемой стеклоочистителем. При трассирующем приспособлении, установленном в отверстие 4 пластины, при показании шкалы 7, равном нулю, по шка-

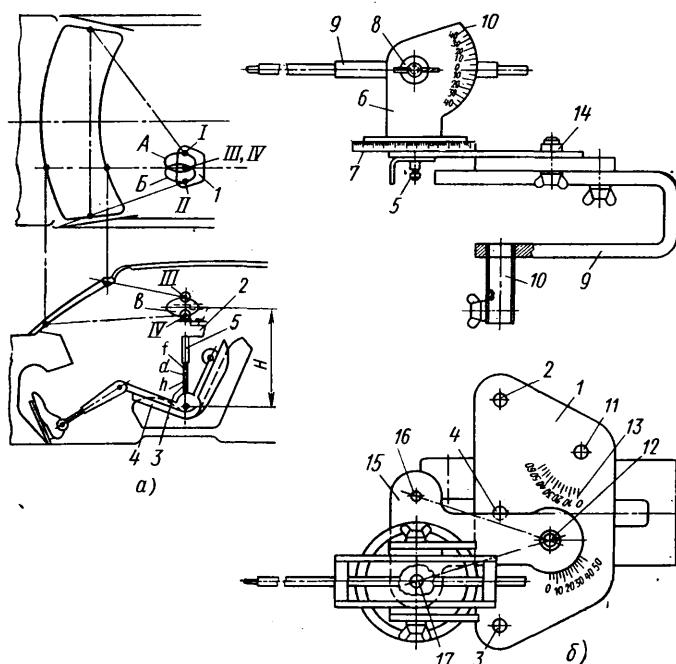


Рис. 2. Принципиальная схема устройства

ле 10 определяют углы, например, в продольной вертикальной плоскости для соответствующих точкам III и IV положений пластины по высоте.

С помощью установленной в отверстия 11 и 12 оси 14 Т-образной траверсы и расположенного в ее отверстиях 16 и 17 трассирующего приспособления определяют по шкалам углы непросматриваемых зон, скрытых от водителя стойками кузова, с учетом бинокулярности зрения и необходимого угла поворота головы.

Устройство в кузове автомобиля может устанавливаться и без манекена. Для этого необходимо передние сиденья удалить из кузова и установить устройство на кронштейнах, имеющих крепление к кузову в точках, положение которых относительно кузовной сетки автомобиля отличается высокой стабильностью. Положение устройства в кузове определяется по нормативным параметрам, устанавливающим условные положения глаз относительно контрольной точки сиденья, заданной заводом-изготовителем. Методика выбора координат контрольной точки сиденья, назначаемых заводом-изготовителем, приведена в работе [2].

Испытания автомобиля на определение контрольной точки сиденья и угла наклона его спинки. Эти испытания должны предшествовать изменениям параметров обзорности с места водителя на натуральном образце автомобиля [2].

Положение контрольной точки сиденья определяется для наиболее характерного посадочного места. Этими местами являются: в переднем ряду сидений — место водителя, в заднем ряду — одно из крайних мест.

Положение контрольной точки сиденья водителя определяется следующим образом. Автомобиль устанавливается на горизонтальную площадку, а управляемые колеса ставятся в положение, соответствующее прямолинейному движению. Затем с помощью четырех домкратов (или иных приспособлений) автомобиль поднимается над площадкой так, чтобы известная по плазовому чертежу нулевая плоскость кузовной сетки автомобиля заняла горизонтальное положение, которое проверяется с помощью уровня или оптического угломера. При установке автомобиля на домкраты исключаются колебания кузова автомобиля относительно мерной площадки при размещении манекена на сиденье.

Поднятый на домкраты автомобиль должен всеми колесами сесться горизонтальной площадки, чтобы была возможность использовать ось переднего колеса в качестве базы для измерения абсциссы контрольной точки сиденья. Сиденье водителя отодвигается в крайнее заднее положение, предусмотренное заводом-изготовителем, а если спинка его регулируется, то она устанавливается в положение, наиболее близкое к углу наклона 25°.

Сиденье покрывается гладкой тонкой тканью, на которую помещается манекен без грузов и без элементов, моделирующих ноги. Затем устанавливаются ноги. Правая ступня устанавливается на педаль акселератора, которая находится в исходном, нерабочем положении, и фиксируется стопорным винтом, предусмотренным на месте голеностопного шарнира. Левая ступня устанавливается на пол так, чтобы ось, проходящая через следы контрольной точки на седалищной панели манекена, расположилась горизонтально по показанию поперечного уровня, в качестве которого удобно использовать оптический квадрант КО-1 с магнитным основанием, устанавливаемый на площадку щупа манекена. После этого подвешиваются голеные грузы, а затем бедренные. За стержень коленных шарниров манекен отодвигают от спинки сиденья, наклоняют спинную панель вперед и придвигают манекен к спинке сиденья до соприкосновения с ней, но не вдавливая манекен в спинку. Затем двукратно прикладывают нагрузку величиной 10 кгс вдоль направляющей трубы основания к контрольной точке. Нагрузка может быть приложена к стопорному винту коленного стержня. Далее навешиваются тазобедренные, а затем торсовые грузы. Не изменяя положения седалищной панели (манекен расположжен прямо по показанию поперечного уровня), наклоняют спинную панель вперед до положения, соответствующего совмещению по вертикали оси торсовых грузов и следа контрольной точки на седалищной панели, после чего спинную панель осторожно возвращают назад. Эта операция устраняет локальные деформации спинки сиденья, вызванные силами трения между спинной панелью манекена и спинкой, которые возникают при навешивании торсовых грузов и препятствуют достижению равномерной деформации сиденья, соответствующей правильному размещению манекена. На этом процесс размещения манекена на сиденье заканчивается. Координаты контрольной точки сиденья измеряются от выбранных базовых поверхностей автомобиля до следа контрольной точки, нанесенного на седалищной панели манекена с точностью до 1 мм. Эти координаты определяются следующим образом. Измеряется абсолютное значение аппликаты следа контрольной точки на седалищной па-

нели манекена и отмечается абсолютное значение аппликаты уже известной по плазовому чертежу поверхности кузова.

Разность между абсолютными значениями указанных аппликат с поправкой на положение используемой для измерения поверхности кузова относительно горизонтальной нулевой плоскости кузовной сетки представляет собой аппликату Z контрольной точки сиденья.

Абсциссу X контрольной точки сиденья измеряют следующим образом. Применяя отвес, наносят на мерной площадке две метки, соответствующие положению оси переднего колеса следа контрольной точки сиденья на седалищной панели манекена. Если мерная площадка строго горизонтальна, то расстояние между указанными метками на ней будет равно абсциссе X контрольной точки сиденья. Если мерная площадка не строго горизонтальна, то необходимо воспользоваться контрольной маркировкой кузова (а при ее отсутствии какими-либо другими базовыми точками на кузове, координаты которых отличаются высокой стабильностью относительно кузовной сетки автомобиля), чтобы внести в полученный указанным выше способом размер X поправку, соответствующую угловому положению горизонтально выставленной нулевой плоскости кузова относительно мерной площадки.

Ордината Y контрольной точки сиденья (для передних сидений) определяется расстоянием между средней продольной вертикальной плоскостью автомобиля и параллельной ей плоскостью, проходящей через середину посадочного места сиденья. Если сиденья нераздельные, то ее можно определить по следующей формуле:

$$c_1 = 0,15(a-b),$$

где  $c_1$  — горизонтальное смещение влево по ходу автомобиля контрольной точки сиденья относительно центра обода рулевого колеса;

$a$  — расстояние от средней продольной вертикальной плоскости автомобиля до средней стойки кузова на высоте 400 мм от контрольной точки сиденья;

$b$  — расстояние от средней продольной вертикальной плоскости автомобиля до центра обода рулевого колеса.

Угол наклона спинки сиденья определяется следующим образом. Предварительно отпустив зажимной винт щупа, его отводят назад до соприкосновения с упорным болтом корпуса кронштейна спинной панели манекена. Оптический квадрант магнитным основанием устанавливают на щуп манекена, затем уровень оптического квадранта устанавливают в горизонтальное положение. Угол наклона спинки относительно вертикальной проходящей через контрольную точку сиденья, получают вычитанием из 90° величины угла, показываемого оптическим квадрантом.

Если в двух испытаниях из трех отклонения измеренного угла наклона спинки сиденья от угла наклона спинки сиденья, заданного заводом-изготовителем (конструктивного), не превышают  $\pm 1^\circ$ , то результаты испытаний удовлетворительные.

Измерения параметров обзорности с места водителя на натуральном образце автомобиля. Поверхность ветрового стекла оклеивают миллиметровой бумагой, на которую наносят контуры зон, очищаемых щетками стеклоочистителя 1, и линию 2, эквидистантную кромке прозрачной поверхности ветрового стекла и отстоящую от нее на 25 мм. Устройство с помощью приспособления для перемещения в продольном и вертикальном направлениях регулируется в соответствии с величиной конструктивного угла наклона у спинки сиденья (табл. 1) и величиной продольной регу-

Таблица I

γ в град.	c в мм	d в мм	γ в град.	c в мм	d в мм
5	-186,4	27,6	23	-17,5	4,9
6	-176,5	27,5	24	-8,7	2,5
7	-166,6	27,0	25	0	0
8	-156,8	26,5	26	8,6	-2,6
9	-147,1	25,9	27	17,2	-5,4
10	-137,4	25,1	28	25,8	-8,2
11	-127,8	24,3	29	34,2	-11,2
12	-118,3	23,3	30	42,6	-14,3
13	-108,8	22,2	31	50,9	-17,5
14	-99,4	21,0	32	59,2	-20,8
15	-90,0	19,7	33	67,4	-24,3
16	-80,7	18,3	34	75,6	-27,9
17	-71,5	16,7	35	83,6	-31,5
18	-62,3	15,0	36	91,6	-35,4
19	-53,2	13,2	37	99,6	-39,3
20	-44,2	11,3	38	107,5	-43,3
21	-35,2	9,3	39	115,3	-47,3
22	-26,3	7,2	40	123,0	-51,8

Примечание.  $c$  — величина горизонтальной регулировки устройства;  $d$  — величина вертикальной регулировки устройства.

лировки сиденья  $f$  и закрепляется на щупе манекена на высоте, соответствующей отметке  $d$  (рис. 2, а). Трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 17 Т-образной траверсы, ось которой вставлена в отверстие 12 на пластине устройства. Траверса поворачивается влево до тех пор, пока выдвижной шток 9, установленный под углом  $30^\circ$  влево, не коснется левой кромки левой стойки ветрового стекла (считая рамку ветровой форточки). Затем трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 16 траверсы, положение которой не меняется. Выдвижной шток поворачивается влево до тех пор, пока не коснется правой кромки левой стойки ветрового стекла (считая уплотнение). В результате определяются угол поворота головы водителя  $\beta$  по шкале 13 пластины устройства и бинокулярный угол  $\delta$  непросматриваемой зоны, скрытой от водителя левой стойкой, который равен разности измеренного угла поворота выдвижного штока (по шкале 7) и угла  $30^\circ$ .

Трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 16 Т-образной траверсы, ось которого вставлена в отверстие 11 на пластине устройства. Траверса поворачивается вправо до тех пор, пока выдвижной шток 9, установленный под углом 30° вправо, не коснется правой кромки стойки ветрового стекла. Затем трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 17 траверсы, положение которой не меняется. Выдвижной шток поворачивается вправо до тех пор, пока не коснется левой кромки правой стойки ветрового стекла. В результате определяются угол поворота головы водителя и бинокулярный угол непросматриваемой зоны, скрытой от водителя правой стойкой ветрового стекла.

Устройство с помощью приспособления для перемещения в продольном направлении регулируется в соответствии с величиной конструктивного угла наклона спинки сиденья (табл. 1). Приспособление устанавливается в отверстие 4 на пластине устройства. На миллиметровой бумаге с помощью осевикого штока наносятся горизонтальная и вертикальная осевые линии, соответствующие нулевым отметкам угловых шкал 7 и 10.

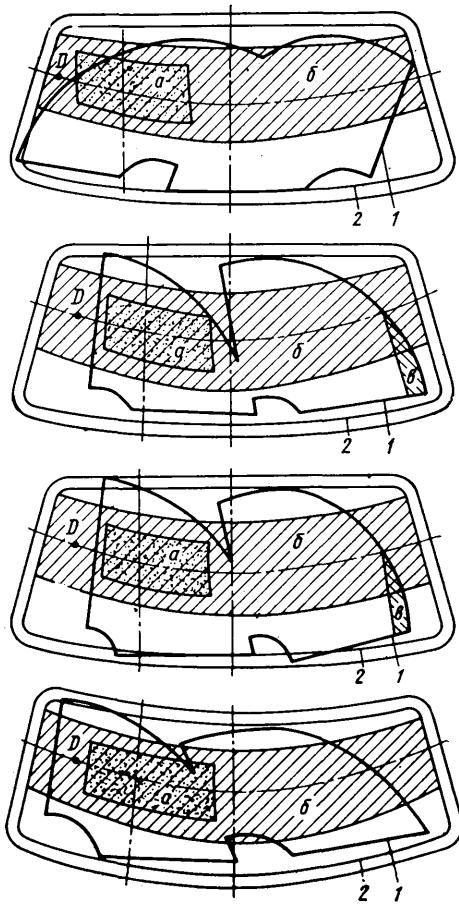


Рис. 3. Развертки нормативных зон поверхностей ветровых стекол некоторых легковых автомобилей:

*а* — нормативная зона поверхности ветрового стекла, 99% площади которой должно очищаться щетками стеклоочистителя; *б* — нормативная зона поверхности ветрового стекла, 75% площади которой должно очищаться щетками стеклоочистителя; *в* — зона поверхности ветрового стекла, не очищаемая из-за неполного прижатия щетки стеклоочистителя (*D* — базовая точка ветрового стекла); *I* — зона поверхности ветрового стекла, очищаемой щетками стеклоочистителя; *2* — линия, эквидистантная кромке прозрачной поверхности ветрового стекла и отстоящая от нее на 25 мм

Трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 3 на пластине устройства. На миллиметровой бумаге с помощью выдвижного штока последовательно под углами 15 и 7° влево наносятся соответственно левая базовая точка ветрового стекла и вертикальная линия, ограничивающая слева нормативную зону поверхности ветрового стекла, 99% площади которой должно очищаться щетками стеклоочистителя. Затем выдвижной шток поворачивается влево в направлении точки, отстоящей на 25 мм от кромки прозрачной поверхности ветрового стекла, и определяется угол видимости влево  $\alpha_1$ .

Трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 2 на пластине устройства. На миллиметровой бумаге с помощью выдвижного штока под углом 15° вправо наносится вертикальная линия, ограничивающая справа нормативную зону поверхности ветрового стекла  $a$ , 99% площади которой должно очищаться щетками стеклоочистителя.

Устройство закрепляется на щупе манекена на высоте, соответствующей метке  $f$ . Трассирующее приспособление устанавливается в отверстие 4 на пластине устройства. На миллиметровой бумаге с помощью выдвижного штока последовательно под углами 7 и  $3^\circ$  вверх соответственно наносятся линии, ограничивающие сверху нормативные зоны поверхности ветрового стекла, 75 и 99% площади которых должны очищаться щетками стеклоочистителя. Затем выдвижной шток поворачивается вверх в направлении точки, отстоящей от кромки прозрачной поверхности ветрового стекла на 25 мм, и определяется угол видимости вверх  $a_2$ .

Устройство закрепляется на щупе манекена на высоте, соответствующей метке  $h$ . На миллиметровой бумаге с помощью выдвижного штока последовательно под углами  $5$  и  $1^\circ$  вниз соответственно наносятся линии, ограничивающие снизу нормативные зоны поверхности ветрового стекла,  $75$  и  $99\%$  площади которых должны очищаться щетками стеклоочистителя. Затем выдвижной шток поворачивается вниз в направлении точки, отстоящей от кромки прозрачной поверхности ветрового стекла на  $25$  мм, и определяется угол видимости вниз  $\alpha_3$ .

Оценка результатов измерений. На рис. 3 показаны наиболее характерные развертки нормативных зон поверхности ветрового стекла ряда легковых автомобилей, полученные в НАМИ с использованием изложенного метода испытаний.

Таблица 2

Номер автомобиля	<i>f</i> в мм	$\gamma$ в град.	$\alpha_1$ в град.	$\alpha_2$ в град.	$\alpha_3$ в град.	$\theta$ в град.	$K_1^*$ в %	$K_2^{**}$ в %	$\beta$ в град.	$\delta$ в град.
1	136	29	19	12	11	11	86,5	94	9	9
2	152	25	23,5	14	10,5	10,5	78	100	15	10
3	170	25	22	12,5	11	11	79	100	9	7
4	145	23,5	28	13	9,5	7	85	99,5	14	1,5

\* Площадь нормативной зоны поверхности ветрового стекла, 75% которой должно очищаться стеклоочистителем.

•• Площадь нормативной зоны поверхности ветрового стекла, 99% которой должно очищаться стеклоочистителем.

В табл. 2 приведены численные значения измеренных параметров для этих же автомобилей, по которым может быть установлено соответствие объекта испытаний предварительным нормативным показателям параметров обзорности с места водителя и в случае несоответствия разработаны необходимые рекомендации.

Сравнивая развертки нормативных зон поверхности ветрового стекла (рис. 3) с результатами измерений, приведенными в табл. 2, можно получить рекомендаций по улучшению обзорности с места водителя у рассматриваемых автомобилей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Devlin W. A., Pajas M. R. — «SAE», № 680105, 1968.
  2. Андронов М. А. и др. — «Автомобилестроение», НИИН-автопром, 1971, № 2.
  3. Андронов М. А. и др. — «Конструкции автомобилей», НИИНавтотпром, 1973, № 1.
  4. Андронов М. А. и др. — «Конструкции автомобилей», НИИНавтотпром, 1973, № 3.
  5. Андронов М. А. и др. — «Конструкции автомобилей», НИИНавтотпром, 1973, № 4.
  6. Андронов М. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 9.
  7. Андронов М. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.
  8. James F. Meldrum. — «SAE», № 650464, 1965.
  9. «SAE Recommended Practice», J 903

# О сопротивлении качению прицепов-тяжеловозов и выборе тягачей для их буксирования

Канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН, В. В. МОСКОВКИН, В. И. БЫКОВ, В. И. ЧЕРГЕНКО

НАИИ

ПРОВЕДЕНЫ экспериментальные исследования показателей сопротивления качению прицепов-тяжеловозов пяти классов грузоподъемности: 20; 40; 60; 120 и 300 т. На основе опыта испытаний и эксплуатации были сделаны предложения по методике выбора тягачей для буксирования. Работа не преследовала целей теоретического анализа полученных экспериментальных данных.

Прицепы-тяжеловозы обычно отличаются большим числом осей (3—12) и колес, более высокими, чем на автомобилях, нагрузками на шины и давлениями в них, что является дополнительной причиной повышения сопротивления качению, в частности из-за деформирования некоторых типов дорожных покрытий. Однако ввиду отсутствия достоверных данных по сопротивлению качению указанных прицепов для них до настоящего времени использовались в качестве показателей потеря на качение осредненные данные, найденные для автомобилей.

Некоторые технические параметры объектов исследования указаны в таблице. Прицепы-тяжеловозы имеют невысокие эксплуатационные скорости движения, что дало основание ограничиться выполнением основного объема экспериментов в диапазоне скорости до 20 км/ч, а в расчетах не учитывать потери, связанные с повышением скорости, составляющие здесь весьма малую долю общих потерь из-за преобладающего влияния потерь в шинах от повышенных нормальных нагрузок. Эксперименты на всех видах дорог, кроме неровных, подтвердили правомерность такого допущения.

Экспериментальные работы проведены в процессе промышленной эксплуатации прицепов. На прицепах перевозились тяжелые народно-хозяйственные грузы — трансформаторы (вес 72 т), бульдозеры (30 т), экскаваторы (39 и 90 т), пакеты железобетонных плит (19,8 и 44 т) и, кроме того, балласт весом 300 т.

На горизонтальных контрольных участках дорог регистрировались усилия в сцепке тягача с прицепом в момент трогания автопоезда с места и во время установившегося движения (без ускорения), на подъемах — только при установившемся движении. Крутизна подъемов измерялась с помощью теодолита. На горизонтальных участках сила сопротивления качению прицепов параллельно определялась инерционным методом (методом выбега).

При использовании инерционного метода фиксировалось время  $t$  движения по инерции автопоезда и затем отдельно тягача с установившейся начальной скорости  $v_0$  до полной остановки. Поскольку влияние скорости на потери качения здесь в расчет не принимается, уравнение движения автомобиля (автопоезда) имеет вид

$$\frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = -P_{fa}^0, \quad (1)$$

где  $G_a$  — полный вес автомобиля или автопоезда;  
 $\delta$  — коэффициент учета вращающихся масс;

$P_{fa}^0$  — сила сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в ведомом режиме;  
 $v$  — текущее значение скорости движения;  
 $g$  — ускорение силы тяжести.

Преобразовав данное уравнение и проинтегрировав его в пределах изменения скорости от  $v_0$  до  $v$ , получим

$$t = \frac{\delta G_a}{g P_{fa}^0} (v_0 - v). \quad (2)$$

Поскольку движение в данном случае происходит до полной остановки, то примем  $v=0$  и определим искомую величину

$$P_{fa}^0 = \frac{\delta G_a v_0}{g t}. \quad (3)$$

Входящие в данную формулу величины  $v_0$  и  $t$  берутся из эксперимента по выбегу, полный вес известен, коэффициент  $\delta$  подсчитывается обычным способом. С целью отделения потерь на качение прицепа  $P_{pr}$  эксперимент и расчет выполняется как для автопоезда в целом, так и отдельно для тягача с последующим вычитанием полученных значений силы  $P_{fa}^0$ . Начальная скорость движения  $v_0$  в экспериментах устанавливалась либо по штатному спидометру тягача после его предварительной тарировки, либо по тахометру оборотов двигателя после соответствующего пересчета.

Показатели сопротивления качению прицепов определялись на дорогах различного вида и состояния, в летних и зимних эксплуатационных условиях. Для облегчения анализа результатов работы дорожные условия исследований условно разделены на четыре группы:

А — дороги с ровным твердым покрытием, опыты выполнены на цементобетонном шоссе категорий II и III и шоссе категории III с покрытием из черного щебня с поверхностью обработкой битумом;

Б — дороги с неровным твердым покрытием, использовались покрытия: ровный булыжник; щебень толщиной 30 см, ровный, слабоуплотненный или уплотненный;

В — грунтовые непрофилированные дороги в сухом состоянии (в летний период) или в замерзшем состоянии (в зимний период), накатанные, преимущественно ровные, иногда с ямами до 0,4 м;

Г — сухая целинная степь.

Для буксирования объектов исследования использовались обычно применяющиеся в практике эксплуатации данных прицепов колесные тягачи 6×6, 6×4, 8×8 и гусеничные тягачи высокой мощности. На усилие в сцепке при трогании автопоезда с места существенное влияние оказывает тип трансмиссии тягача. Тягачи имели гидромеханическую, электрическую или механическую трансмиссию с дисковым сцеплением. С целью соответствующего анализа вычислялись значения коэффициента  $k$ , представляющего собой отношение усилия в сцепке при трогании к силе сопротивления качению прицепа или установленному движению без ускорения, в обоих случаях — на горизонтальном участке. Коэффициент сопротивления качению прицепа  $f_{pr}$  вычислялся как отношение силы сопротивления качению прицепа  $P_{pr}$  к его полному весу  $G_{pr}$ . Если при опытах на горизонтальных участках (угол подъема  $\alpha=0$ ) величина  $f_{pr}$  могла вычисляться непосредственно по результатам измерений усилия в сцепке  $P_k$ , поскольку при этом  $P_k = P_{pr}$ , то при движении на подъеме ( $\alpha > 0$ ) учитывалась составляющая силы тяжести  $P_a = G_{pr} \sin \alpha$  и использовалась формула

$$P_k = G_{pr} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

\* Дороги с твердым покрытием.  
\*\* Грунтовые дороги.

Полученные данные позволяют сделать некоторые практические выводы.

На твердых ровных дорогах (группа дорожных условий А) преимущественные значения коэффициента  $f_{\text{пр}}$  почти для всех прицепов лежат в диапазоне 0,015—0,020. Несколько повышенные потери на качение прицепа грузоподъемностью 60 т ( $f_{\text{пр}}=0,022$ ) могут быть объяснены условиями конкретного эксперимента — из-за высокой температуры окружающего воздуха (38°C) битум, которым была обработана поверхность покрытия, вызывал прилипание шин движущегося прицепа к покрытию. В случае примерно одинаковой степени прогрева при пробеге сопротивление качению прицепов грузоподъемностью 40 и 60 т выше, чем у других прицепов, что связано, видимому, с известным влиянием малого диаметра шин. Поскольку при выборе тягачей расчетным тяговым режимом следует считать буксование непрогретого прицепа, авторами определены в порядке уточнения стендовые показатели сопротивления качению одиночных колес в непрогретом состоянии шин. Эксперименты выполнены на стенде с твердой плоской опорной поверхностью (цементобетон), с шинами 320—508 модели ИЯВ-12 (устанавливаются на прицепе грузоподъемностью 20 т) и 370—508 модели Я-61 (устанавливаются на прицепах грузоподъемностью 120 и 300 т). Скорость движения колеса составляла 1 км/ч. Результаты опытов (см. рисунок) показывают, что коэффициент сопротивления качению одиночного колеса в ведомом режиме  $f_k^0$  при номинальных или близких к ним значениях нагрузки  $G_k$  и внутреннего давления воздуха  $p_w$  составляет: 0,0163 для первой шины, 0,0173 для второй, т. е. находится примерно в середине найденного в экспериментах с прицепами диапазона значений коэффициента  $f_{\text{пр}}$ .

Поскольку экспериментальные работы проводились в процессе промышленной эксплуатации прицепов, то колебания значений коэффициента  $f_{\text{пр}}$  в опытах с прицепами одной и той же грузоподъемности связаны как с эксплуатационными факторами, уменьшающими потери на качение, — прогрев шин, снижение нагрузки прицепа (см. рисунок), возможное повышение ровности и жесткости покрытия, так и с факторами, их увеличивающими, — возможное снижение давления воздуха в шинах при эксплуатации, трение в подшипниках осей прицепа, блокирование колес.

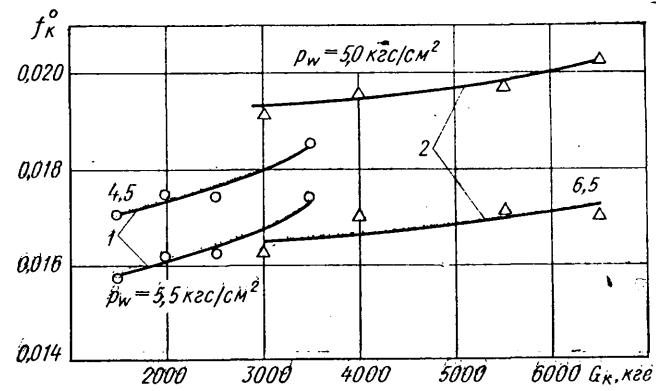
На неровных дорогах с твердым покрытием (группа условий Б) сопротивление качению прицепов, естественно, выше и диапазон преимущественных значений коэффициента  $f_{\text{пр}}$  составляет 0,020—0,024. Повышение скорости движения в этих условиях приводило к заметному увеличению указанных показателей потерь на качение прицепа на 25—50% при скорости 25—30 км/ч в сравнении со скоростью  $v=0$ .

