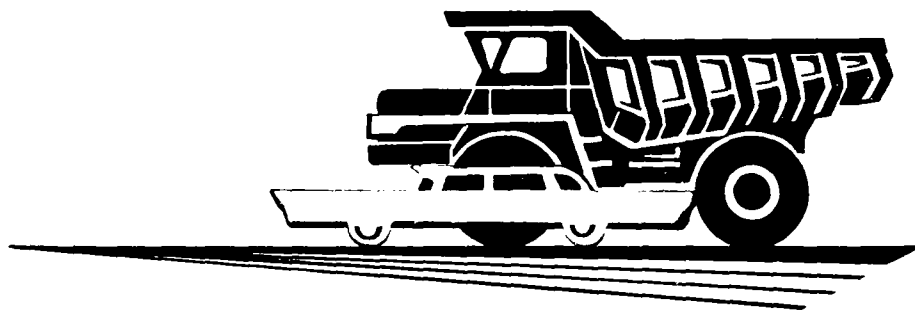


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1973

12



# СОДЕРЖАНИЕ

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Б. А. Киселев, К. А. Морозов, В. И. Ибрагимов, А. Г. Бикашвили — Влияние емкости во впускной системе на наполнение четырехтактного двигателя . . .	1
Л. А. Захаров — Распределение воздуха и горючей смеси по цилиндрам V-образного шестицилиндрового двигателя . . .	5
Г. С. Исавнин, С. С. Наумов, В. С. Денисов, Б. М. Ливанов — Определение температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя	7
Ю. А. Коган — Общая методика расчета формы поршневых колец в свободном состоянии . . .	9
А. Н. Островцев, А. Д. Дербаремдикер, М. А. Юдкевич — Развитие теории рабочего процесса и исследование конструкции продольно-упругой подвески автомобиля . . .	10
Ю. М. Немцов, Т. Ф. Колотилина, А. А. Крашенинников — Исследование зацепления рулевого механизма типа глобоидальный червяк — двухгребневый ролик	15
Ю. А. Ечеистов, Д. С. Семов — Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно крутящегося по твердой дороге . . .	18
Б. Б. Генбом, А. Б. Разумов, Г. С. Гудз — К вопросу применения тормозов-замедлителей на автопоездах . . .	19
А. А. Шершнев, М. Т. Попов, В. И. Силаев — Тепловой режим шины в зоне контакта с дорожным покрытием . . .	21
Ю. П. Бородин, А. С. Паршин, В. У. Хренов — Отметчики траектории для испытания автомобиля на устойчивость и управляемость . . .	23
П. И. Цимберов, Ю. Л. Козленко, Ю. Ю. Беленький — Анализ эффективности подрессоривания кабины грузового автомобиля . . .	25

## ТЕХНОЛОГИЯ

З. А. Пепелин — Новая технология подготовки форм под заливку металлом в литье по выплавляемым моделям . . .	28
В. А. Соболева — Оборудование для изготовления стержней в холодной гетических схемах обогрева сушильных установок . . .	31
И. Т. Усиков — Экономия металла в автомобилестроении путем повышения качества и точности проката . . .	34
Б. И. Пастернак — Общемашиностроительные типовые нормы времени на изготовление металлорежущего и измерительного инструмента . . .	35

## ИНФОРМАЦИЯ

В. Я. Корейво, В. П. Тарасик — Направление развития фрикционных муфт гидромеханических передач . . .	37
В. А. Соболева — Оборудование для изготовления стержней в холодной оснастке . . .	40
Т. С. Пильщик — Штамповка поковок полуосей и коленчатых валов . . .	41
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . .	42
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1973 г. . .	43
Исправление: Э. В. Сенькевич — Очистка газовых выбросов от паров растворителя в технологических схемах обогрева сушильных установок . . .	31

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. Ечеистов, 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. Юсуфович, 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 Ж. Л. Суходолова

Сдано в набор 5/X 1973 г.

Подписано к печати 22/XI 1973 г.

Т-15958

Печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,8

Формат 60X90/8

Тираж 11 334 экз.

Зак. 3668

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12

ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1973

Год издания XXXIX

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43.01

### Влияние емкости во впускной системе на наполнение четырехтактного двигателя

Канд. техн. наук Б. А. КИСЕЛЕВ, канд. техн. наук К. А. МОРОЗОВ, В. И. ИБРАГИМОВ, А. Г. БИКАШВИЛИ

НАМИ, Московский автомобильно-дорожный институт

**НА ПОКАЗАТЕЛИ** процесса наполнения двигателя оказывают большое влияние емкости впускного тракта (воздушный фильтр, глушитель шума на впуске, участки разветвления впускного трубопровода и др.). Работы по исследованию впускных систем с емкостями посвящены в основном определению частоты собственных колебаний газов, находящихся в них, так как влияние емкости на наполнение, как правило, связывается лишь с изменением этой частоты. Этим обуславливается актуальность данной работы по исследованию влияния емкости на протекание и показатели процесса наполнения (коэффициент наполнения, насосные потери впуска, изменение параметров газов в цилиндре и трубопроводе).

Расчет процесса наполнения с учетом основных конструктивных параметров и режима работы двигателя существенно усложняется при добавлении во впускную систему емкости. Этим определена целесообразность последовательного рассмотрения задачи о наполнении, начиная с одноцилиндрового четырехтактного двигателя с прямой цилиндрической впускной трубой с врезанной в нее емкостью.