Прицепы-тяжеловозы иногда эксплуатируются на сухих или замерзших грунтовых дорогах, преимущественно ровных (группа условий В). Разброс полученных в экспериментах значений коэффициента  $f_{\text{пр}}$  здесь весьма велик — максимальные значения более чем вдвое превышают минимальные, в то время как последние соответствуют их уровню для ровных твердых дорог. Причины этого — различная ровность и деформируемость грунтовых дорог. Можно считать, что объекты исследования имеют в этих условиях в среднем  $f_{\text{пр}}=0,020 \div 0,040$ .

На объектах строительства, расположенных в степных районах страны, практикуется буксование прицепов-тяжеловозов по сухой целинной stepи (группа условий Г) с тем, чтобы избежать выхода на дороги общего пользования и, кроме того, применять гусеничные тягачи. Эксперименты проведены на ровных участках, покрытых небольшой высокой растительностью. При проходе прицепа обычно образуется колея глубиной до 2—4 см. Один из опытов с груженым прицепом грузоподъемностью 300 т выполнен в зимних условиях при промерзшем верхнем слое грунта, чем объясняются сравнительно низкие потери на качение прицепа в этих условиях ( $f_{\text{пр}}=0,026$ ). В летних условиях прицепы на шинах 370—508 имели значения  $f_{\text{пр}}=0,030 \div 0,035$ , а у прицепа на шинах 9,00—15  $f_{\text{пр}}=0,037 \div 0,056$ .

Приведенные экспериментальные данные по сопротивлению качению прицепов-тяжеловозов соответствуют конкретным условиям опытов и могут использоваться в качестве ориентировочных показателей.

Из-за высоких осевых нагрузок прицепы-тяжеловозы на стоянке или остановке нередко образуют некоторую остаточную деформацию дорожных покрытий с нежестким верхним слоем, их шины присасываются к покрытию или углубляются в грунт. Это обстоятельство, наряду с влиянием инерционности больших масс прицепов, обычно требует при трогании прицепов с места повышенных тяговых усилий, иногда многократно превышающих силу сопротивления качению при движении. Например, при трогании с места негруженого прицепа грузоподъемностью 120 т после длительной стоянки на грунтовой дороге в зимнее время усилие при трогании с места более чем в 8 раз



Зависимость коэффициента сопротивления качению одиночных колес прицепов в ведомом режиме от нагрузки на колесо:  
1 — колесо сшиной 320—508 модели ИЯВ-12; 2 — колесо сшиной 370—508 модели Я-61

превысило силу сопротивления качению прицепа при движении в тех же условиях. Однако в расчетах при выборе тягачей более целесообразно использовать значения коэффициента  $k$ , соответствующие усилию трогания автопоезда с места после остановки или сравнительно короткой стоянки, так как использование чрезмерно высоких значений  $k$  может привести к нерациональному завышению параметров тягачей. По опыту эксплуатации на длительные стоянки прицепы-тяжеловозы обычно устанавливаются вблизи автозаправок, где при затруднительном страгивании прицепа после стоянки выделяются дополнительные тягачи. В случае ночных стоянок в пути место для установки прицепа на стоянку выбирается с учетом облегчения условий трогания. Приведем данные по усилиям трогания, полученные с прицепами после их краткой остановки на месте. Водители тягачей имели большой опыт работы с прицепами, и режим трогания был близок к оптимальному. Это позволяет с приемлемой для практики точностью сопоставить тягачи с разными трансмиссиями по влиянию типа последних на повышение усилия при трогании.

У тягачей с гидромеханической и электрической трансмиссией значения коэффициента  $k$  были в пределах 1,45—2,29, тогда как при тягачах с механической трансмиссией и дисковым сцеплением этот показатель составил 1,83—3,30, т. е. был на 26—45% выше. Это подтверждает целесообразность применения тягачей с гидро- и электротрансмиссиями для буксования прицепов большого веса.

Обобщение опыта испытаний и практика эксплуатации прицепов-тяжеловозов показывает, что существует два основных условия, определяющих пригодность тягача для буксования конкретного прицепа — способность тягача сдвинуть прицеп с места в заданных дорожных условиях на горизонтальном участке дороги (место остановки или стоянки прицепа большого веса на практике выбирается, как правило, на площадке, не имеющей заметного уклона) и способность буксировать прицеп на подъемах. Для оценки целесообразности учета повышения сопротивления качению прицепов при движении автопоездов на повороте авторы выполнили специальные эксперименты. Было установлено, что увеличение сопротивления качению исследуемых прицепов-тяжеловозов на повороте в реальных дорожных условиях ниже, чем необходимо повышение тягового усилия при трогании автопоезда с места. Важным обстоятельством для обоснования изложенных предложений по выбору тягачей является тот факт, что для буксования прицепов-тяжеловозов в практике эксплуатации повсеместно используются колесные многоприводные или мощные гусеничные тягачи. Как известно, данные тягачи на низших передачах в трансмиссии не имеют ограничений по силе тяги двигателя в любых дорожных условиях. Таким образом, единственным ограничением здесь является реализуемая тягачом сила тяги по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью. Исходя из этого, выбор тягачей может быть сведен к вычислению минимально возможного значения их сцепного веса  $\Sigma G_{\text{t min}}$  (тягач может быть несколько для одновременного буксования одного прицепа).

Первое из указанных условий — способность трогания автопоезда с места на горизонтальном участке дороги — обеспечивается равенством

$$\sum G_{\text{t min}} \varphi = G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} k c,$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления;

$c$  — коэффициент, учитывающий несогласованность приложения тягового усилия несколькими тягачами.

В экспериментах с двумя и тремя тягачами авторами получено  $c = 1,2 \div 1,4$ .

Расчетная формула имеет вид

$$\sum G_{t \min} = \frac{G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} k c}{\varphi}. \quad (5)$$

Второе из условий — движение автопоезда на подъем — выполняется, если имеем

$$\sum G_{t \min} \varphi = (G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} + G_a \sin \alpha) c; \quad (6)$$

$$\sum G_{t \min} = \frac{(G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} + G_a \sin \alpha) c}{\varphi},$$

где  $G_a$  — полный вес автопоезда.

Очевидно, что расчет по формуле (5) дает возможность вы-

бираемым тягачам не только тронуться с места с прицепом, но и преодолевать с ним подъемы определенной крутизны за счет тягового усилия  $P_a = G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} (k - 1)$ . Однако числовой анализ конкретных значений величин, входящих в формулы (5) и (6), показывает, что условие (5) не обеспечивает тягачам способность преодолевать регламентированные подъемы, встречающиеся на автомобильных дорогах. В связи с этим формулой (5) следует пользоваться для расчета спешного веса тягачей при трогании автопоезда с места и движении на подъемах,

крутизна которых не превышает  $\arcsin \frac{G_{\text{пр}} f_{\text{пр}} (k - 1)}{G_a}$ . Рас-

четы для подъемов большей крутизны выполняются по формуле (6).

УДК 629.113-585.2

## Устройства плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач

Канд. техн. наук В. П. ТАРАСИК

Могилевский машиностроительный институт

**О**ДНИМ из требований к системам управления гидромеханическими передачами является обеспечение плавного включения фрикционных муфт с целью снижения динамических нагрузок в трансмиссии и уменьшения теплонапряженности фрикционных дисков.

Устройства плавного включения обеспечивают определенную закономерность изменения усилия сжатия дисков при включении муфты регулированием давления либо в магистрали, соединяющей гидравлические исполнительные цилиндры с источником питания маслом, либо непосредственно в самих цилиндрах [1].

Рассмотрим механизмы плавного включения. Основные требования, предъявляемые к ним, заключаются в следующем:

1) механизм не должен увеличивать время заполнения исполнительного цилиндра;

2) механизм должен обеспечивать плавное нарастание давления в исполнительном цилиндре в процессе сжатия дисков муфты;

3) характер нарастания давления в цилиндре должен определяться режимом работы гидромеханической передачи;

4) желательно применять один механизм для обеспечения плавного включения всех муфт коробки передач.

Давление в механизмах плавного включения регулируется ограничением расхода жидкости, поступающей в исполнительный цилиндр, и уменьшением жесткости системы гидропривода. Расход ограничивается либо уменьшением проходного сечения магистрали подачи жидкости в цилиндр, либо открытием сливного отверстия в магистрали. Жесткость системы гидропривода уменьшается с применением аккумулятора, используемого в совокупности с механизмами плавного включения.

Механизмы плавного включения дроссельного типа (рис. 1, а) с гидроаккумуляторами выполняются по двум принципиально различным схемам: с постоянным или автоматически регулируемым дросселем. По схеме с постоянным дросселем выполнены механизмы плавного включения фрикционов гидромеха-

нических передач МАЗ [4], Дайнафлоу Бюник (США) [2] и ZF 3HP-12 (ФРГ) [3]. Принцип действия этих механизмов одинаков, несмотря на некоторые конструктивные отличия. При использовании их исполнительный цилиндр и аккумулятор заполняются через один и тот же постоянный дроссель. Пределы регулирования давления зависят от характеристики упругого элемента гидроаккумулятора, а время процесса регулирования давления определяется временем заполнения полости гидроаккумулятора.

Механизмы плавного включения с автоматически регулируемым дросселем использованы в гидромеханических передачах Форд С-6 (США) [4], ZF 2HP-45 (ФРГ) [3] и в отечественных опытных образцах унифицированной гидромеханической передачи [4]. Последний практически ничем не отличается от механизма ZF 2HP-45. Рассмотренные механизмы содержат регулирующий золотник и плунжер гидроаккумулятора. Пределы регулирования давления механизмом определяются пружиной гидроаккумулятора, а закономерность изменения давления — изменением во времени разности давлений до и после дросселя гидроаккумулятора.

Рассмотрим процесс работы механизма плавного включения отечественного опытного образца гидромеханической передачи (рис. 1, б). При включенной муфте плунжер аккумулятора 1 под действием давления жидкости в полости 2 аккумулятора и усилия пружины 3 занимает крайнее левое положение, упираясь в выступ гильзы (корпуса). Регулирующий золотник 4, благодаря наличию упоров на нем и на плунжере, полностью открывает выход из канала 5 и обеспечивает свободный проход жидкости в канал 6 к исполнительному цилинду муфты, исключая возможность падения давления в цилиндре и, следовательно, пробуксовки муфты под нагрузкой.

При включении муфты давление в канале 6 падает, в связи с чем плунжер 1 под действием пружины 7 аккумулятора отходит вправо, выталкивая жидкость из полости 2 через обратный клапан 8 в канал 6. Регулирующий золотник 4 отходит

влево, обеспечивая свободный проход жидкости из канала 5 в канал 6. В конце хода поршня исполнительного цилиндра (после выбора зазоров между дисками) давление в канале 6 начинает возрастать, вследствие чего золотник 4, преодолевая усилие пружины 7, прикроет отверстие канала 5, образуя автоматически регулируемый дроссель. Протекающая через него жидкость поступает на заполнение полости 2 гидроаккумулятора через дроссель 9. Плунжер 1 под действием давления в полости 2 и пружины 3, а также вследствие разности площадей торцевых поверхностей плунжера 1 и золотни-

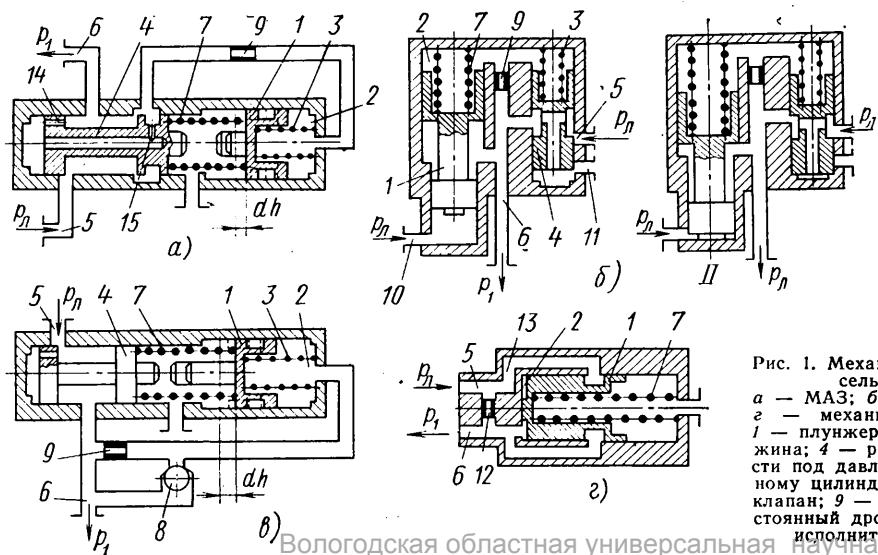


Рис. 1. Механизмы плавного включения фрикционных муфт дроссельного типа в процессе регулирования давления:  
а — МАЗ; б — Форд С-6; в — опытный отечественный образец;  
г — механизм с постоянным временем процесса подготовки;  
1 — плунжер аккумулятора; 2 — полость аккумулятора; 3 — пружина; 4 — регулирующий золотник; 5 и 10 — канал подачи жидкости под давлением  $p_1$ ; 6 — канал подачи жидкости к исполнительному цилинду муфты; 7 — пружина аккумулятора; 8 — обратный клапан; 9 — дроссель аккумулятора; 11 — канал слива; 12 — постоянный дроссель; 13 — соединение каналов 5 и 2 при заполнении исполнительного цилиндра; 14 и 15 — дроссельные отверстия

ка 4 начнет медленно перемещаться влево, постепенно сжимая пружину 7, в соответствии с чем и будет увеличиваться давление в канале 6, обеспечивая плавное нарастание усилия сжатия дисков муфты.

Анализируя процессы работы всех механизмов, примем, что рабочая жидкость несжимаема, а гидравлические магистрали абсолютно жесткие. Пренебрегаем силами инерции движущихся элементов механизмов и жидкости, а также силами трения. Принимая условия неразрывности потока, процесс регулирования давления в канале 6 выразим системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} Q_d dt = S_2 dh; \\ S_1 dp_1 = C_2 dh, \end{cases} \quad (1)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  — площади торцевых поверхностей регулирующего золотника 4 и плунжера 1;

$C_2$  — жесткость пружины 7 аккумулятора;

$dh$  — элементарное перемещение плунжера;

$dp_1$  — приращение давления в канале 6, соответствующее перемещению плунжера  $dh$ ;

$Q_d$  — расход жидкости через дроссель 9 гидроаккумулятора, определяемый по формуле

$$Q_d = C_d S_d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} = \xi \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (2)$$

где  $C_d$  — коэффициент расхода дросселя 9;

$S_d$  — площадь дроссельного отверстия;

$g$  — ускорение свободного падения;

$\gamma$  — удельный вес жидкости;

$p_1$  — регулируемое давление рабочей жидкости в канале 6;

$p_2$  — давление жидкости в полости 2;

$\xi$  — проводимость дросселя 9.

Из условий равновесия золотника и плунжера получим давление жидкости в полости гидроаккумулятора

$$p_2 = \frac{p_1 S_1 - F_{\text{пр1}_0} + \frac{C_1}{C_2} (p_1 S_1 - F_{\text{пр2}_0})}{S_2}, \quad (3)$$

где  $F_{\text{пр1}_0}$  и  $F_{\text{пр2}_0}$  — соответственно усилия пружин 3 и 7 в начале процесса регулирования давления, когда плунжер гидроаккумулятора находится в исходном (крайнем правом) положении;

$C_1$  — жесткость пружины 3.

Подставляя значения  $Q_d$  и  $p_2$  в систему (1) и интегрируя полученный результат по переменной  $p_1$  в пределах от  $p_1$  до  $p_{1\text{ном}}$ , получим формулу для вычисления времени процесса регулирования давления:

$$t_{\text{пл}} = \frac{2S_1 \sqrt{S_2^3} \left( \sqrt{\frac{F_{\text{пр2}_0} + C_2 h_{\text{пл}}}{S_1} \left( S_2 - S_1 - \frac{C_1}{C_2} S_1 \right)} + F_{\text{пр1}_0} + \frac{C_1}{C_2} F_{\text{пр2}_0} - \sqrt{F_{\text{пр1}_0} + \frac{S_2}{S_1} F_{\text{пр2}_0} - F_{\text{пр2}_0}} \right)}{\xi C_2 \left( S_2 - S_1 - \frac{C_1}{C_2} S_1 \right)}, \quad (4)$$

где  $h_{\text{пл}}$  — полный ход плунжера аккумулятора.

Значения  $p_{10}$  и  $p_{1\text{ном}}$  определяются из условий равновесия регулирующего золотника 4:

$$p_{10} = \frac{F_{\text{пр2}_0}}{S_1}; \quad p_{1\text{ном}} = \frac{F_{\text{пр2}_0} + C_2 h_{\text{пл}}}{S_1}. \quad (5)$$

Закономерность изменения давления в канале 6 соответствует выражению

$$p_1 = \frac{\left( \frac{S_2}{S_1} - \frac{C_1}{C_2} - 1 \right) \left( \frac{C_2 \xi t}{2} \right)^2 + C_2 \xi \sqrt{S_2^3 \left( F_{\text{пр1}_0} + \frac{S_2}{S_1} F_{\text{пр2}_0} - F_{\text{пр2}_0} \right) t}}{S_1 S_2^3} + p_{10} \quad (6)$$

где  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$ .

При одинаковых диаметрах золотника и плунжера, т. е. при  $S_1 = S_2 = S$ ,

$$t_{\text{пл}} = \frac{2S \sqrt{S} \left( \sqrt{F_{\text{пр1}_0}} - \sqrt{F_{\text{пр1}_0} - C_1 h_{\text{пл}}} \right)}{\xi C_1}; \quad (7)$$

$$p_1 = \frac{C_2 \xi S \sqrt{F_{\text{пр1}_0} S t - C_1 C_2 (0,5 \xi t)^2}}{S^4} + p_{10} \quad (8)$$

при  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$ .

Из формулы (7) следует, что время процесса регулирования при  $S_1 = S_2$  зависит от параметров пружины 3 ( $C_1$  и  $F_{\text{пр1}_0}$ ), хода плунжера  $h_{\text{пл}}$  и проводимости дросселя гидроаккумулятора  $\xi$ .

Рассмотренный механизм плавного включения может работать и без пружины 3, но при условии, что  $S_1 < S_2$ . В этом случае он определяется по формулам:

$$t_{\text{пл}} = \frac{2 \sqrt{S_1 S_2^3} \left( \sqrt{F_{\text{пр2}_0} + C_2 h_{\text{пл}}} - \sqrt{F_{\text{пр2}_0}} \right)}{\xi C_2 \sqrt{S_2 - S_1}}; \quad (9)$$

$$p_1 = \frac{\left( \frac{S_2}{S_1} - 1 \right) (0,5 C_2 \xi t)^2 + C_2 \xi \sqrt{S_2^3 F_{\text{пр2}_0} \left( \frac{S_2}{S_1} - 1 \right) t}}{S_1 S_2^3} + p_{10} \quad (10)$$

при  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$ .

Из формул (6), (8) и (10) видно, что характер кривой регулируемого давления зависит от конструктивного исполнения механизма плавного включения. При линейной характеристике упругого элемента аккумулятора закономерность изменения давления определяется изменением во времени разности давлений до и после дросселя гидроаккумулятора. Если эта разность в течение процесса заполнения аккумулятора остается постоянной, то давление возрастает по прямой линии, если она увеличивается, то кривая давления вогнутая. При уменьшающейся разности кривая будет выпуклой.

Механизмы плавного включения с автоматически регулируемым дросселем в зависимости от конструкции гидроаккумулятора можно разделить на две группы: 1) механизмы, у которых упругий элемент плунжера гидроаккумулятора опирается на регулирующий золотник (рис. 1, б, г и 2, а); 2) механизмы с опорой упругого элемента плунжера гидроаккумулятора на неподвижный корпус (рис. 1, б и 2, б, в). Закономерность изменения регулируемого давления у механизмов первого типа зависит от соотношения площадей  $S_1$  и  $S_2$ . При  $S_1 < S_2$  кривая  $p_1 = p_1(t)$  вогнутая, а при  $S_1 > S_2$  или  $S_1 = S_2$  с дополнительной пружиной со стороны плунжера аккумулятора (пружина 3 — рис. 1, б) — выпуклая. У механизмов второго типа закономерность изменения регулируемого давления определяется пружиной регулирующего золотника. Если деформация этой пружины в процессе заполнения гидроаккумулятора неизменна, то  $p_1 = p_1(t)$  — прямая линия, если деформация возрастает, то кривая  $p_1 = p_1(t)$  вогнутая. При уменьшающейся деформации пружины кривая выпуклая.

В опытной гидромеханической передаче был установлен один рассмотренный выше механизм (рис. 1, б), который предназначался для плавного включения всех фрикционных муфт. Распределитель 10 (рис. 3) при этом был расположен между механизмом плавного включения и исполнительными цилиндрами 11 всех муфт гидромеханической передачи. Испытания его показали, что давление в канале 6 при переключении ступеней падает незначительно, а аккумулятор опорожняется лишь частично, вследствие большой разности давле-

ний  $p_1$  и  $p_n$ , обусловленной большим гидравлическим сопротивлением канала 6. После соприкосновения дисков в исполнительном цилиндре в связи с этим происходит скачок давления до величины, вычисляемой по формуле

$$p'_1 = p_n - \frac{\zeta_{n-1} S_p^2}{\zeta S_{p_{n-1}}^2} \left( p_n - \frac{F_{\text{o.p.}}}{S_n} \right), \quad (11)$$

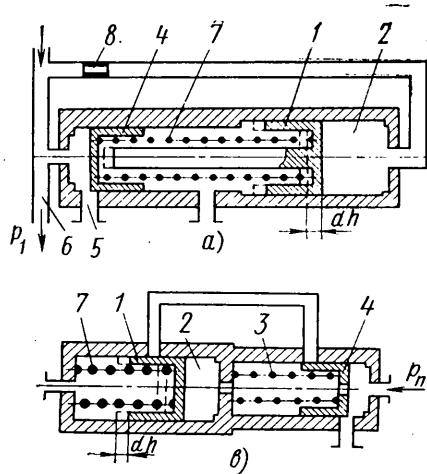


Рис. 2. Механизмы плавного включения фрикционных муфт сливного типа в процессе регулирования давления:  
а — Гидромедиа (ФРГ); б — Торкмэтик серии 5960—6060 (США); в — опытный отечественный образец; 1—8 — то же, что на рис. 1

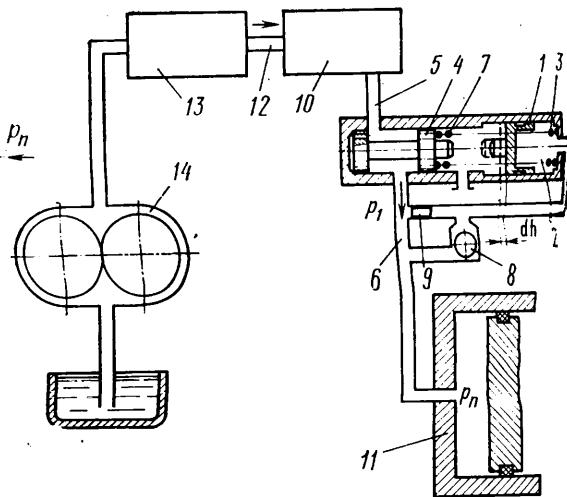


Рис. 3. Схема гидравлической системы управления переключением ступеней опытной отечественной гидромеханической передачи:  
1—9 — то же, что на рис. 1; 10 — распределитель; 11 — исполнительный цилиндр фрикционной муфты; 12 — выходной канал; 13 — регулятор давления  $p_1$  системы управления; 14 — масляный насос

где  $\zeta = \zeta_{\text{л-1}} + \zeta_{\text{л-п}}$  — коэффициент суммарного гидравлического сопротивления каналов;

$\zeta_{\text{л-1}}$ ,  $\zeta_{\text{л-п}}$  — коэффициенты сопротивлений соответственно участка канала от регулятора давления  $p_1$  до выхода из механизма плавного включения (рис. 3 — каналы 5 и 12 и полость золотника 4) и участка канала от механизма плавного включения до исполнительного цилиндра (канал 6);

$S_p$  и  $S_{\text{рл-1}}$  — расчетные площади сечений соответствующих участков магистрали подвода жидкости на включение муфты;

$F_{\text{о.п}}$  и  $S_{\text{п}}$  — соответственно усилие отжимных пружин поршня и площадь поршня.

При  $S_p = S_{\text{рл-1}}$

$$p_1' = p_{\text{л}} - \frac{\zeta_{\text{л-1}}}{\zeta} \left( p_{\text{л}} - \frac{F_{\text{о.п}}}{S_{\text{п}}} \right). \quad (12)$$

В случае расположения механизма в исполнительном цилиндре муфты или в непосредственной близости от него отношение

$$\frac{\zeta_{\text{л-1}}}{\zeta} \rightarrow 1, \text{ а } p_1' \rightarrow p_{\text{л}}.$$

Такое расположение опти-

мально для нормальной работы механизма и позволяет обеспечить плавное включение муфты. Следовательно, его можно применять в планетарных коробках передач и только для включения одной муфты (ZF 2HP-45 [3]) или в вальевых коробках передач при расположении непосредственно в исполнительном цилиндре муфты.

Анализ механизмов плавного включения показывает, что все они при правильной настройке удовлетворяют первому требованию и могут обеспечить плавное нарастание давления в исполнительном цилиндре муфты без существенного скачка. При этом они должны быть расположены в цилиндре или в непосредственной близости от него, но не должны использоваться для плавного включения всех муфт коробки передач. Механизмы с постоянным дросселем (МАЗ, Дайнафло Бюик, ZF 3HP-12), кроме того, могут работать лишь с герметичными исполнительными цилиндрами, так как при наличии утечек в цилиндре или системе подвода к нему, сопоставимых с расходом через дроссель механизма, давление в исполнительном цилиндре не достигнет номинального. В результате возможна пробуксовка муфты под нагрузкой или даже ее невключение.

Наиболее благоприятные условия для качественного процесса включения фрикционных муфт создаются при переменном давлении в гидравлической системе управления путем переключения ступеней коробки передач в зависимости от скорости движения автомобиля и нагрузки двигателя в сочетании с механизмами плавного включения. В этом случае можно обеспечить требуемое время буксования муфты на любом режиме работы гидромеханической передачи, получая желаемую плавность трогания автомобиля и снижение динамических нагрузок, а также приемлемые режимы нагрева фрикционных дисков.

Рассмотренные механизмы (рис. 1 и 2) не могут работать с переменным давлением в гидравлической системе (кроме механизма Форд С-6), что является их серьезным недостатком. При переменном давлении работают механизмы, у которых плунжер гидроаккумулятора не имеет механической связи с регулирующим золотником. В этом случае плунжер с оди-

стороны должен быть подпружинен, а с противоположной — находиться под воздействием переменного давления гидросистемы управления. Такие механизмы регулируют давление ступенчато, причем скачок давления в цилиндре возрастает с увеличением нагрузки в гидромеханической передаче, так как при этом возрастает переменное давление в гидросистеме управления  $p_{\text{л}}$ . Как показали теоретические и экспериментальные исследования такая закономерность процесса регулирования давления в исполнительном цилиндре является оптимальной, обеспечивающей наиболее благоприятные условия работы трансмиссии автомобиля.