В НАМИ ранее разработаны математические модели и программы расчета на ЭЦВМ процесса наполнения четырехтактных двигателей с различными впускными системами, не содержащими емкостей. Данная работа выполнена с учетом емкости во впускном тракте. В связи с этим задача о наполнении, как и ранее, рассматривается как взаимосвязанная совокупность процессов в цилиндре и неустановившегося потока во впускном трубопроводе. Математическое описание процессов в емкости

рассмотрено в квазистационарном и одномерном квазилинейном приближении. Учитывая, что постановка задачи о наполнении, метод решения и алгоритм описаны в работах [1—3], рассмотрим лишь уравнения, характеризующие изменение параметров в емкости и граничащих с ней участках впускного трубопровода.

В квазистационарной модели соотношения параметров в емкости определяются из дифференциальных уравнений адиабаты и баланса количества газов:

$$\begin{cases} \frac{dp}{p} = k \frac{d\rho}{\rho}; \\ \frac{d\rho}{dt} = \rho \frac{u_1 F_1 - u_2 F_2}{V}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $u$  и  $\rho$  — соответственно текущие значения скорости и плотности воздуха;

$t$  — время;

$k$  — показатели адиабаты;

$V, F$  — объем емкости и проходные сечения примыкающих к ней труб ( $V > 0$ ).

Индексы 1 и 2 относятся к подходящему к емкости и отходящему от нее участкам впускного трубопровода. При  $V=0$  уравнения (1) заменяются на соотношения  $p_1=p_2$ ,  $u_1=u_2$ .

Квазилинейная модель процессов в емкости рассматривается на основе следующих уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Система исходных уравнений газовой динамики, описывающая неустановившийся поток во впускном тракте, а также система (2) — в случае квазилинейной модели процессов в емкости — заменяются соответствующими системами характеристических уравнений в безразмерных переменных  $\lambda$ ,  $\beta$ , определяемых соотношениями

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U; \quad \beta = A - \frac{k-1}{2} U, \quad (3)$$

где  $A = \frac{a}{a_0}$ ;

$U = \frac{u}{a_0}$  — безразмерные скорости звука и потока;

$a_0$  — скорость звука в состоянии покоя.

Система характеристических уравнений решается разностным методом в заданном прямоугольном поле плоскости  $(x, t)$  с фиксированной сеткой. В результате решения на каждом временном слое (при фиксированном  $t$ ) во всех узловых точ-

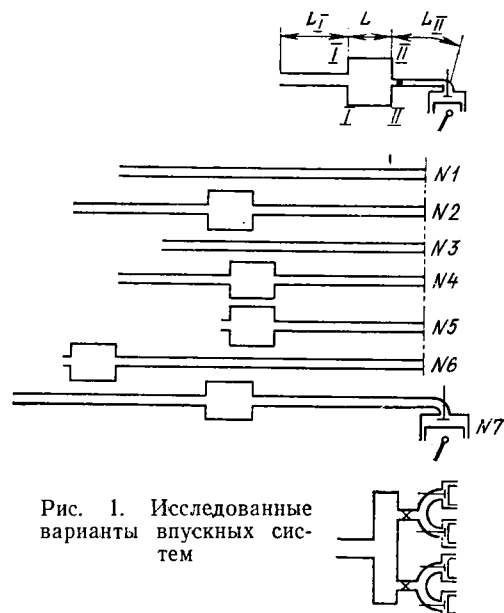


Рис. 1. Исследованные варианты впускных систем

ках, за исключением точек граничных сечений (сечения I—I, II—II на рис. 1), определяются переменные  $\lambda$ ,  $\beta$ , связанные с параметрами потока соотношениями

$$\begin{aligned} a &= a_0 \frac{\lambda + \beta}{2}; \quad u = a_0 \frac{\lambda - \beta}{k-1}; \quad p = p_0 \left( \frac{\lambda + \beta}{2} \right)^{\frac{2k}{k-1}}; \\ \rho &= \frac{k p}{a_0^2} \left( \frac{\lambda + \beta}{2} \right)^{\frac{2}{k-1}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Недостающие переменные ( $\lambda$  или  $\beta$ ) в точках граничных сечений определяются с помощью граничных условий, которыми являются уравнения неразрывности, а также (в зависимости от направления потока) интеграл Бернулли или равенство давлений с обеих сторон сечения. При этом воздействие на поток, выходящий из емкости в прилегающие участки трубопровода, со стороны входных кромок вызывает сужение струи и потери давления, учитывается введением в интеграл Бернулли для этих сечений соответствующих значений коэффициентов расхода  $\alpha_I$  и  $\alpha_{II}$ , определяемых из стационарной продувки или по литературным данным.

Уравнения решались как для квазистационарной модели, так и для квазилинейной. Однако расчеты показали, что одномерную квазилинейную модель из-за недостаточной ее точ-

ности можно использовать только при емкости с  $L/D \geq 1$ . Поэтому здесь приводится решение только для квазистационарной модели.

Граничные условия в сечениях I—I, II—II для квазистационарной модели записываются в следующей форме. Для сечения I—I: если  $u_1 \geq 0$ , то

$$p_1 = p \quad \text{или} \quad p_0 \left( \frac{\lambda_1 + \beta_1}{2} \right)^{\frac{2k}{k-1}} = p,$$

откуда неизвестное

$$\beta_1 = 2 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \lambda_1; \quad (5)$$

если  $u_1 < 0$ , то интеграл Бернулли принимает следующую форму:

$$\frac{a_0^2}{k-1} \left( \frac{\lambda_1 + \beta_1}{2} \right)^2 + \frac{a_0^2}{2\gamma_1^2} \left( \frac{\lambda_1 - \beta_1}{k-1} \right)^2 = \frac{a^2}{k-1}, \quad (6)$$

где  $a^2 = \frac{k p}{\rho}$ .