Процесс регулирования давления механизмом плавного включения Форд С-6 (рис. 1, б) описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} Q_{\text{д}} dt = S_2 dh; \\ S_2 d p_2 - (S_2 - S_3) d p_1 = C_2 dh; \\ S_1 (d p_1 - d p_2) = C_1 dh_1, \end{cases} \quad (13)$$

где  $S_2$  и  $S_3$  — площади верхней и нижней торцовых поверхностей плунжера аккумулятора 1;

$C_1$  и  $C_2$  — жесткости пружины 3 регулирующего золотника 4 и пружины аккумулятора 7;

$d p_1$  и  $d p_2$  — элементарные изменения давления в канале 6 и в полости аккумулятора 2;

$dh$  и  $dh_1$  — элементарные перемещения плунжера аккумулятора 1 и регулирующего золотника 4.

Принимая  $dh_1 = 0$  в процессе заполнения аккумулятора и учитывая формулу (2), получим

$$dt = \frac{S_2 S_3 d p_1}{C_2 \xi \sqrt{p_1 - p_2}}. \quad (14)$$

Из условия равновесия регулирующего золотника 4 давление  $p_2$  можно выразить через  $p_1$ :

$$p_2 = p_1 - \frac{F_{\text{пр1о}}}{S_1}, \quad (15)$$

где  $F_{\text{пр1о}}$  — усилие пружины 3 регулирующего золотника в положении дросселирования жидкости.

Интегрируя дифференциальное уравнение (14) с учетом равенства (15), принимая при этом пределы интегрирования по переменной  $p_1$  от  $p_{10}$  до  $p_{1\text{ном}}$ , получим формулы для вычисления времени процесса регулирования давления механизма плавного включения  $t_{\text{пл}}$  и определения закономерности изменения давления  $p_1$  в канале 5:

$$t_{\text{пл}} = \frac{S_2 h_{\text{пл}}}{\xi \sqrt{\frac{F_{\text{пр1о}}}{S_1}}}; \quad (16)$$

$$p_1 = p_{\text{л}} - \frac{F_{\text{пр2о}} S_1 - F_{\text{пр1о}} S_2}{S_1 S_3} - \frac{C_2 \xi}{S_2 S_3} \sqrt{\frac{F_{\text{пр1о}}}{S_1}} t \quad (17)$$

при  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$

Значения  $p_{1_0}$  и  $p_{1_{\text{ном}}}$  определяются из условий равновесия золотника 3 и плунжера 1:

$$p_{1_0} = p_{\text{л}} - \frac{F_{\text{пр}2_0} S_1 - F_{\text{пр}1_0} S_2}{S_1 S_3}; \quad (18)$$

$$p_{1_{\text{ном}}} = p_{1_0} + \frac{C_2 h_{\text{пл}}}{S_3}.$$

К некоторым автомобилям могут предъявляться повышенные требования по плавности трогания с места. Для уменьшения темпа нарастания давления в канале 6 при работе механизма достаточно уменьшить жесткость  $C_2$  пружины 7 аккумулятора, оставив все остальные конструктивные параметры неизменными. При этом  $p_{1_{\text{ном}}} < p_{\text{л}}$ .

Для устранения недостатков механизма плавного включения, показанного на рис. 1,  $\alpha$ , был разработан механизм, схема которого приведена на рис. 1,  $\beta$ . Во время выбора зазоров между дисками при заполнении исполнительного цилиндра муфты полость 2 аккумулятора соединена со сливом, а полость левого торца золотника 4 соединена дроссельным отверстием с каналом 5, а дроссельным отверстием 15 — со сливом, в результате чего на золотник слева действует давление, в соответствующее число раз меньшее, чем в канале 6. Вследствие этого аккумулятор может полностью опорожниться, прежде чем золотник 4 преодолеет усилие пружины 7 и своим перемещением перекроет слив из полости 2 аккумулятора, соединяя ее дроссельным отверстием с каналом 6. Плунжер начинает перемещаться влево, сжимая пружину 7 и обеспечивая плавное нарастание давления в канале 6. Такое устройство механизма позволяет избежать скачка давления в исполнительном цилиндре и получить примерно постоянное время процесса подготовки механизма к работе (время опорожнения аккумулятора), вычисляемое по формуле

$$t'_{\text{пл}} = \frac{2S_2^2}{\xi(C_1 + C_2)} \left( \sqrt{\frac{(C_1 + C_2) h_{\text{пл}} + F_{\text{пр}2_0} - F_{\text{пр}1_0}}{S_2}} - \sqrt{\frac{F_{\text{пр}2_0} - F_{\text{пр}1_0}}{S_3}} \right). \quad (19)$$

В процессе регулирования давления в канале 6 механизм работает так же, как и механизм, показанный на рис. 1,  $\alpha$ , а расчет параметров процесса производится по формулам (4) — (10).

Для обеспечения своевременного начала процесса регулирования необходимо выполнение условия

$$p'_{1_{\text{д}}} \geq \frac{F_{\text{пр}2_0} + C_2 h'}{S_1}, \quad (20)$$

где  $p'_{1_{\text{д}}}$  — давление жидкости в полости, образованной левым торцом золотника 4 и корпусом, при заполнении исполнительного цилиндра;

$h'$  — расстояние, на которое плунжер аккумулятора должен не дойти до упора в корпус при опорожнении (можно принимать равным 2—3 мм).

Выполнение этого условия достигается подбором размеров дроссельных отверстий 14 и 15 в золотнике 4. Соотношение их диаметров должно соответствовать выражению

$$d_{\text{д}_2} < d_{\text{д}_1} \sqrt{\frac{p'_{1_{\text{д}}} S_1}{F_{\text{пр}2_0} + C_2 h'}} - 1. \quad (21)$$

Рассмотренный механизм плавного включения может эффективно работать при условии, что время опорожнения аккумулятора  $t'_{\text{пл}}$  примерно равно времени от начала включения муфты до окончания выбора зазоров между дисками при заполнении цилиндра муфты, т. е. при  $t'_{\text{пл}} \approx t_1$ . Если  $t'_{\text{пл}} < t_1$ , механизм начнет регулирование давления прежде, чем произойдет заполнение цилиндра. Это приведет к увеличению времени заполнения цилиндра и к скачку давления в нем  $p_{\text{л}}$  в момент соприкосновения дисков, вследствие чего произойдет жесткое включение муфты и возникнут большие динамические нагрузки в трансмиссии. Если  $t'_{\text{пл}} > t_1$ , то в момент сжатия дисков давление в исполнительном цилиндре  $p_{\text{л}}$  может скачкообразно возрасти до значительной величины, прежде чем механизм начнет регулирование давления. После скачка давления происходит его резкое падение, обусловленное началом процесса регулирования механизмом, вследствие чего муфта размыкается, и начинается буксование дисков с последующим плавным включением муфты. Таким образом,

недостатком его является отсутствие следящего действия за временем заполнения исполнительного цилиндра муфты.

Механизм плавного включения гидромеханической передачи Гидромедиа (рис. 2,  $\alpha$ ) описан в работах [2 и 4].

В гидромеханических передачах Торкмэтик серий 5960-6060 с планетарной коробкой передач, выпускаемых фирмой Аллисон (США), применен механизм плавного включения сливного типа, схема которого показана на рис. 2,  $\beta$ . Принцип действия его рассмотрен в работе [4]. Дифференциальные уравнения процесса регулирования давления механизмом следующие:

$$\begin{cases} Q_{\text{д}} dt = S_2 dh; \\ S_1 (dp_2 - dp_1) = C_1 dh; \\ S_2 dp_2 = C_2 dh. \end{cases} \quad (22)$$

Решение этих уравнений позволяет получить расчетные формулы для определения параметров процесса регулирования давления механизмом. Для механизма плавного включения гидромеханической передачи Торкмэтик,

$$t_{\text{пл}} = \frac{2C_2 \sqrt{S^3}}{\xi C_1 (C_2 - C_1)} \left( \sqrt{\frac{F_{\text{пр}1_0}}{F_{\text{пр}1_0} - C_1 h_{\text{пл}}}} - \sqrt{\frac{F_{\text{пр}1_0}}{F_{\text{пр}1_0} - C_1 h_{\text{пл}}}} \right); \quad (23)$$

$$p_1 = \frac{\xi C_2 S (C_2 - C_1) \sqrt{S F_{\text{пр}1_0}} t - \frac{C_1}{4} [(C_2 - C_1) \xi t]^2}{C_2 S^4} + p_{1_{\text{е}}} \quad (24)$$

при  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$ .

В гидромеханической передаче БелАЗ-540 применен механизм плавного включения фрикционных муфт сливного типа (рис. 2,  $\beta$ ), схема которого близка к схеме механизма Торкмэтик. В поршне каждой муфты расположено по одному такому механизму. Этот механизм отличается от механизма Торкмэтик лишь тем, что пружина регулирующего золотника слива опирается на неподвижную стенку, вследствие чего заполнение аккумулятора происходит при постоянном расходе через дроссель (как у механизма Форд С-6). Это позволяет получить линейную зависимость давления от времени процесса регулирования.

Процесс работы механизма при регулировании давления описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} Q_{\text{д}} dt = S_2 dh; \\ S_2 dp_2 = C_2 dh; \\ S_1 (dp_{\text{л}} - dp_2) = C_1 dh_1, \end{cases} \quad (25)$$

где  $dp_{\text{л}}$  — элементарное приращение давления в исполнительном цилиндре муфты.

Перемещением  $dh_1$  регулирующего золотника в процессе регулирования давления можно пренебречь. Тогда после решения дифференциальных уравнений (25) получим:

$$t_{\text{пл}} = \frac{S_2 h_{\text{пл}}}{\sqrt{\frac{F_{\text{пр}1_0}}{S_1}}}. \quad (26)$$

$$p_{\text{л}} = \frac{S_2 F_{\text{пр}1_0} + S_1 F_{\text{пр}2_0}}{S_1 S_2} + \frac{C_2 \xi \sqrt{\frac{F_{\text{пр}1_0}}{S_1}}}{S_2^2} t \quad (27)$$

при  $0 \leq t \leq t_{\text{пл}}$ .

У механизма плавного включения БелАЗ-540 самые минимальные габариты среди всех рассмотренных механизмов, что достигнуто благодаря отсутствию механической связи между плунжером аккумулятора и регулирующим золотником.

Ни один из рассмотренных выше механизмов не в состоянии выполнить в полной мере всех требований по обеспечению оптимального процесса включения врачающихся фрикционных муфт вальных коробок передач, поэтому выбор их осуществляется на основе компромисса.

## ЛИТЕРАТУРА

- Харитонов Н. П., Анохин В. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
- Гапоян Д. Т. Фрикционные автоматические коробки передач. М., «Машиностроение», 1966.
- Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М., «Машиностроение», 1971.
- Жук М. Н., Гурман П. Я., Тарасик В. П. Исследование механизмов плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач. Труды НАМИ, вып. 124, 1970.

# Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля

Канд. техн. наук С. Н. ИВАНОВ, В. П. МАМАЕВА, канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

ШАРНИРЫ неравных угловых скоростей, несмотря на ряд присущих им некоторых недостатков в кинематике, являются основным типом шарниров карданных валов трансмиссии автомобилей. До последнего времени наиболее эффективным способом уменьшения некоторых отрицательных свойств кинематики карданных шарниров неравных угловых скоростей являлось использование малых (порядка 3—6°) установочных углов карданной передачи. Однако проведенные эксперименты [1 и 2] показали, что в трансмиссиях некоторых моделей автомобилей, несмотря на небольшие величины установочных углов карданной передачи возникают резонансы крутильных колебаний со значительными величинами амплитуд колебаний крутящего момента. Анализ имеющихся материалов показывает, что источниками гармонической возмущающей силы могут быть двигатель внутреннего сгорания, зубчатые соединения трансмиссии автомобиля и карданный передача.

Карданную передачу с учетом моментов инерции ее промежуточных масс и жесткостей карданных валов следует рассматривать в трансмиссии автомобиля парциальной колебательной системой, связанной с элементами трансмиссии через концевые массы, моменты инерции которых обычно больше моментов инерции ее промежуточных масс.

Свойства и параметры карданной передачи как парциальной колебательной системы определяются спецификой кинематики шарниров неравных угловых скоростей, имеющих переменное передаточное число между ведущим и ведомым валами в процессе угла поворота, а также кинематикой зубчатого соединения, являющегося, как правило, одной из концевых масс карданной передачи в трансмиссии автомобиля.

Следовательно, на валах карданной передачи может возникать достаточно сложный процесс крутильных колебаний вследствие возможного периодического изменения ее параметров, например жесткости валов на кручение.

В работах [3—5] при анализе крутильных колебаний в изолированных карданных передачах с большими концевыми массами и небольшими углами в карданных шарнирах было показано, что в зависимости от соотношений установочных углов, имеющихся масс и жесткостей, в карданных передачах могут возникать параметрические колебания.

Значительный практический и теоретический интерес представляет определение резонанса колебаний в колебательной системе с карданными шарнирами.

На рис. 1 показана крутильно-колебательная система, эквивалентная трансмиссии автомобиля классической схемы с одним карданным валом и двумя шарнирами неравных угловых скоростей по его концам. Карданной передаче как парциальной колебательной системе, входящей в общую колебательную систему, соответствуют массы с моментами инерции валов коробки передач, барабана центрального тормоза  $J_1$  и ведущей шестерни главной передачи  $J_3$  и небольшая промежуточная масса с моментом инерции карданного вала  $J_2$ .

Рассмотрим возможность возникновения крутильных колебаний как в трансмиссии автомобиля в целом, так и с учетом наличия в ней карданной передачи, являющейся парциальной связанный колебательной системой и входящей в общую колебательную систему.

Кинематические уравнения связи для карданных шарниров, преобразованные с точностью до членов первого порядка малости, имеют вид

$$\begin{aligned}\psi_1 &= \varphi_1 + \lambda_1 \sin 2\varphi_1; \\ \psi_2 &= \varphi_2 - \lambda_2 \sin 2\varphi_2,\end{aligned}\quad (1)$$

где  $\psi_1, \psi_2$  — углы поворота ведомых вилок карданных шарниров;

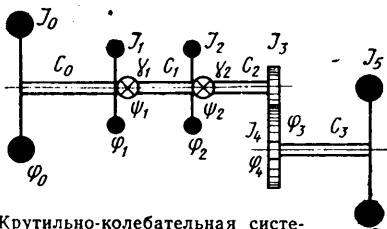


Рис. 1 Крутильно-колебательная система, эквивалентная классической схеме трансмиссии автомобиля

$\varphi_1, \varphi_2$  — углы поворота соответствующих масс;

$\lambda_1 = \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma_i}{2}$  ( $i = 1, 2, \dots$ ) — малый параметр, так как установочные углы предполагаются малыми;

$\gamma_1, \gamma_2$  — установочные углы карданных шарниров.

Комплексная ошибка зацепления зубчатой пары главной передачи в направлении зубьев и неравномерность деформации по длине зубьев вызывают возбуждение колебаний с частотой, равной количеству зубьев, контактирующих в течение 1 с [6]. Для первого приближения возмущения от зубчатой пары можно принять

$$\varphi_3 = n(\varphi_4 + h \sin k \omega t) = n\varphi_4 + H \sin k \omega t, \quad (2)$$

где  $n$  — передаточное число;

$k$  — количество зубьев ведущей шестерни;

$h$  — амплитуда возмущающей гармоники.

Описывая движение выбранной колебательной системы уравнениями Лагранжа, взяв за независимые переменные  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_4, \varphi_5$  и вводя новые переменные

$$q_i = \varphi_i - \omega t (i = 0, 1, 2);$$

$$q_3 = n\varphi_4 - \omega t,$$

характеризующие колебания системы около равномерного вращения со средней угловой скоростью, а также учитывая, что масса с моментом инерции  $J_5$  больше остальных масс и жесткость ведущих полуосей, шин ведущих колес  $C_3$  имеет меньший порядок малости по сравнению с остальными жесткостями, можно принять  $\varphi_5 = \omega t; C_3 = 0$ . Если рассматривать малые колебания, то можно принять

$$\sin 2(q_i + \omega t) \approx \sin 2\omega t + 2q_i \cos 2\omega t;$$

$$\cos 2(q_i + \omega t) \approx \cos 2\omega t - 2q_i \sin 2\omega t.$$

С учетом всего этого крутильные колебания в системе с карданной передачей с точностью до членов первого порядка малости могут быть описаны следующей системой уравнений:

$$J_0 \ddot{q}_0 + C_0(q_0 - q_1) = M_0 \sin \frac{a}{b} n \omega t;$$

$$J_1 \ddot{q}_1 + C_1(q_1 - q_0) + C_2(q_1 - q_2) = -C_1 \lambda_1 \sin 2\omega t + 2C_1 \lambda_1 (q_2 - 2q_1) \cos 2\omega t;$$

$$J_2 \ddot{q}_2 + C_1(q_2 - q_1) + C_2(q_2 - q_3) = (C_1 \lambda_1 + C_2 \lambda_2) \sin 2\omega t + 2(C_1 \lambda_1 q_1 + 2C_2 \lambda_2 q_2 - C_2 \lambda_2 q_3) \cos 2\omega t + C_2 H \sin k \omega t + 2C_2 \lambda_2 H \sin k \omega t (2q_2 \sin 2\omega t - \cos 2\omega t); \quad (3)$$

$$\left( J_3 + \frac{1}{n_2} J_4 \right) \ddot{q}_3 + C_2(q_3 - q_2) = -C_2 \lambda_2 \sin 2\omega t - 2C_2 \lambda_2 q_2 + \cos 2\omega t + H J_3 \left( k^2 \omega^2 - \frac{C_2}{J_3} \right) \sin k \omega t,$$

где  $C_0$  — жесткость валов коробки передач;  
 $C_1$  — жесткость карданного вала;  
 $C_2$  — жесткость вала ведущей шестерни главной передачи.

При нулевом значении  $\lambda$  система уравнений (3) переходит в систему линейных дифференциальных уравнений, имеющих гармонические решения. Поэтому при малых значениях установочных углов  $\gamma$  карданных шарниров и амплитуды  $h$  возмущения от зубчатой пары естественно ожидать колебания, близкие к гармоническим.

Полагая в первом приближении, что частное решение системы (3) соответствует одночастному режиму, близкому к первому нормальному колебанию,

$$q_i = Q_i^{(1)} a \cos \psi = Q_i^{(1)} x,$$

систему уравнений (3) можно свести к одному уравнению второго порядка

$$\ddot{x} + p_1^2 x = D_1 \sin \frac{a}{b} n \omega t + D_2 \sin 2\omega t + D_3 x \cos 2\omega t + D_4 \sin k \omega t + D_5 [\sin 2(k+2)\omega t + \sin(k-2)\omega t] + D_6 x [\cos(k-2)\omega t - \cos(k+2)\omega t], \quad (4)$$

где

$$D_1 = \frac{M_0 Q_0^{(1)}}{D};$$

$$D_2 = \frac{1}{D} [C_2 \lambda_1 (Q_2^{(1)} - Q_1^{(1)}) + C_2 \lambda_2 (Q_2^{(1)} - Q_3^{(1)})];$$

$$D_3 = 4 [C_1 \lambda_1 (Q^{(1)} Q_2^{(1)} - Q_1^{(1)2}) + C_2 \lambda_2 Q_2^{(1)2} - C_2 \lambda_2 Q_2^{(1)} Q_3^{(1)}];$$

$$D_4 = \frac{H}{D} [C_2 Q_2^{(1)} - Q_3^{(1)} (J k^2 \omega^2 - C_2)];$$

$$D_5 = \frac{C_2 \lambda_2 H Q_3^{(1)}}{D};$$

$$D_6 = \frac{2 C_2 \lambda_2 H Q_2^{(1)}}{D};$$

$$D = J_0 Q_0^{(1)2} + J_1 Q_1^{(1)2} + J_2 Q_2^{(1)2} + J Q_3^{(1)2};$$

$$J = J_3 + \frac{1}{n_2} J_4;$$

$Q_i^{(1)}$  — фундаментальные функции, являющиеся нетривиальными решениями системы однородных алгебраических уравнений.

Анализ полученного дифференциального уравнения (4) крутильных колебаний показывает, что в трансмиссии автомобиля, содержащей карданную передачу как парциальную связанную колебательную систему, возникает сложный колебательный процесс, характеризуемый вынужденными колебаниями от гармоник переменной составляющей крутящего момента двигателя, а также от возмущающих членов с частотами 2 кол/об вследствие кинематики карданных шарниров, с частотами  $K$  кол/об и  $K \pm 2$  кол/об от кинематики зубчатого зацепления и параметрическими колебаниями с частотами  $\frac{K \pm 2}{2}$  кол/об;  $\frac{K \pm 2}{2}$  кол/об вследствие кинематики карданных шарниров неравных угловых скоростей и зубчатого зацепления. Это свидетельствует о том, что на отдельных участках трансмиссии автомобиля при определенных условиях возможно возникновение двойного, а иногда и тройного резонанса крутильных колебаний. Наиболее вероятным участком трансмиссии, на котором может возникать двойной или тройной резонанс крутильных колебаний, является карданный вал, на котором одновременно могут возникать вынужденные колебания от гармоник переменной составляющей крутящего момента двигателя, а также колебания от кинематики карданных шарниров неравной угловой скорости и зубчатой пары главной передачи.

Величины размахов крутильных колебаний при двойном или тройном резонансе колебаний зависят от соотношения фаз возникающих колебаний: совпадение фаз колебаний соответствует максимальным значениям размахов при резонансе.

Рассмотрим случай двойного резонанса, когда частота и фаза параметрических колебаний  $\frac{K \pm 2}{2}$  совпадают с частотой и фазой одной из гармоник переменной составляющей крутящего момента двигателя:

$$p_J = \frac{K+2}{2} \omega = \frac{a}{b} n \omega.$$

Решения системы записутся так:

$$q_i = Q^{(1)} a \cos \left( \frac{K+2}{2} \omega t + \theta \right),$$

а уравнения первого приближения будут

$$\frac{da}{dt} = \frac{a D_1}{2(K+2)\omega} \sin 2\theta - \frac{D_6}{(K+2)\omega} \cos \theta;$$

$$\frac{d\theta}{dt} = p_J - \frac{K+2}{2} \omega - \frac{D_1}{2(K+2)\omega} \cos 2\theta + \frac{D_6}{(K+2)\omega a} \sin \theta.$$

Амплитуда  $a$  и фаза  $\theta$  определяются из равенств

$$a^2 = u^2 + \left\{ v + \frac{D_6}{(K+2)\omega \left[ \frac{D_6}{2(K+2)\omega} + \left( p_J - \frac{(K+2)\omega}{2} \right) \right]} \right\}^2;$$

$$\theta = \arctg \left\{ \frac{v}{u} + \frac{D_1}{u(K+2)\omega \left[ \frac{D_6}{2(K+2)\omega} + \left( p_J - \frac{(K+2)\omega}{2} \right) \right]} \right\},$$

Вологодская областная универсальная научная библиотека

где

$$u = C_1 e^{rt} + C_2 e^{-rt};$$

$$v = C_1 \frac{1}{r} \left( -\frac{D_6}{2(K+2)\omega} + p_J - \frac{K+2}{2} \right) e^{rt} + C_2 \frac{1}{r} \left( -\frac{D_6}{2(K+2)\omega} - p_J + \frac{K+2}{2} \right) e^{-rt};$$

$$r = \pm \sqrt{\frac{D_6^2}{4(K+2)^2\omega} - \left( p_J - \frac{K+2}{2}\omega \right)^2};$$

$a+r$ ;  $u-r$ ; — корни характеристического уравнения.

Параметрический резонанс будет возникать при

$$\frac{2p_J}{K+2} \left( 1 - \frac{D_6}{4} \right) < \omega < \frac{2p_J}{K+2} \left( 1 + \frac{D_6}{4} \right).$$

Проведенное аналитическое исследование крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля, содержащей карданную передачу в виде связанной парциальной колебательной системы (с учетом ее концевых и промежуточных масс), было подтверждено результатами экспериментов по исследованию крутильных колебаний в трансмиссии автобуса ЛАЗ, схема трансмиссии которого соответствовала рассмотренной крутильно-колебательной системе.

На автобусе устанавливался V-образный восьмицилиндровый карбюраторный двигатель с углом развала цилиндров 90°. Результаты проведенного гармонического анализа переменной составляющей крутящего момента двигателя показали, что для этого двигателя мажорными гармониками являются гармоники порядка 4; 8; 12 и т. д.

Минорные гармоники порядка 1; 5; 9 и т. д., а также 3; 7; 11 и т. д. имеют суммарный вектор гармонического момента, равный 1,4, а гармоники порядка 0,5; 4,5; 8,5 ... и т. д.; и 1,5; 5,5; 9,5; ... и т. д.—1,3.

Суммарный вектор гармонического момента для гармоник 2; 6; 10; ... и т. д. равен нулю

Колебания крутящих моментов в трансмиссии измерялись одновременно на первичном валу коробки передач и карданном валу при разгоне автобуса на прямой передаче по шоссе с асфальтобетонным покрытием.

В трансмиссии автобуса на карданном валу были зафиксированы два резонанса крутильных колебаний со средней частотой при максимальных размахах колебаний, равной 200 Гц: первый резонанс при 1060 об/мин карданного вала (рис. 2, а, кривая 1) и второй резонанс при 2000 об/мин (рис. 2, б, кривая 1). На осциллограммах  $T$  обозначает время одного оборота карданного вала.

Средняя частота зарегистрированных максимальных размахов колебаний при резонансе, равная 200 Гц, была близка к расчетной частоте свободных колебаний, равной 212 Гц, карданной передачи — как парциальной колебательной системы, ограниченной концевыми массами с моментами инерции  $J_1$  и  $J_3$  с учетом ее промежуточной массы  $J_2$  и существовавшей при расчете частот свободных колебаний трансмиссии как много-массовой колебательной системы с учетом масс карданной передачи как парциальной связанной системы, входящей в общую колебательную систему. Характер крутильных колебаний при резонансах представлял собой по виду биения: частоту максимальных размахов колебаний в первой зоне резонанса 11 кол/об карданного вала; во второй зоне частоту максимальных размахов колебаний 6,0 кол/об и среднее значение между частотами 5,5 и 6,5 кол/об. Частота биений совпадала с оборотами карданного вала. Все это свидетельствовало о наличии источников возмущения с близкими частотами колебаний.