Из выражения (6) имеем

$$\beta_I = \frac{-\lambda_I \left[ \alpha_I^2 (k-1) - 2 \right] + 2\alpha_I \sqrt{\left\{ A^2 \left[ \alpha_I^2 (k-1) + 2 \right] - 2\lambda_I^2 \right\} (k-1)}}{\alpha_I^2 (k-1) + 2}. \quad (7)$$

Для сечения II—II аналогично получаем при  $u_{II} > 0$

$$\lambda_{II} = \frac{-\beta_{II} \left[ \alpha_{II}^2 (k-1) - 2 \right] + 2\alpha_{II} \sqrt{\left\{ A^2 \left[ \alpha_{II}^2 (k-1) + 2 \right] - 2\beta_{II}^2 \right\} (k-1)}}{\alpha_{II}^2 (k-1) + 2}, \quad (8)$$

при  $u_2 \leq 0$

$$\lambda_{II} = 2 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \beta_{II}. \quad (9)$$

Расчеты выполнены для трех одноцилиндровых двигателей с  $S/D=95/108$ ,  $S/D=75/92$  и  $S/D=70/82$ . Результаты расчетов в целях выяснения оправданности принятых математических моделей процессов в емкости сопоставляются с экспериментальными на двух одноцилиндровых отсеках двигателей с  $S/D=95/108$  и  $S/D=70/82$ . В этих экспериментах на режимах прокручивания определялся коэффициент наполнения (посредством ротационных расходомеров) и осуществлялось осциллографирование давления в емкости и во впускном трубопроводе на расстоянии 200 мм от клапана (посредством пьезокварцевых датчиков низкого давления фирмы RFT и шлейфного осциллографа). На рис. 1 показаны исследованные варианты впускных систем, а на рис. 2, а и 3 сопоставляются результаты некоторых из выполненных расчетов и экспериментов.

Результаты расчетов наполнения двигателей с прямыми впускными трубопроводами постоянного сечения близки к экспериментам по значениям коэффициента наполнения и по характеру и абсолютным значениям колебаний давления в трубопроводе (рис. 2, а и 3, кривые № 1). С введением в эти трубопроводы емкости значительно изменяются колебания давления во впускном тракте, в том числе и в сечении у клапана —  $p_k$  и, как следствие, коэффициент наполнения. Например, для вариантов впускной системы № 1 и № 2 (рис. 1) уменьшение  $\eta_v$  составляет примерно 10%. Причиной этого, как видно из кривых 2 на рис. 3, является значительное уменьшение абсолютных значений давления в сечении у клапана во второй половине периода впуска. Все это, в свою очередь, обусловливается понижением частоты собственных колебаний воздушного столба во впускной системе при введении в нее емкости, дополнительными потерями (вследствие развивающихся инерционных колебаний давления в емкости и прилегающих к ней участках и скорости) и уменьшением эффективности преобразования волны разрежения (обусловленной подсосом воздуха действием поршня) в волну давления. Изменения ко-

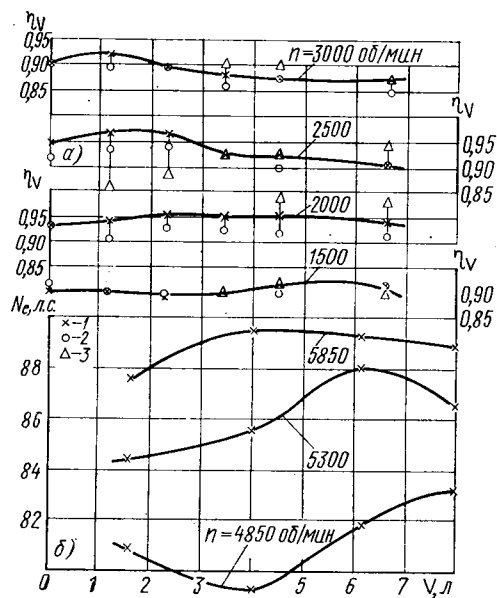


Рис. 2. Результаты расчетного и экспериментального определения влияния величины емкости во впускной системе на коэффициент наполнения одноцилиндрового отсека (а) и мощность полноразмерного экспериментального двигателя (б):

1 — экспериментальные точки; 2 — расчетные точки по квазистационарной модели; 3 — расчетные точки по квазилинейной модели

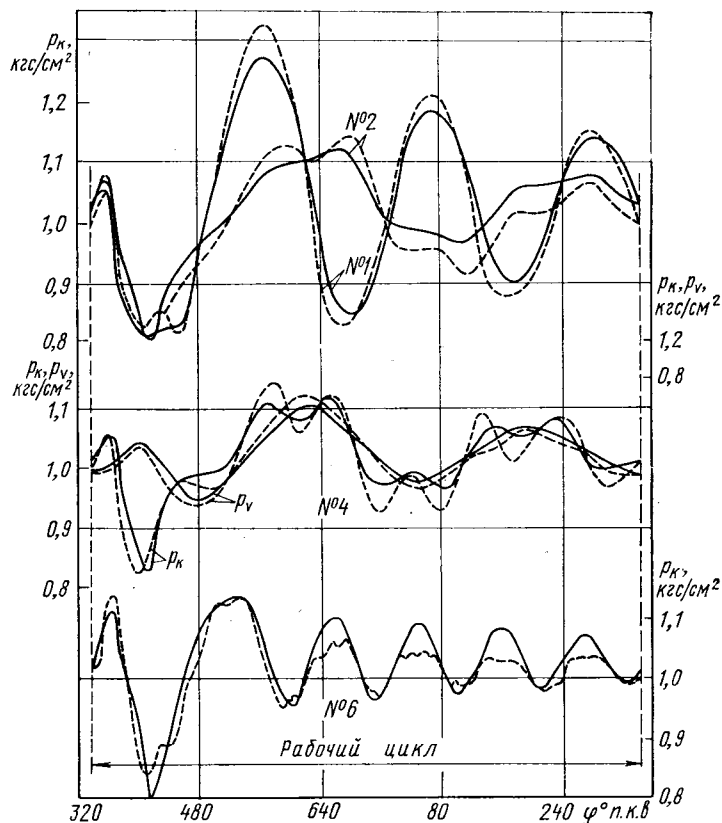


Рис. 3. Сопоставление результатов расчетного и экспериментального определения колебаний давления в различных вариантах впускного тракта одноцилиндрового отсека двигателя с  $S/D=95/108$ :