Оба этих резонанса представляли собой (рис. 2) сложные крутильные колебания. Можно считать, что первый резонанс (двойной) возникает в результате возмущения от мажорной гармоники порядка 12 переменной составляющей крутящего момента двигателя и от кинематики зубчатой пары главной передачи, возбуждавшей колебания с частотой 11 кол/об карданного вала (число зубьев ведущей шестерни главной передачи равно 11). Второй резонанс колебаний,строенный, возник от гармоники порядка 5,5 переменной составляющей крутящего момента двигателя от параметрических колебаний с частотой 6,5 и 1,0 кол/об карданного вала, представляющих собой колебания от кинематики зубчатой пары и карданных шарниров. Подтверждением существования не одного источника возмущения резонансов колебаний в некоторой степени послужили эксперименты по измерению крутильных колебаний при торможении трансмиссии двигателем с выключенным зажиганием на резонансных оборотах карданного вала (рис. 3). На режиме

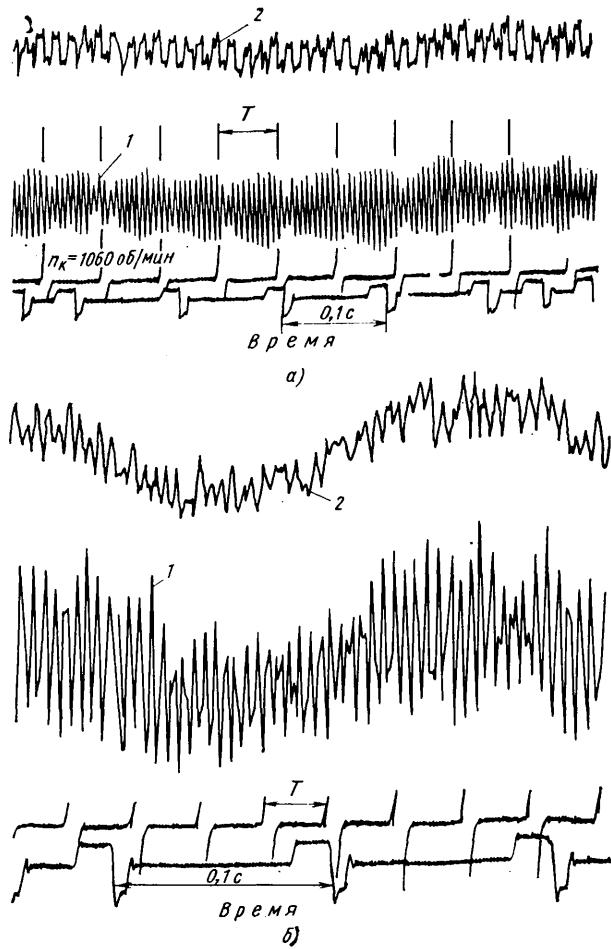


Рис. 2. Крутильные колебания в трансмиссии при разгоне автобуса ЛАЗ:  
а — первый резонанс; б — второй резонанс; 1 — колебания на карданном валу; 2 — колебания на первичном валу коробки передач

торможения резко уменьшалось возмущение от гармоник переменной составляющей крутящего момента двигателя. Так, в режиме торможения трансмиссии двигателем размахи колебаний первого резонанса на карданном валу значительно уменьшились (рис. 3, а, кривая 1), а частота колебаний сохранилась равной 11 кол/об, так как сохранился источник возмущения — зубчатая передача; во второй зоне резонанса (рис. 3, б, кривая 1) при торможении двигателем размахи колебаний при резонансных оборотах также уменьшались. Четко сохранился характер биений колебаний из-за наличия параметрических колебаний с частотой 6,5 и 1,0 кол/об карданного вала. При этом частота наибольших колебаний точно соответствовала 6,5 кол/об карданного вала в отличие от частоты, равной 6,0 кол/об при разгоне автобуса.

Сравнение характера и частот крутильных колебаний, зарегистрированных одновременно на первичном валу коробки передач и карданном валу автобуса, позволило сделать вывод о правомерности сделанного ранее допущения о карданной передаче как парциальной крутильно-колебательной системе, входящей в общую крутильно-колебательную систему трансмиссии автомобиля.

Из приведенных на рис. 2 и 3 осциллограмм колебаний крутящего момента видно, что наибольшие крутильные колебания первичного вала коробки передач трансмиссии автобуса при резонансных оборотах карданного вала, равных 1060 об/мин, имели частоту колебаний, равную 4 кол/об первичного вала, т. е. частоту порядка 70 Гц с наложением частоты 11 кол/об со значительно меньшими размахами колебаний (рис. 2, кривые 2). При резонансных оборотах карданного вала, равных 2000 об/мин, наибольшие крутильные колебания первичного вала имели частоту, равную 5,5 кол/об первичного вала (рис. 3, а, кривая 2). Отсутствие резонанса крутильных колебаний на первичном валу коробки передач при резонансных оборотах карданного вала, которые равны оборотам первичного вала при разгоне автобуса на пятой передаче, несовпадение значений частот наибольших крутильных колебаний на первичном и карданном валах при одинаковых оборотах, а

• Вологодская областная научная библиотека

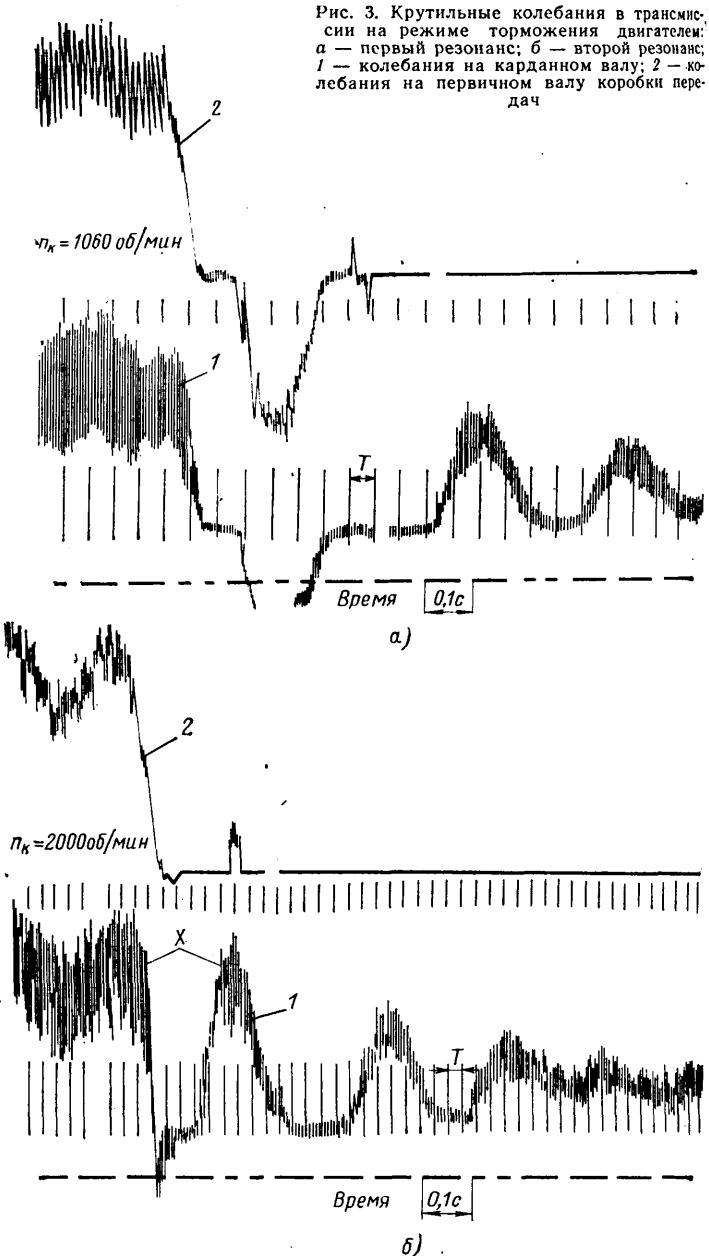


Рис. 3. Крутильные колебания в трансмиссии на режиме торможения двигателем:  
а — первый резонанс; б — второй резонанс;  
1 — колебания на карданном валу; 2 — колебания на первичном валу коробки передач

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов С. Н., Стефанович Ю. Г. «Автомобилестроение», НИИНАвтопром, 1971, № 2.
2. Иванов С. Н. и др. Труды ГСКБ по автобусам, Львов, 1971.
3. Морозов Б. И. и др. Труды НАМИ, вып. 74, 1965.
4. Никулина К. А. Параметрическое возбуждение крутильных колебаний карданного вала. «Известия вузов. Машиностроение». 1971, № 9.
5. Мамаева В. П. Крутильные колебания механической системы с однокарданной передачей. Тезисы докладов. Конференция по проблеме колебаний механических систем. Киев, «Наукова думка», 1968.
6. Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами. АН СССР, 1961.

# Влияние стабилизаторов боковых кренов на поперечную устойчивость и плавность хода автомобилей

Канд. техн. наук М. С. ВЫСОЦКИЙ, канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ,

Л. И. КАДОЛКО, Б. А. ПАПКО, В. П. ШИШЛО, А. М. ОЛЕШКО

Минский автозавод, Белорусский технологический институт имени С. М. Кирова

ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ поперечной устойчивости автомобилей и автобусов широко используются стабилизаторы различных конструкций. Наиболее распространенный тип стабилизатора — торсионный. Он устанавливается на отечественных автобусах Минского, Кременчугского, Уральского и других автозаводов, а также на зарубежных автобусах.

По данным некоторых авторов [1] с помощью торсионного стабилизатора можно снизить поперечные крены транспортного средства на 20% и более (до 40%).

Известно, что благодаря своему устройству стабилизатор рассматриваемого типа (первый тип [1]) не препятствует вертикальным и продольно-угловым колебаниям системы и начинает работать только при односторонних перемещениях колес или при действии на подпрессоренные массы боковых сил (криволинейные траектории, движение по косогору и др.). Крен системы уменьшается за счет увеличения жесткости подвески в поперечной вертикальной плоскости. Однако возрастает собственная частота поперечно-угловых колебаний автомобиля или прицепного звена и ухудшается плавность хода.

Это особенно характерно для автобусов, эксплуатирующихся на магистралях. Очевидно, что конструкция и параметры стабилизатора должны выбираться с учетом многих факторов: грузоподъемности, скорости движения, степени ровности дорог, параметров подвески и др.

Рассмотрим боковую устойчивость одноосного полуприцепа без учета связи его с тягачом в поперечной плоскости. Подвеску будем считать линейной. Основные параметры системы следующие:

Подпрессоренная масса полуприцепа $M_{\text{п}}$ в кгс·с <sup>2</sup> /см . . . . .	23,9
Радиус крена подпрессоренной массы $r_{\text{кр.п}}$ в см . . . . .	98
Коэффициенты в см:	
рессорной $J_{\text{п}}$ . . . . .	102,6
колесной $b_{\text{п}}$ . . . . .	186
Угловая жесткость в кгс·см/рад:	
рессор $C_{\varphi \text{ р}}$ . . . . .	$7,25 \cdot 10^6$
шин $C_{\varphi \text{ ш}}$ . . . . .	$82,5 \cdot 10^6$
стабилизатора $C_{\text{ст}}$ . . . . .	$4,33 \cdot 10^6$

Коэффициент статического крена определяем по формуле [2 и 3]

$$C_{\varphi} = \frac{C_{\varphi}}{C_{\varphi} - M_{\text{п}}g r_{\text{кр.п}}}, \quad (1)$$

где  $C_{\varphi}$  — приведенная угловая жесткость подвески полуприцепа [4].

Для рассматриваемого случая коэффициент статического крена составил: без учета стабилизатора 1,52, а с учетом стабилизатора 1,26.

Приведенные цифры свидетельствуют о значительном улучшении статической устойчивости полуприцепа в случае применения стабилизатора. Критический угол косогора для полуприцепа без стабилизатора составляет 13,7°, а со стабилизатором — 21°.

Определим коэффициент динамического крена для рассматриваемой транспортной системы [2 и 3]:

$$K_{\varphi} = \sqrt{\frac{m^4 + 4h^2 \omega^2}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}, \quad (2)$$

где  $2h = \frac{k_{\varphi}}{J}$ ;

$$m^4 = \frac{C_{\varphi}^2}{J^2}; \quad n^2 = \frac{C_{\varphi} - M_{\text{п}}g r_{\text{кр.п}}}{J};$$

$\omega = \frac{2\pi v}{L_{\text{н}}}$  — частота возмущающей силы;

$v$  — скорость движения автобуса;

$L_{\text{н}}$  — длина неровностей пути;

$k_{\varphi}$  — коэффициент сопротивления подвески поперечно-угловым колебаниям;

$J$  — момент инерции полуприцепа в поперечной плоскости.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

Вычисленные по формуле (2) кривые  $K_{\varphi} = f(\omega)$  для полуприцепа со стабилизатором и без него представлены на рис. 1 (кривые 1 и 2).

Из рисунка видно, что полуприцеп без стабилизатора при  $\omega=0$  менее устойчив, чем полуприцеп со стабилизатором. Это же наблюдается до  $\omega=1,8$  1/с. Таким образом, при изменениях  $\omega$  от 0 до 1,8 1/с, что соответствует малым скоростям движения, стабилизатор улучшает динамическую устойчивость системы. При  $\omega > 1,8$  1/с наличие стабилизатора ухудшает поперечную динамику полуприцепа. В дальнейшем при  $\omega > 8$  1/с стабилизатор меньше влияет на поперечную устойчивость системы. В случае увеличения жесткости стабилизатора (кривая 3) также до определенного значения частоты устойчивость полуприцепа сначала улучшается, а затем становится хуже. При  $\omega > 8$  1/с, как и ранее,  $K_{\varphi}$  практически неизменно.

На рис. 1 графически показана зависимость коэффициента статического крена (кривая 4) от жесткости стабилизатора. Характер кривой указывает на существенное уменьшение  $K_{\varphi}^{\text{ст}}$  при увеличении  $C_{\text{ст}}$  до  $8 \cdot 10^6$  кгс·см/рад. При  $C_{\text{ст}} > 8 \cdot 10^6$  кгс·см/рад значение  $K_{\varphi}^{\text{ст}}$  практически постоянно.

Увеличение максимальных значений коэффициента динамического крена при возрастании  $C_{\text{ст}}$  показано кривой 5. Особенно сильное возрастание  $K_{\varphi \text{ max}}$  наблюдается при изменении  $C_{\text{ст}}$  от 0 до  $12 \cdot 10^6$  кгс·см/рад.

Таким образом, видно, что введение в подвеску транспортных систем стабилизаторов улучшает их статическую устойчивость. Это же можно сказать и о динамической устойчивости, но только для небольших скоростей движения автобуса. Необходимо, однако, учитывать соотношение скоростей движения и длии неровностей.

При определенном значении частоты воздействия, а значит, для каждого конкретного случая скорости движения и длии неровностей, наличие стабилизатора вредно отражается на поперечной динамике системы.

Повышение жесткости стабилизатора для улучшения статической устойчивости автобуса целесообразно только до определенного предела (в рассматриваемом случае до  $8 \cdot 10^6$  кгс·см/рад).

Таким образом, выбор целесообразности установки стабилизатора должен рассматриваться конкретно для определенной системы с учетом анализа частотных характеристик воздействия и самого автобуса.

Для рассматриваемого полуприцепа можно, например, сказать, что если диапазон частот воздействия, заключенный в пределы от 1,8 до 5—6 1/с, является не рабочим, кратковре-

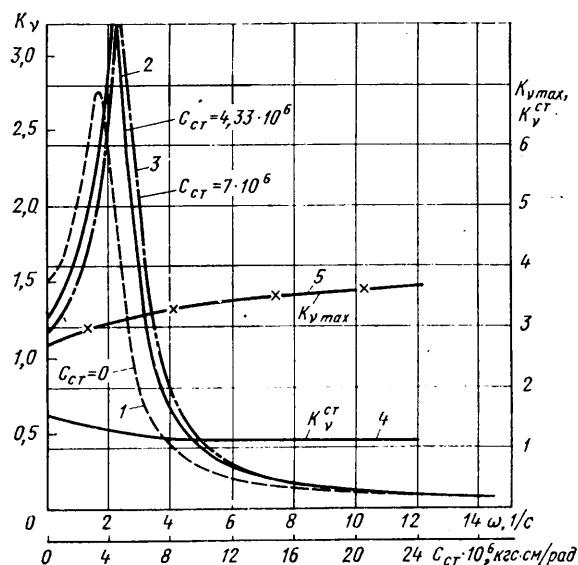


Рис. 1

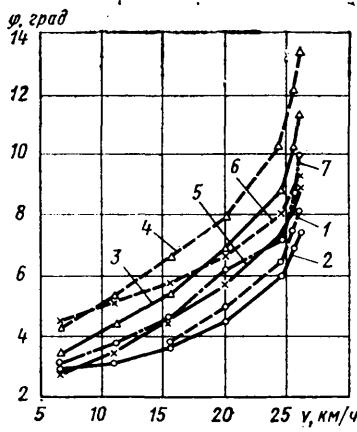


Рис. 2

цеп «Фрюехауф», близкий по параметрам исследуемому полуприцепу Минского автозавода, и седельный тягач «Савиен», аналогичный по параметрам седельному тягачу МАЗ.

Для выявления эффективности установки на автопоезде стабилизатора записывался боковой крен полуприцепа при движении его с различными скоростями по кругу диаметром 30 м и на ровной горизонтальной площадке. Поскольку площадка выбиралась максимально ровной и движение по кругу осуществлялось на установленныхся режимах движения, крен полуприцепа для каждой скорости был аналогичен крену в условиях статического нагружения (например, на косогоре).

На рис. 2 приведены графики зависимости угла  $\varphi$  крена полуприцепа от скорости движения автопоезда. Кривые 1 и 2 соответствуют зависимостям автопоезда в составе седельного тягача МАЗ с исследуемым полуприцепом. Эти кривые показывают, что статическая устойчивость полуприцепа со стабилизатором (кривая 2) лучше, чем без стабилизатора (кривая 1). Устойчивость полуприцепа при установке стабилизатора с угловой жесткостью  $4,33 \cdot 10^6$  кгс·см/рад увеличилась в среднем на 10%. Меньшее по сравнению с одноосным полуприцепом влияние стабилизатора на снижение угла статического крена в данном случае объясняется наличием на тягаче двухступенчатого седельного устройства и другими не учтенными во время вычислений факторами. В случае установки на тягаче двухступенчатого седельного устройства за счет связи тягача и полуприцепа в поперечной плоскости влияние стабилизатора становится менее заметным, так как общая угловая жесткость упругих элементов автопоезда (подвески, рамы) становится значительно больше. При этом полуприцеп приобретает большую устойчивость, однако это зависит и от динамических качеств тягача.

Например, кривые 3 и 4 (рис. 2) получены для тягача «Савиен» с двухступенчатым седельным устройством и для исследуемого двухосного полуприцепа. Эти кривые расположены значительно выше кривых 1 и 2.

Кривые 3 и 4 показывают, что установка стабилизатора улучшила поперечную статическую устойчивость полуприцепа в среднем на 18%. Проведенными ранее теоретическими исследованиями доказано, что при трехступенчатом седельном устройстве установка стабилизатора на полуприцепе более эффективна, чем при двухступенчатом.

менным, то введение стабилизатора с угловой жесткостью  $4,33 \cdot 10^6$  кгс·см/рад и более — целесообразно.

Сделанные выводы в основном подтверждаются экспериментальными исследованиями, проведенными для автопоезда полным весом 32 500 кг в составе седельного тягача и полуприцепа Минского автозавода. Полуприцеп двухосный с рессорно-балансирной подвеской, основные параметры его совпадают с приведенными выше. Автопоезд был оборудован двухступенчатым седельным устройством.

Для сравнения изучался также зарубежный полуприцеп «Фрюехауф», близкий по параметрам исследуемому полуприцепу Минского автозавода, и седельный тягач «Савиен», аналогичный по параметрам седельному тягачу МАЗ.

На поперечную устойчивость полуприцепа существенно влияет стабилизатор, установленный на тягаче. Кривые 5 и 6 (рис. 2) построены по данным опытов, проведенных с автопоездом в составе тягача «Савиен» и полуприцепа «Фрюехауф». Стабилизатор, установленный на тягаче «Савиен», увеличил устойчивость полуприцепа «Фрюехауф» в среднем на 15% (без стабилизатора).

Угол крена исследуемого полуприцепа со стабилизатором в сцепке с тягачом «Савиен» и также оборудованным стабилизатором (кривая 7) уменьшается по сравнению с углом крена того же автопоезда, но без стабилизатора на 15% (кривая 3).

С целью исследования влияния стабилизатора на динамическую поперечную устойчивость записывались иглы бокового крена полуприцепа при переезде им единичного препятствия синусоидальной формы высотой 10 см колесами одного борта системы при различных скоростях движения на установленныхся режимах.

На рис. 3 приведены образцы осциллограмм записей углов крена полуприцепа при движении его через неровность с тягачом МАЗ при скоростях 7,5; 31,5 и 33,2 км/ч. Для каждой скорости движения показаны совмещенные кривые, соответствующие полуприцепу со стабилизатором (кривая 1) и без него (кривая 2). Наибольшие пики кривых бокового крена соответствуют переезду через неровность колес полуприцепа. С увеличением скорости движения автопоезда для каждого значения скорости кривые 1 и 2 все больше совпадают. Однако при всех скоростях движения количественная разница максимальных ординат незначительна. Расхождение максимальных значений угла бокового крена полуприцепа со стабилизатором и без него при различных скоростях движения автопоезда показано на рис. 4.

Экспериментальные кривые 1 и 2 имеют наибольшие расхождения в исследуемом диапазоне скоростей (7—8%). При  $v < 21,5$  км/ч кривая 2 проходит несколько выше кривой 1 (до  $v = 7,5$  км/ч), следовательно, в данном диапазоне скоростей наличие стабилизатора улучшает динамическую устойчивость полуприцепа. При  $v > 21,5$  км/ч, наоборот, наличие стабилизатора вредно отражается на поперечной динамике автопоезда. Кривые 3 и 4, отражающие теоретические [2] зависимости  $\varphi = f(v)$ , идентичны кривым 1 и 2. Так, максимальные значения  $\varphi$  наблюдаются при  $v = 16,5$  км/ч, а затем при увеличении и уменьшении скорости движения значения  $\varphi$  несколько падают. Расхождения в значениях ординат экспериментальных и теоретических кривых объясняются, по-видимому, принятыми допущениями (линейность подвески, жесткая рама и др.).

Анализ кривых показал, что с увеличением скорости движения автопоезда степень различия между боковыми кренами полуприцепа, имеющего стабилизатор (кривые 1 и 3), и полуприцепа без стабилизатора (кривые 2 и 4) становится меньше. Некоторое сближение значений  $\varphi$  при  $v = 33,2$  км/ч заметно также и для экспериментальных кривых. Однако следует иметь в виду, что данное явление при других условиях может быть качественно иным в зависимости от соотношения частот воздействия от пути и динамических качеств системы.

Из данных, полученных путем расчета, вытекает, что на всем рассматриваемом диапазоне скоростей движения полуприцеп, имеющий стабилизатор, более устойчив.

Теоретический анализ указывает на сложную картину возможных интерпретаций динамического выхода системы с рассматриваемой точки зрения. На рис. 5 приведены полученные с помощью ЭЦВМ «Минск-22» по изложенной в работе [2] методике зависимости коэффициента динамичности поперечных угловых кренов исследуемого двухосного полуприцепа в сцепке с тягачом МАЗ, имеющим двухступенчатое седельное устройство. Из рисунка видно, что с увеличением частоты  $\omega$  кривые коэффициента динамичности постепенно снижаются, изменяясь периодически. Поэтому конфигурация графиков изменения угла крена в зависимости от скорости движения может быть самой различной (см. рис. 4).

С увеличением угловой жесткости подвески полуприцепа при введении стабилизатора боковых кренов кривые

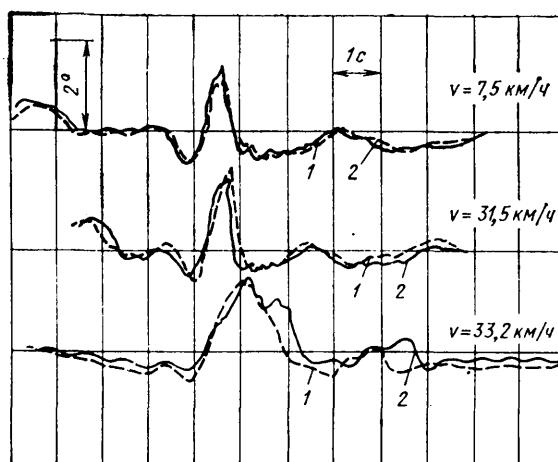


Рис. 3 Вологодская областная универсальная научная библиотека

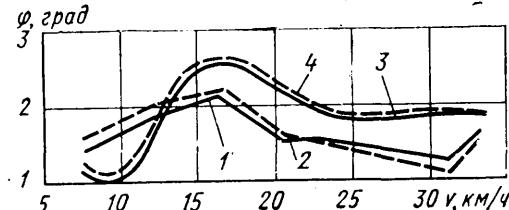


Рис. 4

$K_y = f(\omega)$  для каждой скорости движения сдвигаются несколько вправо, аналогично тому, как это показано на рис. 1. В данном случае, если частота воздействия при определенной скорости движения соответствует восходящей ветви кривой  $K_y = f(\omega)$ , то боковой крен полуприцепа со стабилизатором будет меньше, чем без стабилизатора. И наоборот, при соответствии частоты  $\omega$  нисходящей ветви графика  $K_y = f(\omega)$  стабилизатор будет неэффективен. В рассматриваемом случае при различных скоростях движения частоты воздействия попадали на нисходящие ветви кривых  $K_y = f(\omega)$ . Поэтому кривая 4 (рис. 4) на всем исследуемом диапазоне скоростей проходит выше кривой 3.

В реальных условиях во время движения автопоезда по пути со случайным микорельефом спектр частот воздействия весьма широк, поэтому взаимная связь функций  $\varphi = f(t)$  для полуприцепа со стабилизатором и без него при эксплуатационных скоростях может быть самой различной. При этом наиболее точной будет статистическая оценка указанной связи.

Проведенные исследования дают основание отметить следующее.

При установке стабилизатора улучшается статическая устойчивость транспортных систем. Это же касается и динамической устойчивости полуприцепа, но только при малых скоростях движения. Значение предельной скорости, при которой стабилизатор является еще эффективным, зависит от характера воздействия пути и динамических свойств системы. В случае повышения частоты собственных поперечно-угловых колебаний системы предельная скорость увеличивается.

При эксплуатационных рабочих скоростях движения автопоезда наличие стабилизатора может ухудшать плавность хода системы.

Установлено также, что наличие двухступенчатого седельно-цепного устройства, а также стабилизатора на тягаче улучшает статическую устойчивость полуприцепа и автопоезда и расширяет диапазон скоростей движения, при котором улуч-

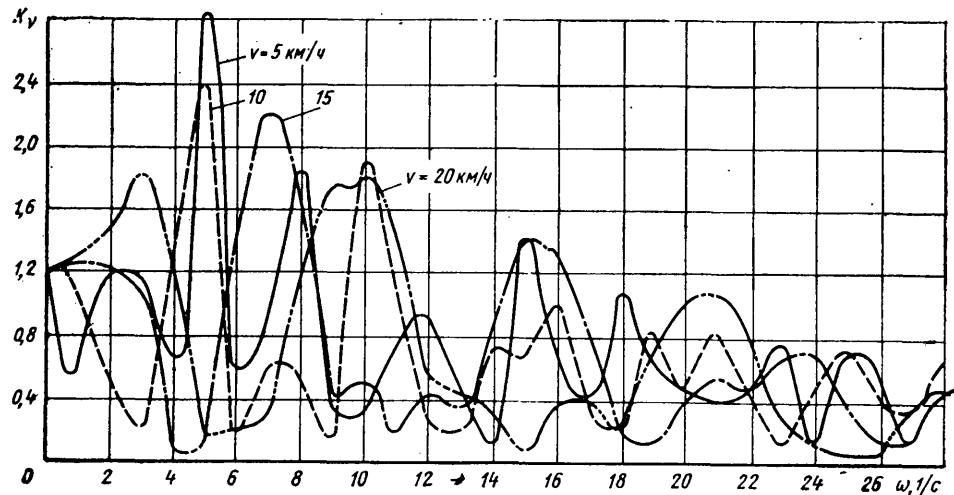


Рис. 5

шается динамическая устойчивость. Однако в этом случае значительно ухудшается поперечная динамика при повышенных скоростях движения.

Исследования показали, что для одноосных и двухосных полуприцепов, параметры которых близки к параметрам изучаемого полуприцепа, жесткость стабилизатора  $4,33 \cdot 10^6$  кгс·см/рад приемлема и может быть увеличена до  $(6,5 \pm 7) \cdot 10^6$  кгс·см/рад, что существенно отразится на повышении (до 20–25%) статической устойчивости.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гольд Б. В., Бромберг Г. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.
2. Жуков А. В., Кадолко Л. И., Смеян А. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
3. Взятышев И. А. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.



УДК 621.43-222

## Конструктивно-технологическая доводка гильз цилиндра двигателя модели 412

И. В. САМОЛОВ

Уфимский моторостроительный завод

На первые образцы двигателя модели 412 ставились гильзы из серого чугуна марки СЧ 24-44, структура которой состояла из перлита (металлическая основа), среднепластинчатого графита и включений (до 5%) мелких зерен феррита, твердостью  $HB$  170–241. Однако гильзы из этого чугуна, отливаемые в земельные формы, при испытании на двигателе имели повышенный износ и не обеспечивали работу двигателя в течение установленного срока.

В целях повышения износостойкости двигателя применяли хромированные гильзы с высокочастотной наплавкой рабочей части нирезистом, со вставкой из нирезиста и гильзы, отлитые в кокиль с термоизоляционным покрытием, но положительных результатов не получили. В дальнейшем работы велись по пути изготовления и испытания гильз, изготовленных из малолегированного хромоникелевого чугуна следующего химического состава: 2,7–3,2% С; 0,7–1,2% Mn; 1,6–2,2% Si; 0,4–0,7% P; 0,4–0,8% Cr; 0,25–0,40% Ni; не более 0,10% S. Основная структура отлитых в землю гильз: перлит с включениями двойной и тройной фосфидной эвтектики, среднепластинчатый графит и включения отдельных мелких зерен феррита.

Чугун для гильз выплавляется в электродуговой печи ДСП-1,5 или ДСП-3А с кислой футеровкой. В состав шихты входит: 25% чушкового чугуна, 45% возврата, 20% чугунного лома, 10% стального лома, а также электродный бой, ферросплавы (Mn, Si, Cr, P) и никель в десятых долях процента по расчету.

После расплавления шихты металл доводится до 1420–1470°C, осуществляется экспресс-анализ сплава, при необходимости корректировка по химическому составу и взятие клиновой пробы. Эта пробы берется для определения склонности металла к отбелыванию. При наличии отбелла свыше установлен-

ного эталона в печь подается ферросилиций, а при мягком и рыхлом строении излома — подается стальной лом.

После доведения сплава по химическому составу и взятия клиновой пробы металла выпускается в разливочный ковш. При этом он модифицируется смесью порошкообразного электродного боя с ферросиликокальцием в соотношении 1:1 из расчета 1,33%.

Гильзы заливаются в песчано-глинистые формы по 28 шт. в опоке. Внутренняя полость оформляется стержнем. В опоке гильзы располагаются в горизонтальном положении с подводом металла в их торцы. Температура металла при заливке форм 1350—1380°C. Отливки выбиваются из форм не ранее чем через час после заливки.

Выбитые из форм отливки очищаются в галтовочном барабане. Торцы из подрезаются на станке ввиду необходимости обеспечить стабильные размеры по длине и устранит перекосы в соответствии с требованиями автоматической линии механической обработки, а также для подготовки проверки твердости на специальном приборе.

Размеры гильз контролируются шаблонами. Механические свойства проверяются на одной гильзе от плавки на вырезанных из нее разрывных образцах. Норма  $\sigma_b \geq 24$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $HB$  200—240.

Все гильзы контролируются на твердость. Ранее твердость гильз проверялась на приборе Бринеля, а с начала 1973 г. — на специальном электрофизическом приборе ВДТ-Г, работающем по принципу вихревых токов, который изготовлен в центральной лаборатории завода. Производительность прибора 500—600 гильз в час. Гильзы повышенной твердости допускается подвергать отжигу.

Все отливки гильз с целью выявления трещин контролируются на магнитном дефектоскопе УМД-2500.

Длина заготовки гильзы 150 мм, внутренний диаметр 76 мм, толщина стенки 10—12 мм, припуск на обработку по торцам и внутреннему диаметру до 3 мм, по наружному диаметру 2—3 мм.

После предварительной обдирки на автоматической линии для снятия литейных и механических напряжений гильзы проходят термическую обработку в конвейерной электропечи, встроенной в линию по режиму: постепенный нагрев до 560°C в течение 5,5 ч, выдержка при 560°C ± 10°C в течение 4 ч, медленное охлаждение до 250°C в течение 4 ч, затем охлаждение на воздухе. Окончательно обработанные гильзы проверяются на магнитном дефектоскопе для выявления трещин.

При изготовлении гильз в песчано-глинистых формах из малолегированного хромоникелевого чугуна, выплавленного в дуговой электропечи, наблюдался повышенный брак (до 20%) по усадочной пористости, раковинам и трещинам. Брак по усадочной пористости под питателем удалось почти полностью ликвидировать за счет повышения температуры металла перед заливкой с 1300 до 1350—1380°C, а также за счет уменьшения толщины стенки гильз. Перегрев металла в электродуговой печи и выдержка его при заданной температуре обеспечивают получение мелкодисперсного графита. В результате получается плотная отливка с минимальной пористостью. Своевременное освобождение отливок из форм, регламентированные условия очистки отливок в обкатном барабане, а также меры предосторожности при выполнении погрузочно-разгрузочных работ и транспортировка отливок в специальной таре, позволили снизить брак по трещинам с 3,1 до 0,8%.

В результате проведенных мероприятий суммарный литейный брак по гильзам снижен до 6—8%. Перспективной технологией предусматривается плавка чугуна в индукционных плавильных печах и отливка гильз центробежным способом.

Анализ стоимости окончательно готовых гильз (после механической обработки) показал, что стоимость гильз, изготовленных из малолегированного хромоникелевого чугуна, на 10% выше стоимости гильз из серого чугуна СЧ 24-44. Стоимость гильз, изготовленных по другим вариантам (хромирование, с низрэзистом и т. д.), в несколько раз выше. Повышенная стоимость этих гильз связана со сложностью технологического процесса производства и изготовлением небольших партий.

В целях дальнейшего повышения ресурса работы двигателя проводились работы по изготовлению и испытанию гильз, подвергнутых виброобкатке. Виброобкатка рабочей поверхности окончательно готовых гильз осуществлялась в Ленинградском институте точной механики и оптики. Испытывались гильзы с мелким и крупным рисунком виброобкатки.

Гильзы были изготовлены из малолегированного хромоникелевого чугуна твердостью HB 240. После испытания на стенде в течение установленного ресурса (500 ч) наибольший износ гильз не превышал 0,005—0,006 мм.

Для сравнения на этом же двигателе испытывались две гильзы, изготовленные из отливок фирмы Рено твердостью HB 228—241. Износ обеих гильз после испытания составил 0,010 мм.

Из приведенных данных видно, что виброобкатка гильз, изготовленных из малолегированного хромоникелевого чугуна, существенно повышает их износостойкость.

## Влияние микрорельефа поверхности стального листа на свойства покрытия

В. Ф. ЛАПИН, Л. А. КОЗЛОВА, Л. Д. ДЕВЯТЧЕНКО, В. Д. ГОЛЕВ, В. К. БЕЛОСЕВИЧ

Волжский автозавод имени 50-летия СССР,  
Магнитогорский горнометаллургический институт, НИИАМ

$$A(n_0) = \frac{n_0'' - n_0'}{n_0} \cdot 100\%,$$

где  $\bar{R}_a$  и  $n_0$  — средние значения показателей, определяемые при измерениях вдоль  $(R_a'', n_0'')$  и поперек  $(R_a', n_0')$  направления прокатки.

Подготовленные партии листового металла значительно различались по величине принятых показателей:  $R_a = 0,6 \div 3,0$  мкм;  $K_p = 0,35 \div 0,55$ ;  $n_0 = 33 \div 70$  см<sup>-1</sup> с коэффициентами вариации 10—45% при наличии и отсутствии анизотропии.

В табл. 1 приведены показатели микрографии для некоторых вариантов поверхности. Все показатели шероховатости определялись с точностью 10% при надежности 98%.

Таблица 1

Номер варианта	Номер партии металла	Параметры шероховатости						
		$R_a$ в мкм	$K_p$	$n_0$ в см <sup>-1</sup>	$\delta(R_a)$ в %	$A(R_a)$ в %	$\delta(n_0)$ в %	$A(n_0)$ в %
1	26 736	2,22	0,48	51,7	22,0	0,4	33,1	7,9
4	26 417	1,75	0,45	54,8	11,0	18,4	20,0	17,7
5	26 421	2,64	0,48	33,1	18,3	3,3	44,5	8,6
9	27 186	1,51	0,37	58,1	11,0	1,3	32,0	10,2
11	27 860	1,14	0,51	62,4	11,8	7,6	26,2	4,8

Таблица 2

№ варианта	$P_1$ в мг/дм <sup>2</sup>	$P_2$ в мг/дм <sup>2</sup>	Ранг кристаллической структуры фосфата	Пористость фосфата $\Pi_{\Phi}$ в %	Ширина коррозии $B_k$ в мм	Алгезия в комплексном покрытии				Толщина комплексного покрытия в мкм
						Вытяжка $B_{\text{эр}}$ в мм	Максимальный угол изгиба в град.	Число трещин от удара 4,9 Дж	Обобщенный показатель $f_{\text{адг}}$ в мм·град	
1	34,9	12,8	Среднекристаллическая . . . . .	75	1,0	4,3	90 100	14	29,4	60
4	36,8	12,5	То же . . . . .	50	2,0	5,1	120 160	10	71,4	72
5	34,4	12,2	Мелкокристаллическая . . . . .	40	2,0	2,7	90 60	13	15,6	52
9	30,2	11,9	То же . . . . .	8	0,5	3,7	120 100	11	37,0	58
11	37,1	11,8	Крупнокристаллическая . . . . .	3	2,0	4,0	60 90	10	30,0	71

\* В числителе указана величина угла изгиба, измеренная вдоль направления прокатки, а в знаменателе — измеренная поперек этого направления.

Исследуемый металл обрабатывали в одинаковых условиях на конвейере Волжского автозавода по существующей технологии: обезжиривание в моющем растворе КМ-1, фосфатирование в цинкофосфатном растворе КФ-1, пассивирование в растворе хромового ангидрида с последующим покрытием электрофорезным грунтом ФЛ-093, эпоксидным ЭФ-083 и эмалью МЛ-197 белого цвета.

Покрытия на всех стадиях испытывали по методике ФИАТ в лаборатории лакокрасочных покрытий Волжского автозавода. При этом фиксировались следующие свойства: поверхностная плотность  $P_1$  фосфатного слоя в мг/дм<sup>2</sup>, определяемая методом снятия; вес  $P_2$  стравленного металла на единицу поверхности при снятии фосфата в мг/дм<sup>2</sup>; ранг кристаллической структуры фосфата под микроскопом — мелко-, средне- и крупнокристаллическая; коррозия  $\Pi_{\Phi}$  фосфата в  $K_3Fe(CN)_6$  или пористость фосфатного слоя в %; коррозионная стойкость  $B_k$  в камере солевого тумана (5% NaCl, 36°C) при экспозиции 96 ч или ширина коррозионного поражения образца в стадии покрытия электрофорезным грунтом в мм; толщина  $d$  комплексного лакокрасочного покрытия в мкм, определяемая с помощью магнитного измерителя ИТП-1; обобщенный показатель адгезии  $f_{\text{адг}}$  в комплексном лакокрасочном покрытии в мм·град:

$$f_{\text{адг}} = \frac{B_{\text{эр}} I_{\text{так}}}{Y_{\text{тр}}},$$

где  $B_{\text{эр}}$  — вытяжка по Эриксену (ГОСТ 5628—51) в мм;  $I_{\text{так}}$  — максимальный угол изгиба в момент появления трещин в покрытии при испытании на конусной установке АРЛТ в град.;

$Y_{\text{тр}}$  — количество трещин от удара 4,9 Дж при испытаниях на установке У-1А.

На всех стадиях испытаний по каждому варианту микротопографии поверхности опыты дублировались и показатели качества покрытий усреднялись. В табл. 2 для этих образцов поверхности приведены количественные характеристики качества покрытий по всем стадиям испытаний.

В результате испытаний 11 партий листового металла с различной шероховатостью обнаружено, что образцы поверхности с большой плотностью пиков  $n_0 \geq 55 \text{ см}^{-1}$  и малой степенью заполнения металлом шероховатого слоя  $K_p < 0,45$  при  $R_a \leq 1,6 \text{ мкм}$  имеют минимальный вес фосфатного покрытия с мелко- и среднекристаллической структурой.

Минимальный вес  $P_2$  стравленного металла имеют также образцы, у которых  $R_a \leq 1,6 \text{ мкм}$  при малой величине  $K_p = 0,35 \div 0,40$ .

Мелкокристаллическая плотная структура фосфатного слоя наблюдалась при различных значениях  $R_a$  и плотности пиков, однако всегда на рыхлом шероховатом слое ( $K_p = 0,35 \div 0,45$ ) и также при наличии неоднородности параметров шероховатости, так как, вероятно, количество активных центров кристаллизации в этих случаях резко возрастает.

Повышенная плотность пиков  $n_0 \geq 55 \text{ см}^{-1}$  при  $R_a \leq 1,2 \text{ мкм}$  и  $K_p = 0,35 \div 0,45$  отрицательно влияет на коррозию в  $K_3Fe(CN)_6$ , или пористость фосфатного покрытия.

На сцепление комплексного лакокрасочного покрытия с поверхностью металла, способность растягивания лаковой плен-

ки и стойкость к ударным воздействиям, которые определяются соответственно на приборах Эриксена, АРЛТ и У-1А, влияют степень заполнения металлом шероховатого слоя, плотность пиков, а также неоднородность и анизотропия параметров шероховатости. Высокую адгезионную способность имели образцы со следующими параметрами:  $R_a = 1,1 \div 2,0 \text{ мкм}$ ;  $n_0 \geq 55 \text{ см}^{-1}$ ;  $K_p \leq 0,45$  при минимальной неоднородности шероховатости  $\delta(R_a) \leq 11\%$  и  $\delta(n_0) \leq 20\%$ .

Анизотропия шероховатости влияет на анизотропию свойств покрытия, что было обнаружено при испытаниях на изгиб в продольном и поперечном направлениях.

Наименьшая ширина поражения коррозией в камере солевого тумана наблюдалась на образцах с повышенной плотностью пиков при средне- и мелкокристаллической структуре фосфата.

Влияние исходной шероховатости на толщину и декоративный вид полной системы покрытий незначительно. Диапазон средних значений толщины  $d$  в условиях проведенного эксперимента составлял 50—80 мкм при коэффициенте вариации  $\delta(d) = 4 \div 45\%$ . Дефекты типа «шагрень» наблюдались только при большой шероховатости  $R_a > 2,2 \text{ мкм}$ . С уменьшением неоднородности распределения параметров и анизотропии шероховатости уменьшалась неоднородность по толщине, улучшился блеск и внешний вид комплексного покрытия.

Таким образом, структура шероховатого слоя поверхности металла существенно влияет на физико-химические и механические свойства комплексного лакокрасочного покрытия.

Ранее отмечалось влияние показателей  $R_a$  и плотности пиков  $n_0$  на свойства покрытий [2 и 3]. В работе [3] отмечалось также, что показатели  $R_a$  и плотность пиков не влияют на скорость процессов травления и кристаллизации фосфатного слоя.

В результате проведенных исследований было установлено, что на свойства покрытия влияют такие показатели, как анизотропия, неоднородность шероховатости и степень заполнения шероховатого слоя металлом, при этом состояние исходной поверхности холоднокатаных листов определялось наиболее полно. Вместе с тем установлено, что плотная мелкокристаллическая структура фосфатного слоя, определяемая большой скоростью кристаллизации, образуется только на рыхлом шероховатом слое ( $K_p = 0,35 \div 0,45$ ) при любых показателях  $R_a$  и  $n_0$ . Кроме того, выяснено, что однородность шероховатости и отсутствие анизотропии благоприятно влияет на физико-химические свойства комплексного лакокрасочного покрытия.

## ЛИТЕРАТУРА

- Аркулис Г. Э. и др. — «Известия вузов. Черная металлургия», 1972, № 4.
- Hausen Ch. M. — «Journal of Paint Technology», 1972, т. 44, № 570.
- Мазур В. Л. и др. — «Бюллетень ЦНИИ и ТЭИ ЧМ», 1973, № 1 (693).
- Аркулис Г. Э. и др. — «Бюллетень ЦНИИ и ТЭИ ЧМ», 1973, № 5 (697).

# Классификация закрытых штампов, устанавливаемых на кривошипных прессах

Канд. техн. наук А. М. СМУРОВ  
НИИАвтоПром

**ПРИМЕНЕНИЕ** компенсатора, который представляет собой примыкающую к ручью полость для размещения в ней возможного избытка металла, явилось одним из этапов совершенствования процесса штамповки без отхода металла в облой. В настоящее время различают открытый компенсатор и закрытый, в котором размещен противодавящий инструмент. К ним предъявляются требования двух видов.

Вид А: 1) поглощать возможный избыток металла, размещенного в закрытом ручье (на поковке) таким образом, чтобы при последующих операциях его отделение от поковки было удобным и возможным на обрезном прессе и дешевым при механической обработке поковки;

2) способствовать сохранению оптимального силового режима, характерного для номинальных (наладочных) условий штамповки, даже при допустимо максимальном объеме заготовки.

Вид Б: 1) исключать предусматривание технологического избытка металла при установлении номинального (наладочного) объема заготовки;

2) предотвращать истечение металла за пределы ручья (в компенсатор) до момента оформления всех элементов поковки, т. е. гарантировать формообразование поковки даже при допустимо минимальном объеме заготовки.

Эти требования направлены на устранение недостатков закрытого штампа, которые проявляются вследствие колебания объема заготовок и объема ручья при его износе, и на сохранение преимуществ закрытого ручья, заключающихся в минимальном отходе металла при штамповке. Поэтому оба вида требований имеют взаимоисключающий, альтернативный ха-

рактер. Трудность их одновременного удовлетворения явилась одной из причин использования закрытых компенсаторов для так называемой штамповки с противодавлением.

Закрытый компенсатор можно оценить как активный элемент, вносящий новое качество в условия компенсации избыточного металла в ручье. Если в случае использования открытого компенсатора его влияние на течение металла в ручье не проявляется раньше, чем наступит момент поступления первой порции металла в компенсационную полость, то влияние закрытого компенсатора начинает проявляться до начала заполнения компенсационной полости, т. е. до отжатия противодавящего инструмента. В последнем случае характер формоизменения в ручье зависит как от начального противодавления  $P_2$  нач, фиксируемого в момент начала отжатия противодавящего инструмента, так и от текущей величины противодавления  $P_2$ . При таком сравнении открытый компенсатор выступает как пассивный элемент штампа. Отсюда следует, что открытый компенсатор необходимо располагать в тех местах ручья, которые при штамповке заполняются последними. Этот вывод теряет смысл применительно к закрытому компенсатору, поскольку при указанном расположении компенсатора не требуется устанавливать противодавящий инструмент, создающий дополнительный подпор вытесняемому из ручья металлу.

При прочих одинаковых условиях (равных площадях попечного сечения ручья  $F_1$  и компенсатора  $F_2$ ) противодавление  $P_2$  увеличивает усилие штамповки  $P_1$  по сравнению с усилием  $P_0$  штамповки без противодавления. Из равновесия сил  $P_1$  и  $P_3$  (реакции неподвижного инструмента), действую-

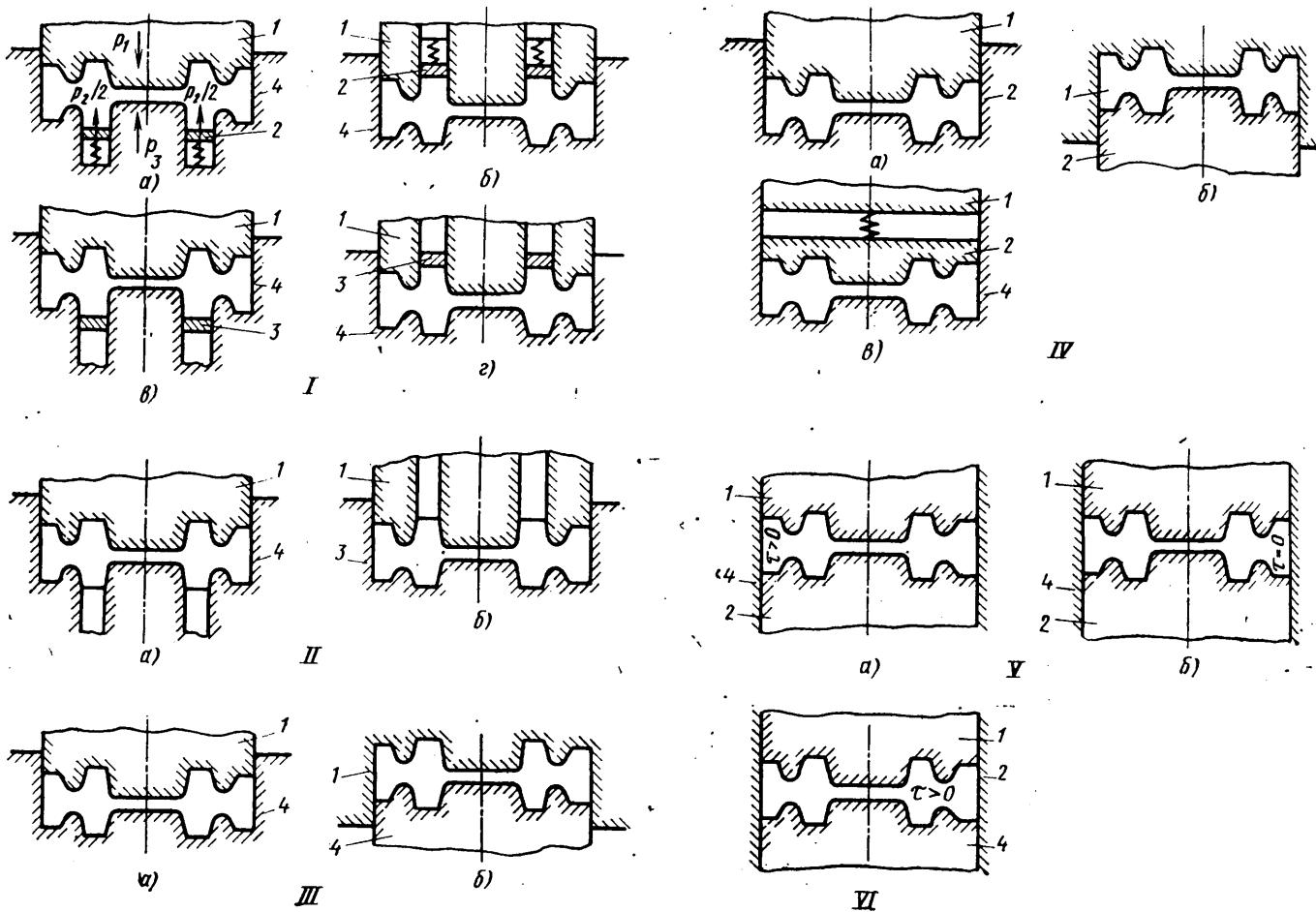


Рис. 1. Группы закрытых штампов, отличающихся параметрами компенсатора (классификация закрытых ручьев):  
1 — пuhanсон; 2 — противодавящий инструмент, передающий противодавление, составляющее инерционных сил которого равна нулю; 3 — противодавящий инструмент, передающий только инерционные силы в качестве противодавления; 4 — матрица (неподвижный инструмент)

щих в системе пuhanсон—матрица, следует, что  $P_1 = P_3^*$ . В данном случае не учитывается влияние инерционных сил из-за их малости, возникающих при отжатии противодавящего инструмента. При этом надо от величины  $P_3^*$  отличать равнодействующую  $P_3$  нагрузки, воспринимаемой рабочей поверхностью матрицы. Исходя из этого, можно использовать отношения  $P_2/P_1$  и  $P_3/P_1$ , а также  $f_2/F_1$ , особенно их предельные значения, в качестве критерии классификации закрытых штампов (ручьев). В соответствии с ними закрытые штампы (ручьи) разделены на шесть (I—VI) групп (рис. 1). Область изменения указанных отношений для каждой группы представлена в табл. 1 и показана графически в виде куба со стороны, равной единице (рис. 2). В пределах куба изменение предельное значение отношений характеризуется соответственно перемещением или фиксированным положением точки, обозначенной на рис. 2 номером группы.

Группа I включает штампы с закрытым компенсатором. У них следует различать способ создания противодавления. В штампах *a* и *b*, отличающихся только местом расположения компенсатора, противодавление создается, например, пружинами, давлением газа или жидкости, силой тяжести груза. У штампов *v* и *g* в качестве противодавления (или его части) используются силы инерции, возникающие при ускоренном движении противодавящего инструмента и сочлененных с ним деталей. Штамп *a* отражает общий случай, поскольку для него отношения  $P_2/P_1$ ,  $P_3/P_1$  и  $f_2/F_1$  не принимают предельных значений 0 и 1.

Для группы II, включающей штампы с открытым компенсатором, характерно изменение отношений в тех пределах, которые соответствуют ребру куба, описываемому уравнениями  $P_2/P_1=0$  и  $P_3/P_1=0$  (см. рис. 2). Причем концы этого ребра не принадлежат данной группе штампов, так как отношение не принимает предельных значений (см. табл. 1).

Штампы без компенсатора включены в группу III. На рис. 2 точка, соответствующая этой группе, совпадает с вершиной куба, координаты которой равны предельным значениям отношений. Для этой группы условно считаем  $f_2/F_1=1$  (на рис. 2 точка показана штриховой линией), поскольку избыточный металла размещается в штампе по всему торцу поковки, когда площадь сечения  $F_1$  можно считать площадью увеличенного припуска на поковке.

Группа IV включает штампы, у которых вся их нижняя половина или только матрица устанавливается, например, на гидроподушке (рис. 1, *a*, *b*) или гидроподушка встраивается в верхнюю половину штампа (рис. 1, *v*, *g*). В таких штампах избыток металла размещается по одному из торцов поковки, т. е. так же, как и в штампах группы III. Точка, соответствующая этой группе на рис. 2, совпадает с вершиной куба, для которой  $P_2/P_1=0$  и  $P_3/P_1=0$ , а  $f_2/F_1=1$ . Так как избыток металла размещается по торцу поковки, условно считаем  $f_2/F_1=0$  (на рис. 2 точка обведена штриховой линией). Таким образом, место размещения избыточного металла в двух последних группах одно и то же.

Штампы группы V отличаются тем, что неподвижным инструментом у них являются только боковые (вертикальные) стенки матрицы, в то время как дно матрицы относится к противодавящему инструменту. Поэтому для группы V отношение  $f_2/F_1$  равно предельному значению, т. е. единице, несмотря на наличие неподвижного инструмента. В этой группе

следует различать штампы *a* и *b*, характеризующиеся наличием  $\tau>0$  и отсутствием  $\tau=0$  сил трения на вертикальной стенке матрицы. Применительно к рассматриваемой группе точка на рис. 2 расположена на грани куба, описываемой уравнением  $f_2/F_1=1$  (табл. 1).

Наконец, группа VI объединяет штампы, в которых боковые стенки матрицы относятся к противодавящему инструменту. Поэтому, несмотря на наличие противодавящего инструмента, компенсационная полость отсутствует, т. е. отжатие противодавящего инструмента не приводит к увеличению объема ручья даже при  $P_2=0$ . Однако воздействие противодавящего инструмента на металл в ручье сохраняется (при наличии сил контактного трения). Соответствующая точка на рис. 2 расположена на грани куба, описываемой уравнением  $f_2/F_1=0$ .

Применительно к штампам этих шести групп был проведен анализ компенсаторов с учетом требований, направленных на повышение размерной точности поковок. Приводим некоторые результаты этого анализа.