№ 1 —  $\eta_v^0 = 0,945$ ;  $\eta_v^0 = 0,96$ ; № 2 —  $\eta_v^0 = 0,85$ ;  $\eta_v^0 = 0,86$ ; № 4 —  $\eta_v^0 = 0,87$ ;

$\eta_v^0 = 0,89$ ; № 6 —  $\eta_v^0 = 0,93$ ;  $\eta_v^0 = 0,945$

(сплошные линии — расчетные, штриховые — экспериментальные)

лебаний и коэффициента наполнения при укорочении и удлинении труб в основном обуславливаются соответствующими изменениями собственных колебаний воздушного столба. Наименьшее влияние емкости на наполнение наблюдается при расположении ее вблизи открытого конца впускной системы.

На рис. 2, а и 3 показано, что квазистационарная модель процессов в емкости обеспечивает достаточную надежность и точность результатов расчетов во всем рассматриваемом диапазоне изменения объема емкости и ее геометрии (кривые на рис. 2, а получены при  $L/D=0,15 \div 0,82$ , а на рис. 3 —  $L/D=1,2$ ), а также длины впускного трубопровода ( $L_{тр} = L_1 + L_2 = 750 \div 1750$  мм).

Таким образом, разработанная математическая модель процессов в емкости обеспечивает достаточную для практических целей достоверность и точность результатов расчетов и поэтому рекомендуется для практического использования.

Анализ влияния емкости на протекание и показатели наполнения выполнен путем расчетного исследования одноцилиндрового двигателя с  $S/D=75/92$  по скоростной характеристике в диапазоне 1500—5000 об/мин, при различных емкостях ( $V=0 \div 3$  л) и длинах трубопровода ( $L_{тр}=350 \div 600$  мм). Влияние емкости на коэффициент наполнения и мощность определялось и экспериментально на одноцилиндровом отсеке ( $V=0 \div 6,9$  л) и полноразмерном экспериментальном четырехцилиндровом двигателе с  $S/D=70/82$  и впускной системой, схема которой указана на рис. 1 ( $V=1,6 \div 8$  л).

Расчеты выполнены при использовании квазистационарной модели процессов в емкости. Их основная цель — выявить, как можно улучшить наполнение двигателя. В связи с этим в качестве исходных рассматривались конструктивные параметры впускного трубопровода, близкие к таковым в полноразмерном экспериментальном шестицилиндровом двигателе с  $S/D=75/92$  ( $L_1=150$ ,  $D_1=36$ ,  $L_2=300$ ,  $D_2=40$  мм).

Как отмечалось, введение во впускную систему емкости сказывается на колебаниях и наполнении сложным образом. Поэтому в целях упрощения анализа результатов на рис. 4 наряду с расчетными показателями газообмена при различных объемах емкости приводятся также результаты расчетов наполнения двигателя с впускными системами в виде прямой цилиндрической трубы разной длины. Из рис. 4, а видно, что исходное значение длины впускного трубопровода ( $L_{тр} =$

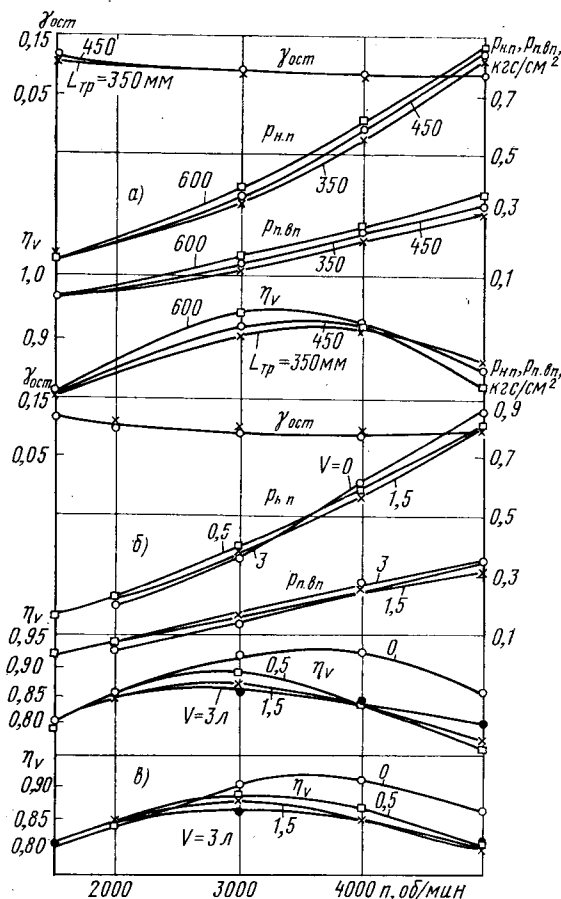


Рис. 4. Изменение расчетных показателей газообмена по скоростной характеристике:

а —  $V=0$ ; б —  $L_{тр}=450$  мм; в —  $L_{тр}=350$  мм

= 450 мм) близко к оптимальному. Так, при уменьшении длины трубы до 350 мм коэффициент наполнения  $\eta_v$  снижается на 0—1,5% практически по всей скоростной характеристике, а при увеличении до 600 мм величина  $\eta_v$ , хотя и возрастает на 0—4% в области  $n=1500-4000$  об/мин, но одновременно уменьшается на 2% при номинальных 4500 об/мин. Учитывая это и то, что с введением во впускную систему емкости, как и при удлинении трубопровода, уменьшается частота собственных колебаний воздушного столба в ней, понятна качественная сторона изменения коэффициента наполнения по скоростной характеристике (рис. 4, б, в): уменьшение  $\eta_v$  при высоких числах оборотов и смещение  $\eta_{v \max}$  в сторону низких чисел оборотов. Объяснить же полученное значительное уменьшение абсолютных величин коэффициента наполнения только изменением частотной характеристики впускной системы нельзя. Действительно, как показали расчеты, исходный впускной тракт с введением в него емкости объемом 0,5 л по частоте собственных колебаний воздушного столба становится практически равноценным впускному трубопроводу длиной 600 мм, однако коэффициент наполнения при этом по всей скоростной характеристике оказывается ниже на 0—8%. Это объясняется тем, что практически на всех режимах работы двигателя наблюдается запаздывание переднего фронта первой основной отраженной волны давления и уменьшение амплитуды колебаний  $p_k$ , возрастающее с повышением числа оборотов и увеличением емкости, и, как следствие, уменьшение положительных значений давления  $p_k$  во второй половине периода впуска и соответственно коэффициента наполнения. С увеличением объема емкости на величину коэффициента наполнения оказывает влияние не только основная частота собственных колебаний газов, но и колебания газов во впускной системе с более высокой частотой, обусловленные взаимодействием волн давления в граничных с емкостью сечениях трубопровода, а также отражение волны разрежения от граничного с емкостью сечения трубопровода, расположенного со стороны клапана. Так как этот трубопровод является частью впускной системы, отраженная от его конца волна давления приходит раньше основной волны, отраженной от открытого конца впускной системы. Это приводит к появлению «всплесков» давления на кривой  $p_k(\varphi)$  в первой половине периода впуска, результатом чего является некоторое повышение коэффициента наполнения. Такие всплески уже заметны при емкости 0,5 л. При больших значениях объема емкости, наряду с увеличением амплитуды указанных всплесков на кривой  $p_k(\varphi)$  в первой части периода впуска, они появляются и в конце периода впуска. В результате характер колебаний и их влияние на наполнение существенно усложняются. Теперь уже не представляется возможной простая количественная связь между частотой собственных колебаний и процессом наполнения, как это наблюдается в двигателе с индивидуальными на каждый цилиндр впускными трубами постоянного сечения.

Связь остальных показателей газообмена с наличием и величиной объема емкости ощущается в меньшей степени. Например, емкость практически совсем не сказывается на величине коэффициента остаточных газов  $\gamma_{ост}$ , и в связи со значительной деформацией колебаний кривых давления и скорости потока во впускной системе увеличение объема емкости и коэффициента наполнения не всегда сопровождается повышением насосных потерь (рис. 4, б), как это обычно бывает при увеличении длины впускного трубопровода постоянного сечения (рис. 4, а).

Таким образом, рассмотренные результаты свидетельствуют как о значительном влиянии емкости на колебания во впускной системе и на протекание процесса наполнения, так и о принципиальной невозможности в случаях правильного выбора конструктивных параметров впускных систем, выполненных в виде индивидуальных на каждый цилиндр трубопроводов постоянного сечения, повысить коэффициент наполнения в области высоких чисел оборотов при введении емкости. Однако с помощью использования емкостей в автомобильных двигателях (характеризующихся высокой оборотностью и малой длиной впускного тракта) с индивидуальными впускными трубами можно корректировать протекание кривой  $\eta_v(n)$  и соответственно кривой крутящего момента, а так-

же улучшать коэффициент наполнения в области средних и низких чисел оборотов. Для исследуемого двигателя такое улучшение коэффициента наполнения, как видно из рис. 4, в, происходит при уменьшении длины впускного трубопровода до 350 мм в области  $n \leq 2800$  об/мин и составляет 1,5—2% (при одновременном более существенном уменьшении величины  $\eta_v$  в области высоких чисел оборотов). При этом ( $V=0,5$  л) коэффициент наполнения на 4—4,5% оказывается выше, чем при  $L_{тр}=450$  мм и  $V=0,5$  л.

Анализ влияния емкости на колебания давления  $p_k$  при различных значениях длины впускного трубопровода показывает, что при минимальной рассмотренной длине трубопровода  $L_{тр}=350$  мм наблюдается более ранний приход первой отраженной волны давления к клапану. Это и более высокий уровень давления  $p_k$  в первой половине периода впуска обеспечивают указанное выше увеличение коэффициента наполнения на 4—4,5% при 4500 об/мин по сравнению с исходным впускным трубопроводом с емкостью  $V=0,5$  л. Из этих результатов следует, что за счет соответствующего укорочения впускного трубопровода возможно существенно уменьшить неизбежное при наличии емкости понижение коэффициента наполнения на режимах высоких чисел оборотов автомобильных двигателей.

Полученные расчетные результаты об ограниченных возможностях улучшения коэффициента наполнения за счет использования емкостей во впускных системах, выполненных в виде индивидуальных на каждый цилиндр впускных труб, подтверждают и результаты экспериментального исследования влияния емкости на коэффициент наполнения одноцилиндрового отсека двигателя с  $S/D=70/82$  (рис. 4, а). Увеличение коэффициента наполнения во всей рассмотренной области чисел оборотов не превышает 2—3%. При этом в области низких чисел оборотов максимальные значения  $\eta_v$  отмечаются при больших значениях емкости. С повышением числа оборотов величина  $(\eta_v)_{\max}$  уменьшается. В результате максимальные значения коэффициента наполнения и мощности двигателя (изменяющейся на 2—6% в рассмотренной области чисел оборотов при изменении объема) наблюдаются при соотношениях частоты собственных колебаний к вынужденным, близким к 4,5.

Изменение коэффициента в наполнении и мощности экспериментального четырехцилиндрового двигателя с  $S/D=70/82$  при различных значениях объема емкости (от 1,6 до 8 л) составляет по скоростной характеристике 2—5%. Однако каждое из рассмотренных значений объема обеспечивает максимальное значение  $\eta_v$  и мощности лишь в определенном узком диапазоне чисел оборотов. Например,  $(N_e)_{\max} = f(V)$  в области вы-

соких чисел оборотов, близких к номинальному, бывают при следующих значениях объема емкости: 4 л при 5850 об/мин; 6,1 л при 5300 об/мин и 8 л при 4850 об/мин (рис. 2, б). В связи со сложной картиной взаимодействия колебаний в каждом из элементов рассматриваемой разветвленной системы с емкостью единого для всей скоростной характеристики оптималь-

ного значения параметра  $K = \frac{\omega_c}{\omega_b}$  выделить не удастся.

Более или менее близкие друг к другу значения  $K_{опт}$  можно выделить лишь для высоких чисел оборотов и числа оборотов при максимальном крутящем моменте, они равняются соответственно  $\sim 0,67$  и  $\sim 1,26$ . Эксперименты показали, что и в разветвленных впускных системах с дополнительными емкостями за счет правильного выбора последних можно улучшить наполнение и мощностные показатели четырехтактного двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Киселев Б. А., Ибрагимов Б. Р. Труды НАМИ. Вып. 118, 1969.
2. Ховах М. С., Киселев Б. А., Ибрагимов Б. Р. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 9.
3. Киселев Б. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.

# Распределение воздуха и горючей смеси по цилиндрам V-образного шестицилиндрового двигателя

Канд. техн. наук Л. А. ЗАХАРОВ

Заволжский моторный завод

**В** СОВРЕМЕННЫХ многоцилиндровых карбюраторных двигателях неравномерность по составу горючей смеси в отдельных цилиндрах достигает 35% [1].

На неравномерное распределение воздуха и топлива по цилиндрам V-образных двигателей существенное влияние оказывает впускная система: воздушный фильтр, карбюратор, каналы во впускном трубопроводе и головке цилиндров. Кроме того, влияет вид подогрева горючей смеси и порядок работы цилиндров.

При исследовании ставили задачу — улучшение распределения воздуха и топлива по цилиндрам V-образного шестицилиндрового двигателя.

Работа проводилась следующим образом. Деревянные макеты впускных систем исходного (рис. 1, а) и экспериментального (рис. 1, б) вариантов продувались на безмоторной установке. Впускные каналы первого варианта имели прямоугольные поперечные сечения площадью  $F=1280 \text{ мм}^2$ , а второго варианта — круглые с переходом в овальные поперечные сечения площадью  $F=1134 \text{ мм}^2$ .

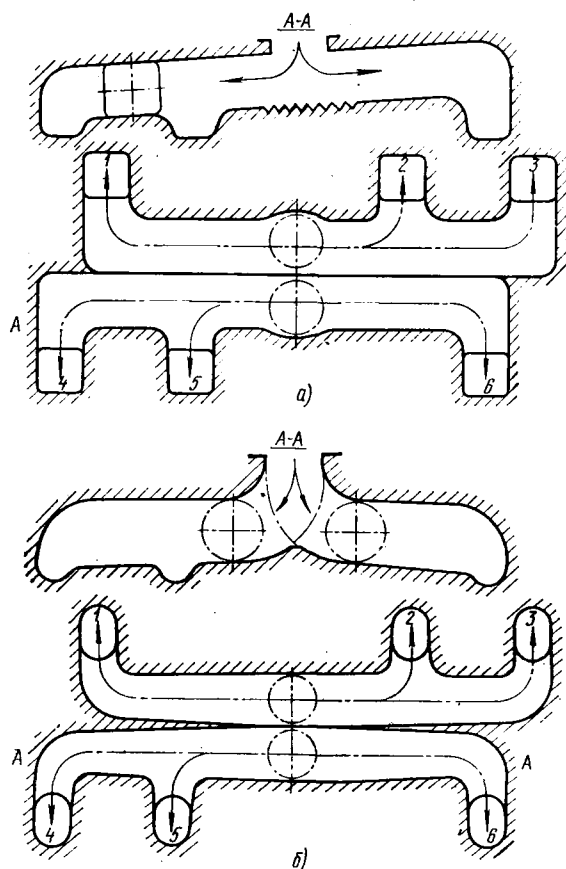


Рис. 1. Схемы впускных труб первого (а) и второго (б) вариантов (1—6 — номера цилиндров)

При этом неравномерность распределения воздуха по отдельным цилиндрам определяли так. В цилиндре создавали среднее давление, соответствующее реальному двигателю для выбранного числа оборотов, и определяли расход воздуха, проходящего через впускную систему с помощью насадков вакуумной установки. Исследовались следующие элементы впускных систем: один канал в головке цилиндров с насадком; один канал в головке цилиндров с впускной трубой и насадком; канал в головке цилиндров, впускная труба, карбюратор с насадком; канал в головке цилиндров, впускная труба, карбюратор и воздушный фильтр; система впуска в

сборе вместе с клапаном при его подъеме от 0 до 10,5 мм через шаг 0,5 мм, а также с открытием дроссельной заслонки на 100, 75, 50 и 25%. В таком порядке были исследованы все каналы двигателя. Неравномерность распределения воздуха по цилиндрам определяли по следующей зависимости:

$$H_{p.v} = \left( \frac{V_d}{V_{d.c.p}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (1)$$

где  $V_{d.c.p} = \frac{\sum_{i=1}^n V_d}{i}$  — средний расход воздуха через цилиндр двигателя в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$V_d$  — расход воздуха через цилиндр при давлении в цилиндре  $p_a$ ;

$i$  — число цилиндров двигателя.