Приняты следующие обозначения:

$\Delta V$  — объем избыточного металла, фиксируемый относительно наладочных условий, при которых высотный размер  $H$  и диаметр  $D$  отштампованной поковки выполняются номинальными (наладочными);

$\eta$  — жесткость противодавящего устройства штампа, представляющая градиент изменения противодавления  $P_2$  по координате  $l_2$  — величине отжатия противодавящего инструмента;

$\eta_0$  — жесткость открытой компенсационной полости, представляющая градиент создаваемого ею подпора (при  $P_2=0$ ) по координате  $l_2$ , характеризующей заполнение металлом компенсационной полости;

$G=\text{const}$  — жесткость системы кривошипный пресс—штамп;

$\eta_3=\text{const}$  — жесткость матрицы в радиальном направлении;

$F_3$  — площадь боковой стенки ручья (в общем случае площадь проекции).

Наконец,  $\eta_2=\eta+\eta_0$ . При этом  $\eta_3 \gg \eta_0$  и  $\eta_3 > G$ .

Как следует из проведенного анализа, при  $0 < \eta = \text{const}$ , т. е. для условий применения пружинных противодавящих устройств диапазоны колебания высоты  $\Delta H$  и диаметра  $\Delta D$  поковки, а также степень заполнения металлом компенсационной полости  $\Delta l_{2\text{кол}}$  определяются в виде

$$\Delta H = \frac{\Delta V}{F_1} \left( 1 + \frac{f_2^2 G}{F_1^2 \eta_2} + \frac{F_3^2 G}{F_1^2 \eta_3} \right)^{-1};$$

$$\Delta D = \frac{\Delta V}{2F_3} \left( 1 + \frac{F_1^2 \eta_3}{F_3^2 G} + \frac{f_2^2 \eta_3}{F_3^2 \eta_2} \right)^{-1};$$

$$\Delta l_{2\text{кол}} = \frac{\Delta V}{f_2} \left( 1 + \frac{F_1^2 \eta_2}{f_2^2 G} + \frac{F_3^2 \eta_2}{f_2^2 \eta_3} \right)^{-1}.$$

Как видно из этих уравнений, диапазоны колебания габаритных размеров и величина  $\Delta l_{2\text{кол}}$  линейно зависят от избыточного металла  $\Delta V$  и находятся в сложной зависимости от соотношения площадей  $F_1$ ,  $f_2$ ,  $F_3$  и жесткостей  $\eta_2$ ,  $\eta_3$  и  $G$ . При разработке процесса штамповки и конструкции штампа изменять практически можно только величины  $\eta_2$  (или  $\eta$ ) и  $f_2$ , т. е. параметры компенсатора.

Для компенсатора штампов группы I эффект от увеличения площади  $f_2$  (в рассматриваемом плане) аналогичен эффекту от уменьшения жесткости  $\eta_2$ , поскольку в обоих случаях диапазоны  $\Delta H$  и  $\Delta D$  сужаются, а величина  $\Delta l_{2\text{кол}}$  стремится к  $\Delta V/f_2$ , что соответствует максимальному удалению избыточного металла за пределы ручья. При прочих одинаковых условиях увеличение жесткости  $\eta_2$  приводит к снижению размерной точности поковки. В частном случае, когда порядок величин  $\eta_2$  и  $\eta_3$  одинаков, но много больше жесткости  $G$  или когда  $f_2=0$ , что характеризует штампы групп III—VI, диапазон колебания высоты поковки принимает наибольшее значение:

$$\Delta H = \frac{\Delta V}{F_1} \left( 1 + \frac{F_3^2 G}{F_1^2 \eta_3} \right)^{-1}.$$

Применительно к штампам с открытым компенсатором (группа II) имеем

$$\Delta H = \frac{\Delta V}{F_1} \left( 1 + \frac{f_2^2 G}{F_1^2 \eta_0} + \frac{F_3^2 G}{F_1^2 \eta_3} \right)^{-1} \rightarrow 0; \Delta D \rightarrow 0;$$

$$\Delta l_{2\text{кол}} \rightarrow \frac{\Delta V}{f_2}.$$

Группа штампов (ручьев)	Пределы изменения отношений		
	$f_2/F_1$	$P_2/P_1$	$P_3/P_1$
I	$0 < f_2/F_1 \leq 1$	$0 < P_2/P_1 \leq 1$	$P_3/P_1 \leq 1$
II	$0 < f_2/F_1 \leq 1$	$P_3/P_1 = 0$	$P_3/P_1 = 1$
III	$f_2/F_1 = 0^*$	$P_3/P_1 = 0$	$P_3/P_1 = 1$
IV	$f_2/F_1 = 1^**$	$P_3/P_1 = 1$	$P_3/P_1 = 0$
V	$f_2/F_1 = 1$	$0 < P_2/P_1 \leq 1$	$0 < P_3/P_1 \leq 1$
VI	$f_2/F_1 = 0$	$0 < P_2/P_1 < 1$	$0 < P_3/P_1 < 1$
/			

\* Условно  $f_2/F_1 = 1$ .

\*\* Условно  $f_2/F_1 = 0$ .

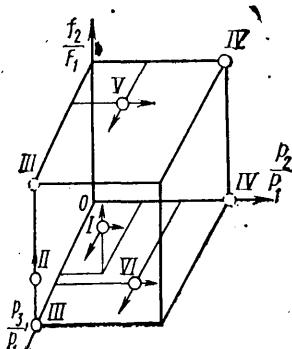


Рис. 2. Геометрическое представление классификации закрытых штампов (ручьев)

Таблица 2

Место размещения избытка металла	Преимущества	Недостатки	Группа штампов
По всему торцу поковки	—	Невозможность удаления при формоизменяющей и обрезной операциях. Нестабильный вес поковки.	III—VI, а также при $\eta \rightarrow \infty$
По необрабатываемой части торца поковки По обрабатываемой части торца поковки	Стабильный вес обработанной детали	Нестабильный вес обработанной детали (при необрабатываемой части или всего торца) То же	I и II
На удаляемом элементе (например, на перемычке прошиваемого отверстия)	Стабильный вес поковки и обработанной детали	Невозможность удаления при формоизменяющей и обрезной операциях Нестабильный вес поковки Ухудшение условий отделения от поковки удаляемого элемента	I и II

если площадь  $f_2$  соизмерима с площадью  $F_1$  (например, при  $f_2 \geq 0,1 F_1$ ), а  $\eta_0 \ll G$ . Указанные условия выполняются обычно во всех случаях применения компенсатора для размещения избытка металла. Поэтому можно утверждать, что с точки зрения требований, направленных на повышение точности поковок, применение открытых компенсаторов предпочтительнее. При увеличении  $f_2$  и отсутствии противодавления трудно, однако, удовлетворить требования второго вида, указанные в начале статьи. Наоборот, требования второго вида легко удовлетворяются в штампах групп III—VI, а также группы I при соответствующем выборе параметров компенсатора. В то же время удовлетворение требований первого вида затруднительно. Это противоречие можно устранить, если параметр  $P_2$  закрытого компенсатора, применяемого в наиболее общей схеме закрытого штампа, т. е. для группы I, поставить в зависимость от всех указанных требований. Для этого необходимо изменить характер противодавления так, чтобы по мере отжатия противодавящего инструмента под действием вытесняемого в компенсатор металла жесткость противодавящего устройства была не постоянной величиной, а изменялась в определенной зависимости.

Действительно, создав компенсатор, отличающийся быстрым повышением противодавления  $P_2$  в начале отжатия противодавящего инструмента, когда  $\eta$  соизмеримо с  $\eta_0$  и  $G$ , и последующим уменьшением (или даже сбросом противодавления до  $P_2=0$ ), когда  $\eta \ll 0$ , можно создать в закрытом ручье условия как для сохранения оптимального силового режима (при этом требования первого вида будут выполнены), так и для получения годной поковки высокой точности при минимальном отходе  $\Delta V$  металла (требования второго вида будут также выполнены). При таком компенсаторе, точнее при противодавящем устройстве с  $\eta=\eta(l_2)$  на размещение компенсационной полости в ручье не накладываются какие-либо условия, поскольку выбор места для ее размещения определяется лишь конфигурацией поковки и условиями ее последующей обработки (на обрезном прессе и механическим путем). Закрытые штампы, в которых противодавящие устройства осуществляют сброс противодавления, внедрены в одной из отраслей промышленности.

Главное снижение или почти мгновенный сброс противодавления до нуля или заданной (регулируемой) величины  $P_{2\text{сб}}$  возможен в специальных противодавящих устройствах, работающих подобно сервомеханизмам. Для их успешного применения очень важно иметь возможность управления исходным положением противодавящего инструмента и началом сброса противодавления, поскольку при этом облегчается наладка штампа и наиболее полно используются преимущества закрытого штампа.

НИИТавтпром разработал противодавящее устройство с управляемой кинематико-силовой характеристикой применительно к условиям штамповки на кривошипном прессе усилием 2500 тс.

Момент начала сброса (снижения) противодавления в противодавящих устройствах, работающих подобно сервомеханизмам<sup>1</sup>, устанавливается как функция величины отжатия

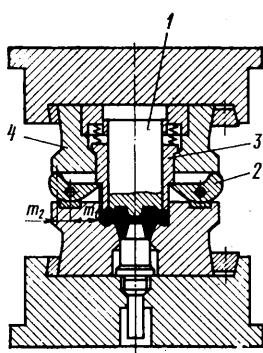


Рис. 3. Схема закрытого штампа с пружинным противодавящим устройством, осуществляющим сброс противодавления

тия противодавящего инструмента. Конструктивно более просты противодавящие устройства, в которых момент сброса устанавливается в зависимости от положения верхней половины штампа относительно нижней. На рис. 3 показана схема закрытого штампа, снабженного таким устройством.

Несмотря на то, что противодавящее устройство этого штампа характеризуется постоянной величиной жесткости  $\eta > 0$ , т. е. непрерывным повышением сопротивления пружин при отжатии противодавящего инструмента, подпор, направленный к металлу, вытесняемому в компенсатор (кольцевую полость, которая облегает контур пuhanсона 1), становится равным нулю, начиная с момента поворота рычагов 2, взаимодействующих с противодавящим инструментом 3, под действием верхней вставки 4. Для мгновенного сброса противодавления, т. е. для прекращения воздействия сжатых пружин на деформируемый в ручье металла, необходимо, чтобы отношение плеч рычагов 2 было  $m_1/m_2 > F_1/f_2$ .

Чтобы обеспечить высокую точность поковок, наладку закрытого штампа следует проводить так, чтобы даже при весьма малом объеме  $\Delta V$  происходил сброс противодавления. Это позволяет иметь минимальный диапазон колебания высоты  $\Delta H$ , т. е. так же, как и в случае открытого компенсатора. Аналогичный результат можно получить при использовании противодавящих устройств, обладающих жесткостью  $\eta=0$ , т. е. неизменяющейся по величине противодавящей силой  $P_2$ .

При оценке компенсатора важное значение имеет расположение компенсационной полости. Избыток металла, размещенного на обрабатываемой механическим путем поверхности поковки, вызывает увеличение припуска на величину  $\Delta l_2$  кол, зависящую, как показано выше, от параметров компенсатора. Избыточный металл не приводит к нестабильному весу поковки и обработанной детали, если при штамповке в закрытом ручье разместить его на тех элементах поковки, которые удаляются (например, в виде перемычки в прошиваемом на обрезном прессе отверстии). Краткая оценка мест размещения избытка металла приведена в табл. 2.

Выбирая место расположения компенсационной полости, а также форму ее поперечного сечения, следует учитывать необходимость создания и использования условий, при которых образование торцевого заусенца между пuhanсоном и матрицей полностью или в большей мере исключается. При компенсационной полости кольцевой формы, наружный контур которой совпадает с контуром поковки (рис. 3), образование торцевого заусенца можно совсем не наблюдать.

На основании проведенного анализа закрытым штампам (ручьям) дана общая оценка, исходя из требований видов А и Б и повышения точности (табл. 3).

Таблица 3

Группа штампов	Возможность удовлетворения предъявляемых к компенсаторам требований			Точность поковки
	Вид А, п. 1	Вид А, п. 2	Вид Б, пп. 1 и 2	
I	Имеется	Имеется	Имеется	Высокая
II	Нет	Нет	Нет*	Низкая
III	—	Имеется	Имеется	—
IV	—	—	—	—
V	—	Имеется	—	—
VI	—	Нет	—	—

\* Кроме частного случая, когда компенсационная полость расположена в наиболее труднозаполняемом месте (углу) ручья.

Таким образом, при выборе компенсатора необходимо оценивать их параметры с точки зрения требований, направленных на повышение качества и точности поковок и создание удобств для отделения избытка металла от поковки при минимальном отходе металла и оптимальном силовом режиме.

# Защита наружной поверхности автомобилей микровосковыми составами

В. Л. ПРИЦКЕР, А. А. ПОРТЯНКО, канд. техн. наук И. Г. АНИСИМОВ

ЭКТИавтпром, Нижне-Волжский филиал ГрозНИИ

**О**ТЕЧЕСТВЕННЫЕ легковые и грузовые автомобили, автобусы и специализированные автомобили экспортируются во многие страны с различными климатическими условиями, поэтому большое значение имеет выбор надежных и экономически оправданных средств их защиты от климатических и атмосферных воздействий на период транспортирования.

В настоящее время, чтобы предохранить лакокрасочные и гальванические покрытия на изделиях, а также деревянные детали, брезент, резину, широко применяют микрокристаллические восковые покрытия. Они представляют собой восковые водные или с органическими растворителями супензии и эмульсии, образующие после нанесения и последующего высыхания сплошное пластично-твёрдое, обратно не эмульгируемое и нестираемое восковое покрытие, которое надежно защищает поверхность от климатических и атмосферных воздействий, а также от возможного попадания пыли, песка, мелких камешков, частиц угля, которые могут оставить вмятину или царапину на незащищенной поверхности.

На Волжском автозаводе при наладке производства автомобилей «Жигули» применяли микровосковой состав «Окерин» итальянского производства. В связи с решением о переходе при производстве этих автомобилей на отечественные материалы перед нефтехимической промышленностью был поставлен вопрос о создании отечественного аналога состава «Окерин». Такой состав под названием ПЭВ-74, созданный Нижне-Волжским филиалом ГрозНИИ и в настоящее время изготавливаемый в промышленных масштабах Оренбургским опытно-промышленным нефтемаслозаводом, внедрен на Волжском автозаводе.

Состав ПЭВ-74 представляет собой смесь микровоска сорцерина и бензина-растворителя для резиновой промышленности. На изделия его наносят методом безвоздушного распыления в специальной камере проходного типа с напольным конвейером. Сушка естественная в условиях цеха. Допускается также нанесение пневмопропылением.

Технологический процесс покрытия микровосковыми составами состоит из трех последовательных операций: подготовки поверхности изделий, нанесения микровоскового состава, сушки изделий.

После испытаний и устранения выявленных дефектов изделия непосредственно перед сдачей в сбыт подвергаются мойке или протирке фланелевой салфеткой для удаления грязи, пыли, жировых пятен. После промывки изделие сушат в камере обдува сухим, подогретым до 65—70°C воздухом или инфракрасными излучателями до полного высыхания поверхности.

Водные микровосковые составы изготавливаются в виде пасты, которая разбавляется водопроводной водой до рабочей вязкости 20—25 сСт по вискозиметру В3-4 при 18°C. Микровосковые составы на органических растворителях применяются в состоянии поставки.

Микровосковой состав наносят на защищаемую поверхность пневмопропылением при температуре помещения не ниже 10°C, если используются водные составы, и не ниже 0°C, если составы на органических растворителях. Расстояние от сопла пульверизатора до объекта опрыскивания 60—90 см. Рабочее давление в системе 2—3 кгс/см<sup>2</sup>. Диаметр сопла 1,2—1,5 мм. Толщина микровосковой пленки на изделии 30±5 мкм. Применяемое оборудование: нагнетательный бачок, распылитель-пульверизатор, вентиляционная камера.

При нанесении слоя микровоска на наружную поверхность автомобиля на передние и задние стекла устанавливаются щиты, чтобы предохранить стекла от напыления микровоска и создать возможность обзора водителю при транспортировании автомобиля на участок накопления перед отправкой потребителю.

Допускается наносить микровосковую пленку на изделие методом безвоздушного распыления мягкой кистью или фланелевой салфеткой, до получения равномерного непрерывного слоя на поверхности.

Изделие с нанесенным микровосковым составом затем под-

вергают сушке. Если используются водные составы, сушка выполняется в сушильной камере сухим, подогретым до 65—70°C воздухом или инфракрасными излучателями. Время сушки 3—15 мин. Допускается естественная сушка в условиях цеха, но при этом время сушки возрастает до 180 мин и более. В случае использования состава на органическом растворителе сушки не требуется.

Перед сдачей в эксплуатацию восковое покрытие удаляется с автомобиля по следующей схеме. Струей воды под давлением загрязнение смывается с воскового покрытия. Если эта операция осуществляется горячей (до 80°C) водой, то одновременно удаляется часть воска, что облегчает последующую операцию. Затем на восковое покрытие наносится кистью или ветошью смесь из 10% керосина и 90% неэтилированного бензина до тех пор, пока воск не станет жидким. После этого его удаляют мягкой ветошью.

Восковую пленку с поверхности автомобиля удаляют также в струйных моющих машинах горячей (75—85°C) водой с добавлением моющих средств или с помощью ручных парораспределительных устройств. Можно также удалять восковую пленку ветошью, смоченной органическими растворителями — уайт-спиритом, неэтилированным бензином, керосином и др. После удаления пленки микровоска поверхность автомобиля протирается насухо до блеска.

Чистую восковую пленку можно не удалять. Она легко полируется, при этом придает окрашенной поверхности глянцев и одновременно защищает ее во время эксплуатации.

Все процессы по нанесению и удалению микровоскового состава поддаются автоматизации.

В США, Франции, Италии, ФРГ, ЧССР, ГДР и других странах микрокристаллические восковые покрытия используются очень широко. В частности, на заводах фирм Американ Моторс и Дженирал Моторс покрывают автомобильные кузова восковой эмульсией в электрополе.

Австрийская фирма Штоллак выпускает для этих целей микровоски «Шпрювакс» и «Спрайлон».

Микровоск под торговым названием «Окерин» применяет концерн ФИАТ для защиты окрашенной поверхности и хромированных деталей автомобилей на время их хранения на складе под открытым небом и транспортирования на дальние расстояния, включая морские перевозки.

В ЧССР в промышленных масштабах применяются микровоски 14 различных сортов под общим названием «Микроцер».

В ГДР фирма Грейф Хэми вырабатывает микровоски «Экспротект» и «Аэро-46» для консервации локомотивов, вагонов, легковых и грузовых автомобилей, сельскохозяйственных машин, самолетов. Эти составы используются, в частности, для покрытия изделий, поставляемых в Бразилию, на Кубу, АРЕ и другие страны, причем предприятия ГДР гарантируют годичную их сохранность под открытым небом.

Микровоски «Экспротект», «Шпрювакс» и «Спрайлон» относятся к водным восковым супензиям, а составы «Аэро-46», «Окерин», гамма препаратов «Ингибон» (ГДР), несколько сортов «Микроцер» — к защитным воскам с органическим наполнителем.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Эмульсионное средство с восковой и парафиновой основой для защиты поверхности от коррозии. Патент ПНР № 50103, опубликован 17/XI 1965.
2. Водные восковые эмульсии для защиты поверхности от коррозии. Патент ГДР № 31887, опубликован 25/III 1965.
3. Розенштейн М. Я. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 8.
4. Передовые методы окраски в СССР и за рубежом, вып. 8. М., НИИТЭХИМ, 1969.
5. Покрытия на основе углеводородного воска и методы их приготовления. Патент США № 3503770, опубликован 31/V 1970.

# Установка для испытания на герметичность маслоканалов блоков восьмицилиндровых двигателей

А. П. НЕКРАСОВ

Горьковский ПКТИ автомобильной промышленности

ГОРЬКОВСКИМ ПКТИ автомобильной промышленности для проверки на герметичность масляных каналов блоков восьмицилиндровых автомобильных двигателей разработана оригинальная установка, позволяющая значительно сократить пропуск брака при наименьших затратах физического труда. Установка позволяет проверить на герметичность все имеющиеся в блоке каналы масляной системы, в том числе наиболее трудоемкие для проверки каналы, выходящие в отверстия под распределительный вал, распределитель зажигания и в опоры коренных подшипников.

Установка (рис. 1) состоит из механизма 1 загрузки и выгрузки, рамы 2, на валах которой свободно насыжены катки 3, приспособления 4, механизма поворота 5, смонтированных в каркасе 6, а также установленного отдельно гидравлического привода.

Приспособление 4 поворачивается механизмом поворота 5 с помощью пары шестерен.

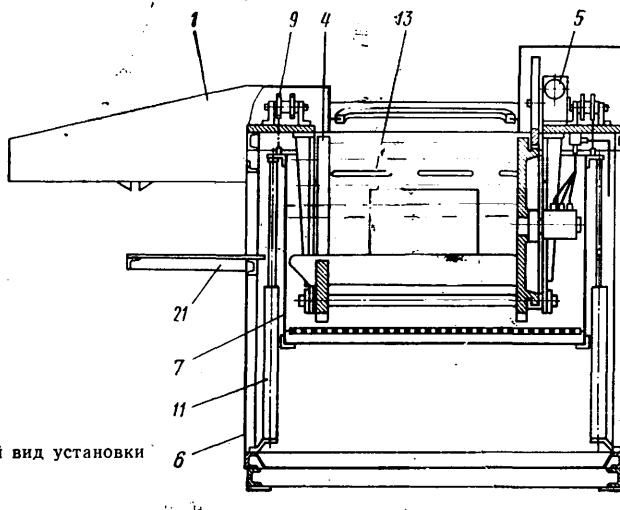
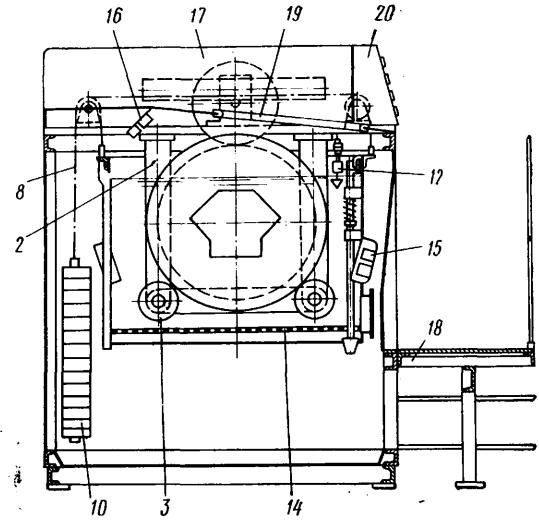


Рис. 1. Общий вид установки

Частьца цилиндр 1 (рис. 2) механизма загрузки, и очередной блок подается в приспособление до упора. Команду на обратный ход механизм получает от путевого переключателя 2. Когда механизм вернется в исходное положение, путевой переключатель 3 подает команду на работу механизмов фиксации, зажима блока и подвода уплотнений на рабочие позиции. Последовательность работы механизмов обеспечивается напорным золотником 4. Вначале срабатывают цилиндры 5 механизмов фиксации, затем цилиндры 6 механизмов зажима и цилиндры 7 механизмов подвода уплотнений на рабочие позиции. Герметизация блока осуществляется цилиндрами 8 и 9 и другими, которыми уплотняются все каналы его масляной системы. Затем в полости системы подается воздух из пневмосети, после чего блок готов к проверке.

Нажатием переключателя на пульте включаются цилиндры 10, которые поднимают резервуар, и блок в приспособлении погружается в воду. Чтобы определить место дефекта, вво-



дится в действие с помощью другого переключателя цилиндр 11, который поворачивает приспособление для осмотра блока со всех сторон. При этом можно зафиксировать любой угол поворота приспособления и высоту подъема резервуара, благодаря чему осматриваемую поверхность легко ввести в удобное для осмотра положение и установить на соответствующем уровне от поверхности воды. Дефектные места определяются оператором визуально по пузырькам сжатого воздуха, появляющимся на поверхности воды.

После осмотра блока резервуар и приспособление устанавливаются в исходное положение, включаются путевые переключатели 12 и 13, блок в приспособлении освобождается и выгружается. После этого снимается давление воздуха; выполняется разгерметизация блока цилиндрами 8 и 9, разжим блока и его расфиксация; каретки отводятся в исходное положение цилиндрами 5—7. Механизм загрузки захватывает блок в приспособлении и перемещает его на приемный столик установки.

Приспособление для зажима и уплотнения каналов блока

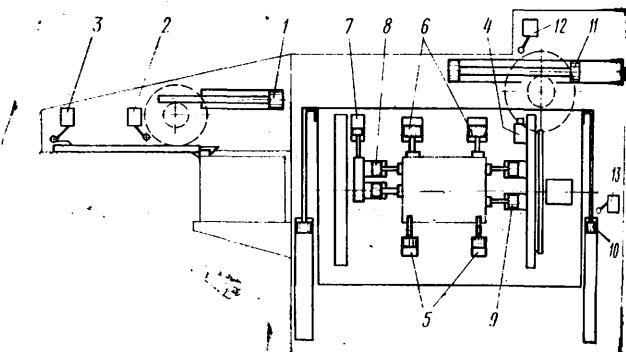


Рис. 2. Схема установки

Резервуар 7 представляет собой сварную конструкцию, выполненную из уголков и листового металла. По углам резервуара, в верхней и нижней частях, расположены четыре пары роликов, направляющих его при движении в планках каркаса. Резервуар, подвешенный на четырех тросах 8, перекинутых через блоки 9, и уравновешенный противовесом 10, поднимается и опускается с помощью двух цилиндров 11, расположенных по его бокам.

Для поддержания чистоты поверхностного слоя воды в резервуаре предусмотрено устройство 12 непрерывного или периодического поступления воды. Через окна 13 в противоположной стенке резервуара излишки воды удаляются вместе с загрязнениями.

Над дном резервуара подвешена сетка 14, предотвращающая взвалывание осадков при повороте приспособления с деталью. Для освещения внутренней части резервуара в нишах передней и задней его стенок установлены светильники 15. Сверху резервуар освещается светильниками 16, смонтированными в установленном на каркасе кожухе 17.

Рядом с установкой расположена помост 18. Находясь на нем, оператор осматривает блок через смотровой люк 19. Пульт управления 20 встроен в кожух с правой стороны установки. К левой стороне ее прикреплен приемный столик 21, с которого блоки механизмом загрузки переносятся в приспособление 4.

Рабочий цикл установки состоит из последовательно выполняемых операций: погрузки блока, фиксации, зажима его, подвода уплотнений на рабочие позиции, герметизации, подачи сжатого воздуха, подъема и опускания резервуара с водой, поворота барабана и установки его в исходное положение, выпуска сжатого воздуха, устранения герметизации, отжима блока, отвода уплотнений с рабочих позиций и вывода фиксаторов, выгрузки блоков.