Результаты продувки отдельных элементов и системы впуска в сборе с двухсекционной впускной трубой первого варианта показывают, что за счет каналов в головке цилиндров неравномерность доходит до 3,7%, установка впускной трубы увеличивает эту неравномерность до 7,5%, установка карбюратора с воздушным фильтром уменьшает неравномерность до 4%, а установка клапана почти не влияет на величину, но изменяет характер распределения.

Продувка впускной системы второго варианта с почти одинаковым по отдельным каналам гидравлическим сопротивлением и уменьшенной на 12% площадью поперечного сечения показала, что неравномерность можно уменьшить до 2%, т. е. улучшить на 50% за счет равного сопротивления всех впускных каналов.

По результатам испытаний на безмоторной установке изготовлена впускная система второго варианта для развернутого двигателя. Исследование двух вариантов систем выполнено методом прокручивания вала двигателя I и II. На безмоторной установке было выявлено, что различие в наполнении отдельных цилиндров двигателя является следствием неодинакового сопротивления отдельных ветвей впускной системы, а на развернутом двигателе, кроме этого, оказывают влияние и газодинамические процессы, возникающие в системе впуска. Для сопоставления результатов, получаемых на разных двигателях, степень количественной неравномерности обычно выражают в процентах и представляют как величину отклонения весового наполнения одного цилиндра в миллиграммах за цикл на 1 л рабочего объема от среднего весового наполнения одного цилиндра за цикл на 1 л рабочего объема по двигателю:

$$H_x = \left( \frac{G_{ц.x}}{G_{ц.c.p}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (2)$$

где  $G_{ц.x}$  — весовое наполнение одного цилиндра в мг за цикл на 1 л;

$G_{ц.c.p} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{д.в}}{i V'_h}$  — среднее весовое наполнение одного цилиндра в мг/цикл·л;

$G_{д.в}$  — действительное весовое наполнение цилиндра в мг/цикл·л;

$x$  — порядковый номер цилиндра;

$V'_h$  — рабочий объем цилиндра двигателя в мг/цикл·л.

Результаты распределения воздуха по цилиндрам при прокручивании вала двигателя с разным числом оборотов вала для систем впуска первого (штриховые линии) и второго (сплошные линии) вариантов приведены на рис. 2. Анализ показывает, что степень количественной неравномерности достигает максимума при малых оборотах вала с обоими вариантами систем впуска. Причина этого заключается в различных длинах впускных каналов, подводящих воздух к цилиндрам двигателя. С увеличением числа оборотов вала двигателя неравномерность распределения воздуха по цилиндрам становится

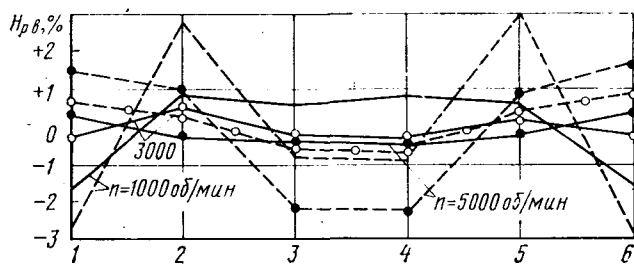


Рис. 2. Неравномерность распределения количества воздуха по цилиндрам при прокрутке вала с полностью открытым дросселем (1—6 — номера цилиндров)

ся минимальной, а затем вновь увеличивается. Это может быть объяснено неодинаковым гидравлическим сопротивлением впускных каналов и колебанием давлений потока горючей смеси [2].

Представляет интерес влияние не только впускной системы, но отдельных элементов системы на распределение воздуха по цилиндрам двигателя. С этой целью проведены исследования систем впуска первого (штриховые линии) и второго (сплошные линии) вариантов методом последовательного исключения основных элементов, составляющих систему.

По результатам, представленным на рис. 3 для скоростного режима  $n=5000$  об/мин, характеризующим распределение воздуха по цилиндрам двигателя, можно установить, что наибольшая степень количественной неравномерности весового наполнения цилиндров двигателя при системе второго варианта возникает от впускных каналов в головке цилиндров. С установкой впускной трубы она несколько уменьшается и при установке карбюратора и воздушного фильтра на двигатель достигает минимального значения. Такая закономерность определяется влиянием рассмотренных выше сопротивлений, а также газодинамическими процессами в системе впуска в связи с влиянием скоростей движения потоков на различных режимах работы двигателя.

К такому заключению можно также прийти на основании анализа сводных данных таблицы, в которой обобщены результаты исследований для диапазона скоростных режимов от  $n=1000$  до  $n=5000$  об/мин.

Впускная система второго варианта, изготовленная с учетом данных исследований по первому этапу, заметно снизила степень количественной неравномерности распределения воздуха по цилиндрам 1—6 двигателя на всех числах оборотов коленчатого вала. Для окончательного суждения о совершенстве той или иной впускной системы необходимо было провести испытания двигателя, работающего под нагрузкой, с системой впуска по первому и второму вариантам.

Неравномерность распределения горючей смеси по цилиндрам определялась по температурам отработавших газов в зависимости от состава смеси. При значении  $\alpha$ , близком к 0,9, кривая температур имеет ярко выраженное максимальное значение. Если предположить, что во всех цилиндрах одного двигателя наибольшая средняя температура газов достигается при одинаковом составе рабочей смеси, то по изменению температур газов можно судить о степени неравномерности распределения смеси по цилиндрам.