Все рабочие органы приводятся в действие нажатием соответствующей кнопки на пульте управления. Сначала вклю-

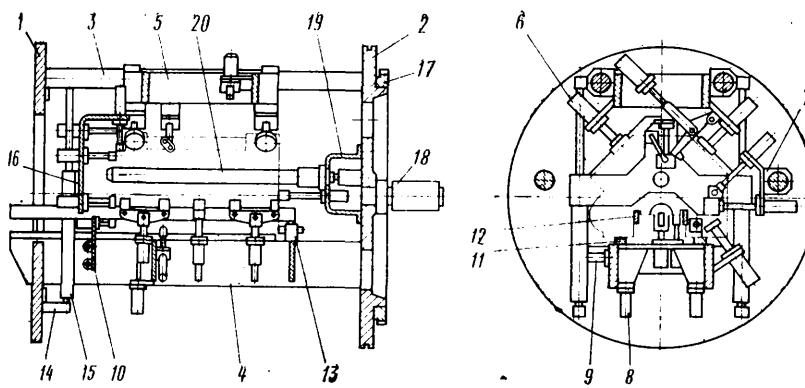


Рис. 3. Приспособление для зажима и уплотнения каналов

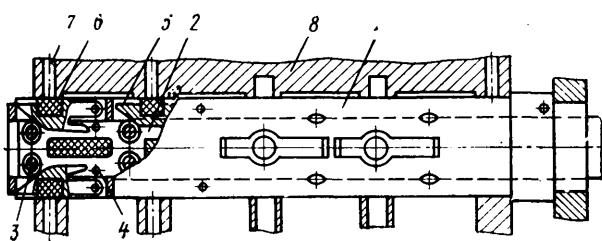


Рис. 4. Оправка

(рис. 3) представляет собой барабан и состоит из двух дисков 1 и 2, соединенных четырьмя стяжками 3 и рамой 4. На верхних двух стяжках установлена рама 5, в которой смонтированы четыре цилиндра 6 для зажима блока и для уплотнения каналов, расположенных на верху его. На боковой стяжке 3 установлен кронштейн 7 с цилиндрами уплотнения каналов с правой стороны блока. На раме 4 смонтированы два цилиндра 8 для фиксации блока, цилиндр 9 для перемещения траверсы 10 с цилиндром уплотнения нижнего канала в заднем торце блока и несколько цилиндров уплотнения каналов снизу

блока, в том числе каналов, входящих в постели коренных подшипников и в плоскость прилегания маслонасоса. Сверху на раме 4 установлены направляющие 11, 12 и подпружиненный упор 13. На диске 1 на кронштейнах 14 подвешены два цилиндра 15 для перемещения траверсы 16 с цилиндрами уплотнения верхних каналов в заднем торце блока и канала, входящего в отверстие под распределитель зажигания. На наружной стороне диска 2 находится шестерня 17, с помощью которой производится поворот приспособления, и муфта 18, через которую по трубопроводам подается рабочая среда в цилиндры и воздух в испытываемые полости масляной системы блока. На диске 2 на кронштейне 19 укреплены цилиндры уплотнения переднего торца блока и оправка 20 для уплотнения каналов, выходящих из отверстия под распределительный вал.

Оправка (рис. 4) состоит из цилиндрического корпуса 1, в котором помещена штанга 2 с роликами 3 и 4. На поворотных рычагах 5 укреплены уплотняющие элементы 6. Ролики 3 при движении штанги вправо отжимают рычаги 5 наружу, при этом элементы 6 уплотняют каналы 7 блока 8 двигателя. При движении штанги влево ролики 4 отводят рычаги 5 внутрь, и каналы 7 блока оказываются разгерметизированными. Техническая характеристика установки следующая:

Производительность в блоках в ч <sup>2</sup>	25
Мощность электродвигателя гидравлического привода в кВт	10
Число оборотов в минуту	950
Давление сжатого воздуха в кгс/см <sup>2</sup>	4-5
Угол поворота приспособления в град.	270
Высота подъема резервуара с водой в мм	530
Емкость резервуара в м <sup>3</sup>	1,5
Габаритные размеры в мм:	

длина	5260
ширина	2390
высота	2140

Вес установки в кг: . . . . . 8750

Общее количество гидравлических цилиндров установки 41, в том числе: для фиксации блока в приспособлении — 2, для зажима блока в приспособлении — 4, подвода уплотнений — 3, уплотнения отверстий — 28, подъема резервуара с водой — 2, поворота приспособления с блоком — 1, загрузки и выгрузки блока — 1.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113(100)

### Современное состояние и тенденции развития мирового производства и парка автомобилей

**В ПОСЛЕВОЕННЫЙ** период производство автомобилей в крупнейших странах мира характеризуется растущими темпами развития (табл. 1). За десятилетие 1950—1960 гг. оно выросло с 10,5 до 16 млн., или на 53%, а в последующие десять лет с 1960 по 1970 г. с 16 до 29,3 млн., т. е. на 84%. В значительной мере этот рост объясняется появлением нового крупнейшего производителя автомобилей — Японии, увеличившей выпуск автомобилей с 0,5 млн. в 1960 г. до 6,2 млн. в 1972 г. Тенденция к увеличению производства автомобилей наблюдается также в развивающихся странах. Например, в Бразилии с 1960 по 1972 г. выпуск автомобилей вырос со 134

до 620 тыс., в Италии с 645 до 1840 тыс. (табл. 1 и 2).

Значительным был рост производства автомобилей в странах народной демократии. Так, в Польской Народной Республике с 1960 по 1972 г. он вырос с 45 до 160 тыс., в ГДР — с 76 до 171 тыс., в ЧССР — с 74 до 155 тыс., а общее производство в странах народной демократии увеличилось с 215 тыс. в 1960 г. до 708 тыс., или на 180%, в 1972 г.

Выпуск автомобилей в США сохраняется на прежнем уровне, однако с каждым годом удельный вес его в мировом производстве уменьшается, что объясняется более интенсивным ростом выпуска автомобилей в развивающихся

странах. Так, если в 1960 г. автомобильная промышленность США давала 48,6% мирового выпуска автомобилей, то в 1972 г. ее доля снизилась до 32%. Наоборот, доля Японии в мировом выпуске выросла с 4% в 1960 г. до 18% в 1972 г., что вывело эту страну на второе место в мире (седьмого места, которое она занимала в 1960 г.).

Характерной чертой послевоенного производства автомобилей в промышленно развитых капиталистических странах является концентрация его в руках немногих крупнейших компаний, которая осуществляется слиянием отдельных предприятий, ликвидацией и поглощением малых фирм более мощными конкурентами.

Страны	1963 г.		1965 г.		1970 г.		1972 г.			
	Общий выпуск в тыс.	Доля в мировом производстве в %	Общий выпуск в тыс.	Общий выпуск в тыс.	Легковые автомобили в тыс.	Грузовые автомобили в тыс.	Автобусы в тыс.	Всего в тыс.	Доля в мировом производстве в %	
США . . . .	9 109	46,0	1 138	8 284	8 828	2448	35	11 311	32,0	
Япония . . . .	1 284	6,3	1 876	5 289	4 022	2238	34	6 294	18,0	
ФРГ . . . .	2 668	13,1	2 976	3 830	3 509	279	15	3 803	10,7	
Франция . . . .	1 736	8,5	1 524	2 504	2 719	289,8	3,2	3 017	8,5	
Англия . . . .	2 012	9,9	2 177	2 098	1 921	396	12	2 329	6,7	
Италия . . . .	1 180	5,8	1 206	1 854	1 732	104	3	1 840	5,2	
Канада . . . .	638	3,1	850	1 189	1 156	315	2	1 473	4,2	
СССР . . . .	587	2,9	616	916	730	597	52	1 379	3,9	
Испания . . . .	132	0,6	220	530	601	95	—	696	2,0	
Бразилия . . . .	175	0,9	181	416	520	100	—	620	1,7	
Австралия . . . .	265	1,3	353	376	314	56	—	370	1,1	
Швеция . . . .	168	0,8	206	310	318	33	—	351	1,0	
Всего в мире	20 349	—	24 285	290 063	27 679	7495	—	35 174	100	

В руках трех гигантских американских монополий: Дженирал Моторс Корп., Форд Мотор К° и Крайслер Корп., именуемых «большой тройкой», сосредоточено 93% всего производства автомобилей в стране, что составляет 46% всего мирового выпуска.

В ФРГ крупнейший концерн Фольксваген объединил в 1970 г. в своих руках предприятия НСУ и Ауди. В Италии концерн ФИАТ контролирует производство автомобилей ОМ и Аутобанки. В Англии предприятия Остин, Моррис, Рилей, Уолсли, Миджет объединены в компанию Биэмси, которая, включив выпуск автомобилей «Ровер» и «Триумф», слилась затем с компанией Лейланд и приобрела контрольный пакет акций фирм, выпускающих автомобили «Ягуар» и «Даймлер». Образовавшееся объединение Биэмси — крупнейшее в Англии. Его выпуск автомобилей в 1972 г. превысил 1050 тыс. шт.

Показателем развития концентрации автомобильного производства служит тот факт, что, по данным за 1972 г., в руках десяти крупнейших компаний мира сосредоточено производство 21,6 млн. автомобилей, что составило 61,6% всего мирового производства (табл. 2).

Наряду с объединением и слиянием отдельных компаний формой концентрации автомобильной промышленности является также объединение отдельных сфер деятельности различных компаний как одной страны, так и разных стран в области научно-исследовательских работ, снабженческих операций, производства агрегатов и деталей. Такие связи имеются у фирм Рено и Пежо, Ситроен и ФИАТ и др.

Деятельность многих крупных компаний не ограничивается производством

автомобилей внутри страны. Они выпускают автомобили и за рубежом, создавая свои заводы с различной степенью участия местных предприятий. Исклучительно велика экспансия в зарубежные страны компаний «большой тройки» США. Например, концерн Форд Мотор К° создал мощные дочерние предприятия в Англии и ФРГ, концерн Дженирал Моторс Корп. приобрел крупнейший завод Опель в ФРГ, завод Воксхолл в Англии создал крупное автомобильное предприятие Холден в Австралии. Концерны «большой тройки», по данным 1972 г., выпустили на своих заводах в ФРГ, Англии и Франции более 3 млн. автомобилей, что составило одну треть всего автомобильного производства этих стран. Выпуск автомобилей предприятиями американских монополий в Англии настолько велик, что превысил выпуск автомобилей собственных предприятий. В ФРГ он составил 34,6% всего производства автомобилей. Автомобильное производство Канады на 95% осуществляется филиалами американских концернов «большой тройки». Эти филиалы работают по единому финансово-техническому плану с американскими монополиями, выпускают автомобили тех же марок и моделей, что и американские головные предприятия.

**Грузовые автомобили.** Во всех крупных зарубежных странах большая часть грузовых автомобилей выпускается малой грузоподъемности 0,75—1,5 т. Количество автомобилей грузоподъемностью не более 2 т составляет не менее 50%, а в США достигает 80% общего выпуска грузовых автомобилей. Сравнительно невелика доля в выпуске моделей средней грузоподъемности 2—5 т. Отмечается увеличение выпуска моделей грузоподъемностью более 5 т.

В СССР преимущественно выпускаются автомобили грузоподъемностью 2—5 т, а доля моделей грузоподъемностью менее 2 т сравнительно невелика. Если исключить выпуск грузовых автомобилей малой грузоподъемности, то по общему выпуску автомобилей (в тыс.), имеющих грузоподъемность более 2 т, первое место принадлежит СССР (табл. 3).

**Легковые автомобили.** В мировом производстве и сбыте легковых автомобилей доминируют малолитражные модели с двигателем рабочим объемом 0,8—1,3 л. Характерной чертой эволюции типажа легковых автомобилей является неуклонное уменьшение доли выпуска самых малых моделей с двигателями 0,4—1,0 л и соответствующий рост выпуска и сбыта моделей 1,0—1,5 и 1,5—2,0 л, что объясняется спросом потребителей на более вместительные, комфортабельные и динамичные модели.

В табл. 4 приведены данные по производству легковых автомобилей (в тыс.) по классам рабочего объема двигателей.

Иное положение наблюдается в США, где спрос массового потребителя решительно склоняется к более дешевым и более экономичным в эксплуатации и менее токсичным малолитражным моделям, постепенно вытесняющим распространенные прежде стандартные автомобили среднего класса весом 1,3—1,6 т, с двигателями рабочим объемом 3,5—5,0 л мощностью 150—250 л.с. Этот спрос удовлетворялся импортом европейских и японских автомобилей, достигшим в 1972 г. 2 млн. шт. До последнего времени автомобильная промышленность США подобных автомобилей не выпускала и лишь в 1971 г. фирмы Форд и Шевроле приступили к массовому производству автомобилей «Пинто» и «Вега», выпуск которых в 1972 г. составил 700 тыс. шт.

**Парк.** Мировой парк состоял в 1940 г. из 44,6 млн. автомобилей всех видов. За послевоенные годы к 1972 г. он вырос до 268,4 млн., т. е. почти в 6 раз.

Данные о распределении парка (в тыс.) по отдельным континентам свидетельствуют о крайней его неравномерности (табл. 5). В Америке с населением 500 млн. человек насчитывается 138,3 млн. автомобилей, или 50% мирового парка, а в Азии, где живет около 2 млрд. человек, к началу 1972 г. имелось всего 25,7 млн. автомобилей. Если из этого количества исключить 20 млн. автомобилей, имеющихся в Японии, то на Азиатский континент придется всего лишь 2% мирового автомобильного парка.

Таблица 2

Компания	Страна	Легковые автомобили в тыс.		Грузовые автомобили и автобусы в тыс.		Общий выпуск в тыс.	Доля в мировом производстве, в %
		в тыс.	в тыс.	в тыс.	в тыс.		
Дженирал Моторс Корп., Форд Мотор К°, Фольксваген, НСУ, Ауди	США	4 776	966	5 742	16,3		
Тойота . . . .	ФРГ	2 401	796	3 197	9,0		
Ниссан . . . .	Япония	2 053	150	2 203	6,0		
Крайслер Корп., ФИАТ, ОМ, Аутобанки	США	1 488	599	2 087	5,8		
Рено, Савиен . . . .	США	1 352	512	1 864	5,3		
Бритиш Лейланд Корп., Опель . . . .	Италия	1 366	326	1 692	4,8		
	Франция	1 328	33	1 361	3,9		
	Англия	950	106	1 056	3,4		
	ФРГ	872	6	881	2,5		
<b>Итого . . . .</b>		<b>18 068</b>	<b>3 600</b>	<b>21 668</b>	<b>61,6</b>		
<b>Всего в мире . . . .</b>		<b>27 679</b>	<b>7 495</b>	<b>35 174</b>	<b>100</b>		

Автомобили	СССР	США	Англия	Франция	ФРГ	Япония
Грузовые грузоподъемностью в т:						
Менее 2 . . . .	33	1367	258	204	156	1820
2—5 . . . . .	365	76	94	19	59	82
5—9 . . . . .	34	111	66	11	47	94
Более 9 . . . . .	18	83	23	18	22	68
Автопоезда . . . . .	75	55	17	7	14	—
<b>Всего . . . . .</b>	<b>525</b>	<b>1962</b>	<b>458</b>	<b>259</b>	<b>298</b>	<b>2058</b>

Таблица 4

Рабочий объем двигателей в см <sup>3</sup>	ФРГ		Франция		Англия		Япония		
	1967 г.	1971 г.	1969 г.	1972 г.	1965 г.	1971 г.	Италия 1969 г.	1966 г.	1970 г.
Менее 1000 . . . . .	95	96	820	1513	310	272	823	296	915
1000—1500 . . . . .	1210	1042	280	920	960	960	462	425	1258
1500—2000 . . . . .	571	1839	110	380	392	400	189	150	954
Более 2000 . . . . .	166	313	62	180	60	120	3	56	52
Итого . . .	2042	3290	1272	2993	1722	1742	1477	877	3178

Быстрые темпы мировой автомобилизации наглядно иллюстрируются тем фактом, что общее количество автомобилей в мире за период 1950—1972 гг. увеличилось более чем в 4 раза, тогда как численность населения земного шара выросла с 2,5 до 3,6 млрд., т. е. всего лишь в 1,4 раза.

В составе мирового парка в послевоенные годы доля легковых автомоби-

лей составляет 75—80%. Однако в некоторых странах она значительно выше: в Швеции 94%, во Франции — 92%, в Англии — 89% и т. д. В США доля легковых автомобилей в общем парке 82%.

США по-прежнему принадлежит ведущее место в мире по численности автомобильного парка, составившего к на-

Континенты	Численность мирового автомобильного парка				
	1950 г.	1960 г.	1970 г.	1971 г.	1972 г.
Америка: . . . . .	47 692	80 530	129 705	133 765	138 340
всего . . . . .	43 774	71 502	108 962	109 305	117 606
Европа . . . . .	12 074	29 335	76 952	87 252	91 867
Азия . . . . .	703	3 660	20 179	23 006	25 693
Океания . . . . .	1 617	3 326	6 093	6 358	6 950
Африка . . . . .	1 115	2 424	4 698	5 142	5 585
Итого . . .	63 201	119 275	237 580	255 523	268 435

Примечание. Данные на 1 января каждого года.

Таблица 5

Чащу 1972 г. 117,6 млн. Однако доля США в мировом парке, в результате интенсивной автомобилизации большинства прочих стран мира, продолжает непрерывно уменьшаться. В 1950 г. она составляла 69% мирового парка, в 1960 г. — 60%, в 1972 г. — лишь 44,5%.

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ

УДК 658.52.011.56

## Роботостроение

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ** роботы все чаще применяются на предприятиях как массового, так и серийного производства благодаря своей широкой универсальности, сравнительно легкой переналаживаемости, надежности действия и открывающимся при их использовании новым возможностям автоматизации процессов обработки и сборки. Большое значение имеет возможность замены людей роботами при работе в условиях, вредных для здоровья:

Наибольшая экономическая эффективность применения роботов вместо ручного труда достигается при трехсменной работе. Робот может действовать в течение 600 ч, не требуя остановки на обслуживание. Общие потери, связанные с простоями, не превышают 2% отработанного времени, поэтому затраты на приобретение робота окупаются в течение 2,0—2,5 лет. При этом общий срок службы робота достигает 40 тыс. ч. Если учитывать снижение уровня брака и улучшение условий использования другого капитального оборудования, то степень эффективности применения роботов оказывается намного большей.

Наиболее распространенными моделями роботов, применяемых в широком диапазоне операций, являются Юнимэйт фирмы Юнимэйт инк. (США) и Версатран фирмы AMF Версатран Див. (США). Роботы этих типов успешно применяются в литейном, штамповочном производстве, в сварочных и других операциях. Механические части роботов обеих моделей аналогичны, а системы управления разные. Робот Юнимэйт имеет многоцелевое универсально применяемое счетно-решающее устройство, однако такая система управления сложна в обслуживании. Привод робота Юнимэйт гидравлический, давление жидкости поддерживается индивидуальным насосом в пределах 53—68 кгс/см<sup>2</sup>. При падении давления ниже 32 кгс/см<sup>2</sup> робот автоматически останавливается.

Недостатком робота Юнимэйт является то, что он работает на минеральном масле, опасном в пожарном отношении.

Электроприводная система управления выполнена по замкнутой схеме, имеет датчики обратной связи и блок памяти. Она устанавливается не только моменты сра-

батывания гидравлических сервоклапанов, но и степень их открытия, что определяет скорость перемещения соответствующих органов робота.

Грузоподъемность робота 16,7 кг. Максимальное удлинение руки 2134 мм. Механизм перемещения захватывающей головки имеет пять степеней свободы. Точность позиционирования до 1,27 мм достигается задним уплотнением поршней, предотвращающим возможность их свободного хода. Программирование работы робота по автоматическому циклу осуществляется в процессе наладки. Для этого вся система управления устанавливается на наладочный режим и все последовательные рабочие положения головки фиксируются оператором нажатием на соответствующую клавишу.

В тех случаях, когда робот используется для управления другими машинами или приспособлениями, например сварочным аппаратом, применяется электрическое управление головкой. Когда головка предназначена для захватывания детали, например отливок при литье под давлением, применяются пневматические зажимные устройства, которые смягчают процесс сдавливания при зажиме и предотвращают деформацию отливки. Однако при этом уменьшается надежность захвата при работе с тяжелыми отливками.

Примером практического использования роботов Юнимэйт является линия сборки и сварки автомобильных кузовов на заводе фирмы Фицер Боди Дивизион (США), где 26 таких роботов выполняют 390 сварочных точек на каждом изделии. Фирма Аллен Стивенс (США) применяет роботы Юнимэйт и Версатран в цехах литья под давлением.

Типичной схемой работы робота Юнимэйт является цикл литье — контрольный осмотр — обрезка. Идентичность выполнения роботом операций позволяет получать одинаковые отливки. При этом количество отходов уменьшается, что дает существенную экономию. Работу робота можно запрограммировать таким образом, чтобы он выполнял операции по обработке формы при любой системе литья. Для сплавов, требующих тщательной обработки форм, одна из модификаций робота Юнимэйт позволяет

провести необходимую очистку воздухом и смазку после получения каждой отливки. В других случаях, когда форму надо обработать только после получения определенного количества отливок, с помощью переключателя можно установить требуемый цикл.

Так как мощность робота достаточно велика, он может одновременно обслуживать две литьевые машины, что особенно необходимо при длительном цикле операций или при больших габаритах отливки. Это позволяет максимально использовать робот Юнимэйт, что особенно важно при применении его в отдельном литейном цехе, для которого характерна быстрая перестройка системы из-за непрерывного выпуска той или иной детали. Робот можно быстро задать две независимые программы — по одной для каждой из литьевых машин. Если одна из машин останавливается из-за неисправности или при замене формы, робот продолжает обслуживать другую машину без перерыва. Робот Юнимэйт приспособлен для работы на крупных предприятиях, имеющих соответствующую эксплуатационную базу с высококвалифицированными специалистами, включая инженеров-электриков.

Опыт фирмы Аллен Стивенс показал, что при использовании роботов важно применять блокировочно-предохранительные устройства. На обрезных прессах необходимо устанавливать дополнительные конечные выключатели независимо от наличия их в системе управления прессом. До применения этих выключателей наблюдалась поломка робота, связанные с возникновением электрических импульсов от работающих рядом машин. Помехи не влияют на электрооборудование, но нарушают электронное управление роботом, поступая к нему как по проводам, так и через пространство вокруг робота. В частности, помехи возникают от электроуправления вентилями машины, поэтому необходимо обращать внимание на надежность их заземления и экранирования.

На систему управления роботом вредно действует высокая температура, опасно разбрызгивание металла и смазки. При осмотре щитов и пультов уп-

равления было обнаружено такое значительное количество цинковой пыли и брызг, что казалось удивительным малое число повреждений и отказов электрической части установки.

Емкость блока памяти одной из последних моделей роботов Юнимэйт — «Марк II» составляют 180 последовательных команд. Сила захвата на концах пальцев длиной 10 см достигает 136 кг. Надежность конструкции — 40 тыс. рабочих часов. Максимальная нагрузка при нормальной скорости составляет 11,34 кг, а при уменьшенной скорости 34 кг. Точность позиционирования  $\pm 1,27$  мм. Габаритные размеры  $1,5 \times 1,2 \times 1,4$  м. Вес составляет 1588 кг.

Робот Версатран выпускается нескольких модификаций. Основное исполнение дает возможность перемещать головку в шести координатных направлениях. Роботы упрощенной конструкции, предназначенные для выполнения конкретных работ, действуют иногда только в двух направлениях. Такие модели снабжаются траверсой, которая может перемещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях на расстояние 762 мм, точность позиционирования составляет  $\pm 0,76$  мм, грузоподъемность — 68 кг. Давление гидравлической жидкости 71 кгс/см<sup>2</sup> обеспечивается сдвоенной насосной установкой.

Новая модель роботов Версатран — робот Е-302, имеющий адаптивное управление, предназначен для разгрузки и транспортирования листового материала из алюминия и стекла. Он уже применяется для подачи листов алюминия к ковочному прессу и установки их в требуемом положении, для захвата листов стекла, установленных на ребро, и передачи их к позициям осмотра и обработки, а затем к конвейеру для транспортирования.

Адаптивное устройство включает в себя датчик, укрепленный на механической руке и выдвинутый слегка вперед. При опускании руки датчик касается плоскости листа, дает команду на автоматическое снижение скорости подач и на позиционирование в определенное положение двух вакуумных подушек для захвата. При отсутствии такого устройства необходимо было бы для каждого листа задавать координату положения руки по высоте и обеспечивать точное ее позиционирование. При использовании робота модели Е-302 требуется только программирование координаты положения последнего листа. После его переноса робот автоматически перемещается на другую рабочую позицию или совсем отключается.

Робот управляется со специального пульта, где расположены кнопки для ввода в систему информации о размере листов, о последовательности работы отдельных его узлов, о наиболее эффек-

тивной скорости управления при необходимости точного позиционирования механической руки для захвата рабочего объекта. В дальнейшем фирма предполагает оснастить адаптивными устройствами все рабочие координаты робота.

В настоящее время фирма АМФ Версатран Дивижэн проводит испытания нового робота Версатран, который при помощи системы сервоуправления может передвигаться по рельсам, расположенным на полу, или подвесным, от одного рабочего места к другому. Робот предназначен для обслуживания конвейеров, сборочных и технологических линий автозаводов Европы и США. Величина перемещения при испытании 24 м, но конструкторы утверждают, что теоретически нет ограничений на величину пути. Робот может также перемещаться по кругу или какому-либо другому пути. Скорость перемещения при сервоуправлении от точки к точке составляет 0,45 м/с. Программа робота позволяет проводить работу при помощи руки во время перемещения робота и при остановке его в любой точке пути. Нагрузка на руку составляет 68 кг при скорости движения руки в горизонтальном и вертикальном направлениях 0,9 м/с. Точность позиционирования  $\pm 0,76$  мм.

Промышленный робот с цикловым программным управлением модели «Робот А3» изготавливается фирмой Кауфэлд АВ в г. Худдинге (Швеция). Он имеет основание, стойку, поворотную колонну и горизонтальную руку, несущую захватывающее устройство. Поворотные и линейные движения осуществляются при помощи пневмопривода и регулируются механическими упорами. Управление каждым движением может осуществляться как от программируемого, так и вручную. Робот может оперировать деталями весом до 5 кг со скоростью до 7 м/с. Точность позиционирования  $\pm 0,15$  мм. Детали захватываются с усилием 380 кгс. При необходимости в захват могут быть встроены вакуумные или электромагнитные устройства.

Другая шведская фирма Электролюкс сконструировала робот, обладающий высокой точностью и легкостью управления и позволяющий автоматизировать многие операции. Робот состоит из четырех частей: телескопической руки, подъемника, на котором расположена рука, узла вращения и основания. Рука имеет восемь степеней свободы. Подъемник, представляющий собой две платформы, соединенные двумя пневматическими цилиндрами, позволяет руке захватывать объекты, расположенные на высоте 20—230 см от пола. Привод вращения руки — пневматический, управляемый роботом при помощи электропневматической системы. Вес робота 500 кг.

Для современного этапа роботостроения характерно появление новых фирм,

занимающихся конструированием роботов. Так, была основана фирма Роботикс Инк. Эльдора, которая сейчас проводит испытания нового робота «Либератор».

Конструкция его аналогична конструкции роботов, изготовленных фирмами Ам Версатран и Юнимэйт Инк. Робот осуществляет подъем, подачу, разгрузку и сборку деталей. Точность позиционирования  $\pm 0,38$  мм. При помощи портативного обучающего устройства осуществляется управление роботом и корректируются его движения. Информация от портативного устройства поступает на пульт управления и отсюда передается в блок памяти. Электрогидравлический привод осуществляет движение руки вперед—назад на 698,5 мм и вверх—вниз на 500 мм. Угол поворота кисти 180°.

Успешно развивается роботостроение в Японии. Фирма Хитаки проводит испытания робота с запрограммированными датчиками осознания и усилия сжатия, которые позволяют ему определять форму и положение различных объектов. В настоящее время в Центральной исследовательской лаборатории фирмы робот испытывается на упаковке различных объектов в контейнер.

Конструктивно робот представляет собой механическую руку, управляемую компьютером, и состоит из вертикальной опорной стойки, способной поворачиваться, изогнутой руки с поворачивающимися предплечьем и вращающейся кисти с двумя пальцами. Каждый палец имеет 14 датчиков на своей поверхности и четыре датчика давления внутри него, которые обеспечивают получение информации об объекте. Робот выбирает один из разбросанных объектов, определяя его положение и форму так, чтобы осуществлять прочный его захват и поддержку при перемещении объекта в направлении, необходимом для упаковки. Далее робот укладывает объекты плотно к стене контейнера или другим уложенным объектам.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Metalworking Production», 1972, т. 116, № 5, с. 139.
2. «Werkstatt und Betrieb», 1972, № 2, с. 1, 2, 82.
3. «Machinery», 1972, т. 78, № 3, с. 11.
4. Проспекты фирмы «Unimation Incorporated».
5. «Hommes et fonderie», 1972, № 22, с. 13—21.
6. «Hydraulics and Pneumoties», 1971, № 9, с. 77—83.
7. «Production Engineering», 1972, т. 43, № 5, с. 11.
8. «Machinery and Production Engineering», 1971, т. 119, № 3077, с. 659.
9. «Design Engineering», 1971, т. 17, № 11, с. 34—45.

Т. И. ТУЧКОВА

## Станки фирмы

ПРИ вихревом методе обработка ведется одновременно несколькими резцами (ножами), что позволяет отнести этот метод к особому виду фрезерования. Инструментом в данном случае является диск со вставленными в него резцами (резцовую головку), который закрепляется в роторе устройства для вихревой обработки системы «Бургсмиллер» (рис. 1 и 2).

Преимуществами вихревой обработки являются высокие скорость резания и производительность, незначительное нагревание детали, распределение поверхности среза на несколько режущих кро-

мок, что позволяет увеличить стойкость резца и способствует лучшему отводу стружки.

Вихревая обработка сначала применялась при нарезании резьбы. В 1971 г. на XIII Международной выставке станков в г. Милане фирмой Бёрингер (ФРГ) демонстрировался станок для вихревой обработки коренных и шатунных шеек коленчатых валов.

## Бёрингер для вихревой обработки

Этот способ применяется при обработке круглых и некруглых поверхностей с радиусом кривизны контура, который меньше радиуса круговой траектории инструмента.

Преимуществами вихревой обработки являются высокие скорость резания и производительность, незначительное нагревание детали, распределение поверхности среза на несколько режущих кро-

УДК 621.941.07

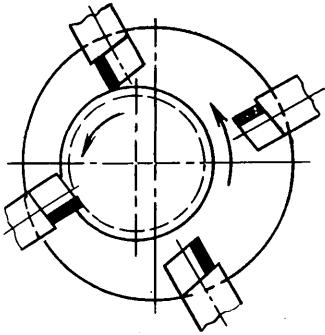


Рис. 1. Схема вихревой обработки

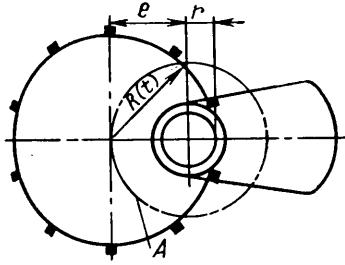


Рис. 2. Кинематическая схема метода вихревой обработки коленчатых валов  
'— траектория перемещения оси вращения резцовой головки;  $Rt$  — радиус резцовой головки;  $e$  — эксцентриситет;  $r$  — радиус обрабатываемой шейки)

В 1972 г. на выставке станков в Москве демонстрировался станок этой же фирмы с автоматической загрузкой. Обработку на нем можно вести по двум схемам — с вращающимся и неподвижным коленчатым валом.

Станки моделей 1325, 1335 и 1345 предназначены для обработки коленчатых валов различных автомобилей. Техническая характеристика станков моделей 1325 и 1345 следующая.

	Модель 1325	Модель 1345
Длина обрабатываемого вала в мм . . . . .	До 600	500—1900
Радиус кривошипа в мм . . . . .	До 50	80
Шаг хода в град. . . . .	180	60, 72, 90, 120, 180, 2—3
Время обработки в мин . . . . .	0,5—1,0	
Стойкость каждой режущей кромки без обработки щек в шт. . . . .	800—1200	—
Диаметр шейки в мм . . . . .	60	120
Ширина шейки в мм . . . . .	32	80
Двигатель поперечной подачи:		
диапазон числа оборотов в минуту . . . . .	20—2800	20—2800
подача в мм . . . . .	0,07—0,25	0,07—0,25
Двигатель круговой подачи:		
диапазон числа оборотов в минуту . . . . .	400—2800	400—2800
подача в мм . . . . .	0,07—0,40	0,07—0,40
Скорость резания в м/мин . . . . .	90—110	90—110
Мощность в кВт:		
главного привода . . . . .	15	55
привода круговой подачи . . . . .	1,5	5
привода поперечной подачи . . . . .	2,5	5
Габаритные размеры станка в мм . . . . .	4500×3700	5000×3500
Вес в т . . . . .	10	32
Гарантийные допуски в мм:		
по диаметру . . . . .	0,1	0,1
по ширине . . . . .	0,1	0,1

На станке модели 1325 шатунные и коренные шейки вала обрабатываются последовательно. Предварительно для базирования и угловой фиксации обрабатываются крайние шатунные шейки и лыски на противовесе, с одного торца сверлятся центральное отверстие и подрезаются крайние торцы. Коленчатый вал закрепляется в зажимных приспособлениях станка и проходит поэтапно через вихревую головку. При обработке на полную глубину головка вращается по круговой траектории, результирующее планетарное движение позволяет ей осуществить несколько проходов вокруг всей периферии шейки вала за один оборот. Затем головка устанавливается в центральное положение для обработки следующей шейки.

В условиях мелкосерийного производства станок модели 1325 может работать с переналадкой (сначала для обработки коренных шеек, затем шатунных). При серийном производстве целесообразно один станок использовать для обработки шатунных шеек, другой — для обработки коренных, применив при

этом автоматическое загрузочное устройство. В крупносерийном производстве могут применяться два или четыре станка, скомпонованные в линию. Производительность одного станка 160 валов в смену (все шейки коленчатого вала обрабатываются за 2,4 мин), четырех станков — 650 валов в смену.

Станок модели 1335 рассчитан на обработку коленчатых валов шести- и восьмицилиндровых двигателей автомобилей большой грузоподъемности, а модели 1345 — на обработку длинных и тяжелых коленчатых валов автомобилей. Обработка ведется двумя вихревыми агрегатами.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Machinery», 1971, т. 119, № 3075, с. 586.
2. «Machinery», 1971, т. 119, № 3089, с. 796—797.
3. Оперативная информация НИИМАШ, реф. 126, вып. 15, 1972.

Л. Г. НЕСВЕТОВА

УДК 621.791.763.1

## Специальные клещи для точечной сварки бензобака

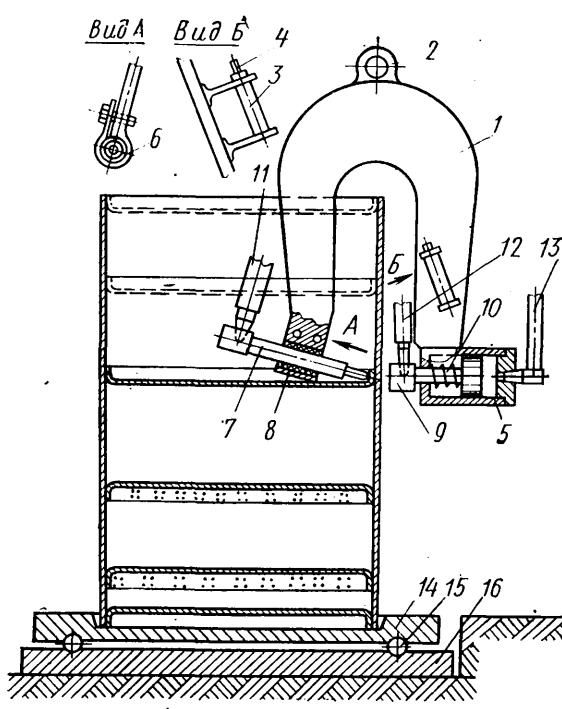
НА УРАЛЬСКОМ автозаводе изготовлены и внедрены клещи (см. рисунок) для точечной сварки корпуса бензобака с перегородками и днищами.

Корпус 1 клещей выполнен из листовой стали. Вверху имеется ушко 2 для подвески на противовесе. Сбоку клещей закреплена ручка 3 с пусковой кнопкой 4. К одному из концов клещей приварен корпус 5 цилиндра сжатия, а к другому — разрезная втулка 6 для крепления электрододержателя 7 через изоляционную втулку 8. Наклонное положение электрододержателя и крепление его в обжиме позволяют пользоваться прямыми электродами различных типоразмеров для приварки перегородок по отбортовке при одностороннем доступе к месту сварки. Со стороны цилиндра доступ к поверхности сварки свободен и ось электрода перпендикулярна плоскости бака.

Электрододержатель 9 подвижного электрода закреплен на штоке 10 цилиндра сжатия и так же, как и электрододержатель 7, изолирован от корпуса клещей, чтобы избежать шунтирования скобой места сварки. Токопроводы 11 и 12 прикрепляются непосредственно к электрододержателям 7 и 9, что сокращает до минимального количество токоведущих деталей. Рабочее давление в полость цилиндра сжатия подводится от клапанного распределителя подвесной сварочной машины через шланг 13.

Свариваемый бензобак устанавливается на горизонтальной поворотной плате 14, свободно поворачивающейся на шариках 15 по опорной плате 16 вокруг вертикальной оси платы. По центру поворотной платы выполнено углубление, имеющее форму торца бака, которое и ориентирует бак по оси вращения.

Сварка с помощью клещей осуществляется при вертикальном положении бака. После запрессовки перегородки, которая выполняется без переворота изделия на том же рабочем месте, сварщик подтягивает клещи на противовесе вниз, в зону сварки и поддерживает их



за ручку 3 и корпус, после чего включается цикл сварки с перемещением клюшкой вдоль сварочного шва и поворотом бака на опорной плите по ходу сварки. Для запрессовки второй пере-

городки клюшки поднимаются и удерживаются вверху противовесом. Операция сварки повторяется. Приварив две перегородки и днище, сварщик переворачивает бак и повторяет эти операции

с другой стороны изделия. Сварку выполняет один рабочий.

П. В. ЛЕВКИН

Уральский автозавод

УДК 621.74:65.011.6

## Новости в технологии машиностроения за рубежом

### Автоматическая машина

На выставке «Интерлитмаш-73» в Москве фирма Röperwerk KG (ФРГ) экспонировала автоматическую машину Tiomat. Эта машина предназначена для изготовления стержней двумя способами: в горячих ящиках и «Cold-Box». Стержневые ящики применяются следующих размеров: 600×220×300 мм. Вес одного стержня составляет до 6,5 кг. Все подвижные части машины защищены проволочной решеткой. Когда стержни готовы, они автоматически поступают на ленточный транспортер.

«Giesserei», ноябрь 1973, т. 60, № 24, с. 757—758.

### Автоматическая линия для очистки головок цилиндров

Фирмой Vacu—Blast Munk+Schinitz (ФРГ) сконструирована и изготовлена полностью автоматическая линия Vacu—Blast для очистки головок цилиндров. Она установлена на заводах фирмы Ford Motor Co (США). Эта линия сконструирована специально для удаления с внутренних поверхностей водяных каналов головок цилиндров литьевых песков и облоя. Прибор для струйной очистки устроен так, что материал, служащий для очистки, постоянно отделяется от пыли и крупных частиц. Внутренние поверхности очищаются пятью эжекторами, которые приводятся в действие пневматически. Это осуществляется в камере, куда поступают отливки. Основой линии является установка Vacu—Blast, в которой предусмотрены загрузочные клапаны. Последние управляются регулируемыми реле времени, устанавливающими длительность цикла очистки для каждой отливки. Производительность линии — 128 головок цилиндров в час.

«Fachberichte für Oberflächen technik», ноябрь 1973, т. II, № 11, с. 294.

### Кокильные машины для литья деталей из цветных сплавов

На выставке «Интерлитмаш-73» в Москве французская фирма Ateliers O. E. A. показала автоматическую кокильную машину типа MF 14. Машина служит для изготовления поршней диаметром 70—110 мм. В результате охлаждения кокилей водой получается направленное затвердевание. Производительность этой машины — 200 отливок в час. Другая французская фирма — A. Voisin S. A. представила кокильную машину с механизированным разливочным ковшом и съемным устройством. Болгарская Народная Республика экспонировала кокильную машину для литья противодавлением. Конструкция этой машины отличается от конструкции кокильной машины для литья под низким давлением тем, что печь для заливки и кокили находятся под давлением до 10 бар. Давление в кокилях незначительно снижается перед заливкой, что способствует лучшему заполнению формы. Затвер-

девание происходит под давлением, вследствие чего устраняется газовая пористость. Питатели кокилей действуют и как регуляторы (дозаторы) давления газа, поэтому отливки получаются с высокой плотностью структуры.

«Giesserei», ноябрь 1973, т. 60, № 24, с. 758.

### Изготовление деталей теплой штамповкой

Английская фирма Lucas Ltd изготавливает полюсы для электрического оборудования теплой штамповкой на трех прессах «Wilkins and Mitchell» со скоростью каждого пресса 24 хода в минуту. Прессы развивают мощность 300 тс. Горячекатаные заготовки отрезаются определенной длины и подаются в питатель. При необходимости заготовки нагреваются в индукционной катушке и затем подаются к прессу для штамповки. Здесь температура заготовки постоянно контролируется. Когда на позицию штамповки попадает ненагретая заготовка, специальное приспособление ее удаляет. Нагретая заготовка направляется к прессу специальным рычагом для загрузки. Если в прессе еще есть заготовка, то рычаг прекращает подачу. Деталь изготавливается за один рабочий ход. Отштампованная деталь удаляется выталкивателем. Поковки получаются такими, что необходимо лишь минимальное удаление облоя. Затем в полученной детали просверливается отверстие и нарезается резьба. Поверхностная обработка и термообработка деталей нужны не всегда — в зависимости от их применения.

«Precision Metal», сентябрь 1973, т. 31, № 9, с. 57.

### Установка для штамповки с вытяжкой

В США выпущена новая установка для штамповки с вытяжкой многих деталей, в частности для автомобильной промышленности (фирма Cyril Bath Co). В случае необходимости можно уменьшить количество ступеней обработки деталей на этой установке до одноциклической операции, при этом снижается время изготовления деталей и стоимость рабочего труда. Во время цикла захватывающие зажимы расходятся и предварительно растягивают заготовку, а потом уже выполняется штамповка. После штамповки захваты освобождают деталь и инструмент на прессе возвращается в рабочее состояние. Установка используется для массового изготовления деталей, однако при небольших модификациях может быть использована для штамповки разнообразных деталей. Последняя из таких установок применяется для выполнения закругленных частей на концах стальных буферов радиусом до 90 мм при угле 90° из материала толщиной до 152 мм. Время штамповки одной детали 5 с. Особенностью установки являются две каретки, полу-

жение которых постоянно регулируется. На каждой каретке имеются блоки для растяжения и сжатия, они могут работать одновременно или отдельно. В каждом блоке предусмотрены захваты и осуществляется контроль за удлинением. Например, выпнутая часть верхней части кузова автомобилей штампуется на новой установке за один рабочий ход (ранее за пять).

«Modern Metal», сентябрь 1973, т. 29, № 8, с. 79—80.

### Новые порошковые материалы

Фирмой Cincinnati изготавливаются фрикционные соединения с металлом: пористый никель, кобальт или сплавы железа, пропитанные фторидом. Новый порошковый материал «AmCerMet» изготавливается следующим образом. Сначала осуществляется холодная штамповка мелкозернистого металлического порошка под высоким давлением в форме. Полученная прессовка (неспеченная) имеет форму готовой детали — подшипника, шестерни и т. п. Потом для повышения пористости она спекается (около 40% вакуума). Спеченные детали погружаются в ванну жидкого фтористого бария и фтористого калия при температуре 1039°C, в результате чего фторид полностью пропитывает металл. В процессе работы детали постоянно изнашиваются, поры, содержащие твердую смазку, обнажаются и происходит постоянная смазка поверхности детали. Наибольший эффект смазки достигается при температуре 537—815°C, так как для превращения фторида в смазку, обеспечивающую скольжение, необходимо тепло. При использовании этого материала могут быть изготовлены детали двигателя Ванкель. Деталь можно выполнить также из стали с достаточно толстым слоем описанного материала на поверхности трения.

«American Machinist», октябрь 1973, т. 117, № 20, с. 27.

### Научно-исследовательские работы в области штамповки порошковых деталей

Научным центром в «Ontario Research Foundation» проводятся большие исследования по штамповке порошковых деталей. Разрешаются в основном проблемы, связанные со штамповкой деталей из порошковых заготовок повышенной плотности. Порошки могут быть выполнены из твердых металлов, окислов и др. Исследуются свойства заготовок из предварительно смешанных порошков, предварительно легированных. В результате штамповки порошковых заготовок можно получить детали (из высококачественных порошков и различной плотности) повышенной прочности, эквивалентные таким же деталям из твердых материалов или лучше. Обычное и высокоскоростное сжатие порошков выполняется на гидравлических прессах и на установке «Petro-Forge»

Мк IID. Научный центр недавно приобрел для уплотнения и штамповки порошковых заготовок механический пресс «Bliss» усилием 125 тс и гидравлический пресс «Lake Erie» усилием 500 тс. Установка «Petro-Forge», применяемая для научно-исследовательских работ, обладает нормальной энергией 1383 кгс·м, скоростью ползуна 1,5 м/с и максимальной энергией 2766 кгс·м при скорости 1,7 м/с. Изостатический пресс «Autoclave Engineering» усилием 4218 кгс/м<sup>2</sup> используется для холодного уплотнения порошков в инструменте с увлажненной поверхностью. При использовании указанного оборудования давление к порошковой заготовке прилагается со всех сторон.

«Canadian Machinery and Metalworking», ноябрь 1973, т. 84, № 11, с. 48—49.

### Ультрафильтрация в процессе электроосаждения

В новых установках для нанесения грунтовочного покрытия методом элек-

тросаждения в настоящее время используется система ультрафильтрации. К началу 1974 г. 50% всех существующих установок также должны быть дополнены этой системой. Система ультрафильтрации разделяет в водных лако-красочных растворах воду и растворенные в ней вещества с низким молекулярным весом. Это становится возможным благодаря мембране из пластмассовой пленки специального состава. Процесс ультрафильтрации действует при использовании только простого гидростатического давления. Когда поток краски течет под этим давлением и при относительно высокой скорости (3—6 м/с), вода и молекулы с низким молекулярным весом направляются сквозь мембрану, происходит «проникание». В современном оборудовании скорость «проникания» составляет 1/50—1/100 скорости потока краски вдоль поверхности мембраны. При этом коллондальная краска, смола и частицы пигмента задерживаются мембраной и остаются не-

поврежденными. Мембрана представляет собой желатинообразную пластмассовую пленку толщиной 200—300 мкм. Мембрана имеет оболочку или активную поверхность, которая много плотнее, чем основная масса мембраны. Толщина этой оболочки составляет 0,1—0,3 мкм. Поры в оболочке диаметром 20—50 А допускают проникновение воды, но задерживают коллондальные частицы. Даже если процесс действует при давлении 2—4 ати, мембрана не может выдержать это давление, поэтому ее поддерживает второй, более прочный пористый материал. Система ультрафильтрации включает три основных элемента: ультрафильтр с мембранами, циркуляционный насос и систему патрубков и шлангов с клапанами. Мембрана заменяется каждые 1—2 года. Окупаемость капиталовложений ~ 80 рабочих дней.

«Industrial Finishing and Surface», октябрь 1973, т. 25, № 304, с. 36—38, 40.

УДК 621.43-3

**Влияние на кинематику клапана допусков на изготовление деталей механизма газораспределения двигателя.** Корчеминский Л. В., Казакова В. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Рассмотрено влияние отклонений размеров деталей газораспределительного механизма автомобильного двигателя от их名义ных величин на взаимное расположение деталей, фазы газораспределения и закон движения клапана. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 621.43.04:621.38

**Влияние неустановившихся режимов на характеристики искровых разрядов некоторых типов электронных систем зажигания.** Злотин Г. Н., Малов В. В., Згут В. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Рассмотрены результаты экспериментального исследования влияния режима работы двигателя на параметры искровых разрядов некоторых типов электронных систем зажигания. Отмечена большая стабильность характеристик разрядов этих систем по сравнению с классической батарейной системой зажигания. Приведены сравнительные данные о влиянии типа системы зажигания на показатели двигателя при неустановившихся режимах работы. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 629.113

**Возможности повышения средних скоростей движения автомобиля на неровных дорогах.** Плагонов В. Ф. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Изложены вопросы быстротходности колесных машин при движении по дорогам и пути повышения средних скоростей за счет выбора схем и параметров подрессоривания. Табл. 2. Рис. 3.

УДК 629.113.65

**Критерии оценки механического аккумулятора энергии транспортной машины и схемы с газовой связью.** Забавинников Н. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Разобраны методы и критерии оценки механических аккумуляторов энергии, определяющие их качества при зарядке. На основе этих критерии приведена классификация аккумуляторов по их готовности к действию. Рассмотрены схемы аккумуляторов. Изложен принцип автоматической связи аккумулятора с ведущими колесами при помощи муфты свободного хода. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 62-787.1

**Оценка параметров передней обзорности на натурном образце автомобиля.** Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Гангус Е. Е., Гаврютин Ю. К. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Описано применяемое оборудование и методика измерений, используемая при оценке параметров передней обзорности автомобиля. Табл. 3. Рис. 4. Библ. 9.

УДК 629.113.002.3

**О сопротивлении качению прицепов-тяжеловозов и выборе тягачей для их буксирования.** Шуклин С. А., Москвитин В. Б., Быков В. И., Чергейко В. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Приведены результаты экспериментального исследования показателей сопротивления качению прицепов-тяжеловозов пяти различных классов грузоподъемности в различных дорожных условиях и предложен метод выбора тягачей для их буксирования. Рис. 1.

УДК 629.113-585.2

**Устройство плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач.** Тарасик В. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Проведен анализ устройств плавного включения муфт, рассмотрены области их применения, даны формулы для расчета и характеристики регулирования давления. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 621.825.6

**Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля.** Иванов С. Н., Мамаева В. П., Стефанович Ю. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Рассмотрены причины возникновения крутильных колебаний карданной передачи при различных углах установки карданных шарниров, приведена структура колебательной системы, эквивалентной карданной передаче. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 629.113.073

**Влияние стабилизаторов боковых кренов на поперечную устойчивость и плавность хода автотранспорта.** Высоцкий М. С., Жуков А. В., Кадолко Л. И., Папко Б. А., Шишлов В. П., Олешко А. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследования влияния стабилизаторов боковых кренов на поперечную устойчивость и плавность хода автотранспортных средств. Показано, что установка стабилизатора улучшает как статическую, так и динамическую устойчивость транспортных средств. Рис. 5. Библ. 4.

УДК 621.77

**Влияние микрорельефа поверхности стального листа на свойства покрытия.** Лапин В. Ф., Козлова Л. А., Девятченко Л. Д., Голев В. Д., Белосевич В. К. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

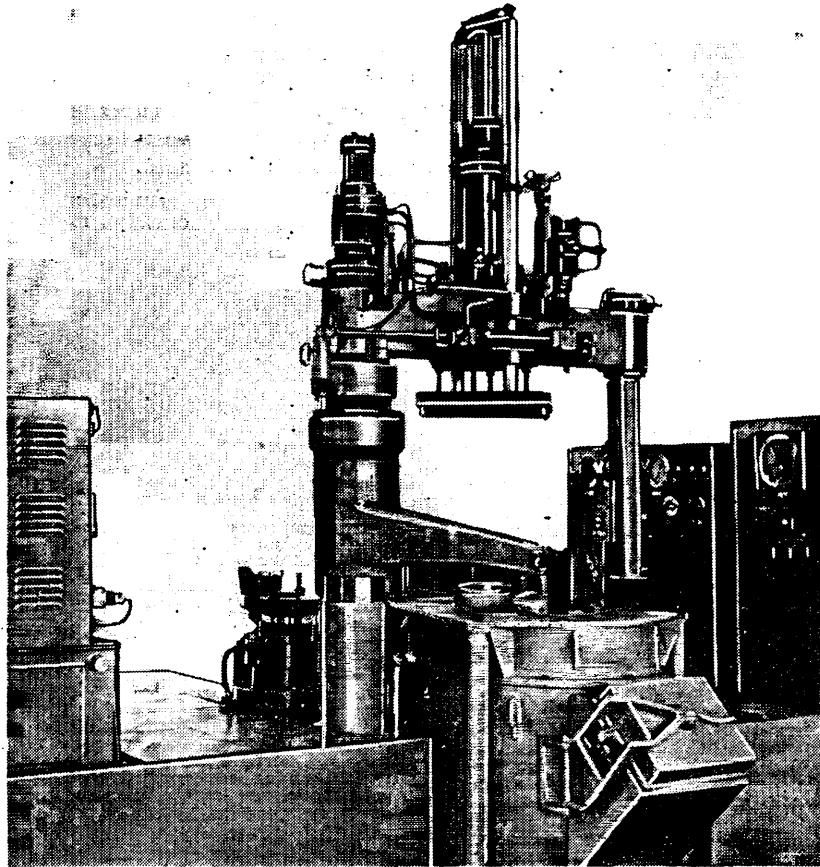
Исследовано влияние микрорельефа поверхности холоднокатаного листа для внешних деталей кузова автомобиля «Жигули» на качество фосфатного слоя и свойства комплексного лакокрасочного покрытия. Установлены оптимальные параметры шероховатости, определяющие высокое качество покрытий. Табл. 2. Библ. 4.

УДК 629.114.2:621.43

**Установка для испытания на герметичность маслосливных блоков восьмицилиндровых двигателей.** Некрасов А. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.

Приведено устройство, принцип действия и техническая характеристика установки для испытаний на герметичность маслосливных блоков восьмицилиндровых двигателей. Рис. 4.

# Полуавтоматические машины литья под низким давлением моделей 4545, 4566 и 4569



НИИТавтопромом разработан процесс и созданы полуавтоматические машины моделей 4545, 4566 и 4569 для изготовления деталей из алюминиевых сплавов методом литья под низким давлением в условиях массового и серийного производства.

Отливки, получаемые по этому технологическому процессу, имеют высокое качество, повышенную размерную

точность, толщину стенки до 0,9 мм. Выход годного литья составляет около 95%. Экономия металла — около 100 кг на тонну годного литья.

Каждая машина имеет печь, металлопровод, механизмы для раскрытия — закрытия пресс-формы, ее поворота и выталкивания отливок.

Техническая характеристика

Параметры	Модель машины		
	4545	4566	4569
Производительность в отливках в ч . . . . .	10—15	10	10—12
Габаритные размеры формы в мм:			
длина . . . . .	700	900	850
ширина . . . . .	700	900	850
высота . . . . .	450	550	570
Усилие запирания формы в кгс . . . . .	3000	6000	4500
Емкость печи (по алюминию) в кг . . . . .	200	300	300
Габаритные размеры машины в мм:			
длина . . . . .	2500	2100	2500
ширина . . . . .	1870	2000	1950
высота . . . . .	3200	3720	4750
Вес в кг . . . . .	3000	5000	3500

Машина модели 4545 внедрена на Львовском автобусном заводе, модели 4566 — на Мелитопольском заводе «Автоцветлит». Дополнительную информацию можно получить в НИИТавтопроме по адресу: 113184, Москва, М-184, Озерковская наб., д. 22/24.