Для определения неравномерности распределения смеси по этому способу во всех цилиндрах двигателя, работающего при постоянном положении дроссельной заслонки, постоянном чис-

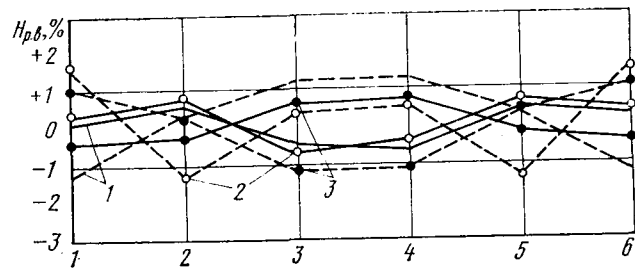


Рис. 3. Влияние элементов впускной системы на неравномерность распределения воздуха по цилиндрам при прокручивании вала:

1 — каналы в головке цилиндров с насадком; 2 — каналы в головке цилиндров с впускной трубой и насадком; 3 — каналы в головке цилиндров с впускной трубой и карбюратором с насадком

ле оборотов и неизменном угле опережения зажигания, измерялась средняя температура отработавших газов при снятии регулировочных характеристик по составу смеси. Средняя температура выпускных газов определялась хромель-алюмелевыми термопарами, которые устанавливались за выпускными клапанами. Степень неравномерности распределения смеси для каждого из цилиндров определялась по формуле

$$D_i = \left( \frac{\alpha_r}{\alpha_{di}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (3)$$

где  $\alpha_r$  — действительный состав смеси в цилиндре двигателя, при котором средняя температура газов достигает максимального значения;

$\alpha_{di}$  — состав смеси, подаваемой карбюратором в двигатель в то время, когда в  $i$ -м цилиндре температура газов достигает наибольшего значения.

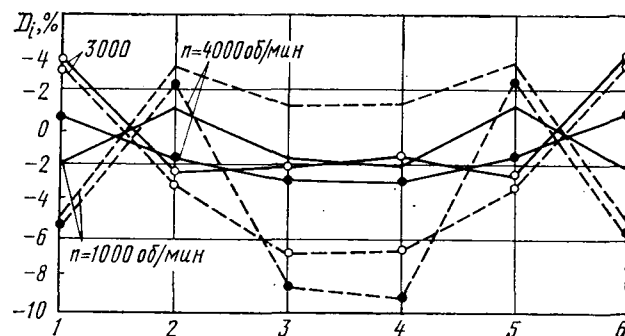


Рис. 4. Неравномерность распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя, работающего под нагрузкой при открытии дросселя 100%

График изменения неравномерности распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя, построенный по экспериментальным данным с учетом зависимости (3), показан на рис. 4.

При малых числах оборотов коленчатого вала двигателя (1000—1500) наибольшая неравномерность распределения смеси по цилиндрам 8% наблюдалась при работе двигателя с системой впуска первого варианта (штриховые линии), тогда как

Распределение весового наполнения по цилиндрам двигателя в процентах

Элементы впускной системы	Цилиндры двигателя	n=1000 об/мин		n=2000 об/мин		n=3000 об/мин		n=4000 об/мин		n=5000 об/мин	
		Первый вариант	Второй вариант	Первый вариант	Второй вариант	Первый вариант	Второй вариант	Первый вариант	Второй вариант	Первый вариант	Второй вариант
Головка цилиндров с насадком	1 и 6	-2,8	-1,0	-2,3	-0,6	-1,4	+0,5	-0,2	+0,2	-1,2	+0,0
	2 и 5	+1,2	-0,2	+0,9	0,0	+0,7	+0,2	+0,9	+0,9	+0,1	+0,6
	3 и 4	+1,8	+1,0	+1,3	+0,4	+0,9	-0,9	-0,5	-0,7	+1,2	-0,8
Головка цилиндров, впускная труба с насадком	1 и 6	-5,8	-0,6	+1,1	+1,3	+1,3	-1,2	+0,4	+0,4	+1,4	+0,2
	2 и 5	+4,3	+2,8	+1,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,8	-0,2	-1,2	+0,6
	3 и 4	+1,0	-2,5	-2,1	-1,4	-1,5	+0,9	-1,2	-0,4	0,0	-0,6
Головка цилиндров, впускная труба, карбюратор с насадком	1 и 6	-1,9	-0,8	-0,6	+0,7	+1,5	+1,4	+0,6	0,0	+1,0	-0,4
	2 и 5	+5,4	+2,3	+1,9	+0,9	+1,7	-0,4	+1,0	+0,8	+0,2	0,0
	3 и 4	-3,6	-1,2	-1,3	-1,3	-3,4	-1,3	-1,8	-0,4	-1,2	+0,6
Впускная система в сборе	1 и 6	-2,7	-1,7	-2,0	-1,1	+0,6	-0,2	+0,8	+0,6	+1,5	+0,4
	2 и 5	+2,7	+0,7	-0,2	-0,2	+0,2	+0,3	+1,1	-0,2	-0,5	-0,2
	3 и 4	-0,5	+0,8	+1,4	+1,2	-0,5	-0,2	-1,7	-0,4	-2,1	-0,4



с системой впуска второго варианта (сплошные линии) она не превышала 3%.

При средних и больших числах оборотов коленчатого вала двигателя (2000—4000) наибольшая неравномерность 12% была получена с системой впуска первого варианта, а для экспериментальной системы впуска снижалась до 4%.

Полученные результаты подтвердили преимущества экспериментального впускного тракта с точки зрения равномерности распределения горючей смеси по цилиндрам. Следовательно, принципы, заложенные в основу его разработки (одинако-

вое сопротивление патрубков впускного трубопровода и более высокие скорости потока смеси в патрубках, питающих отдельные цилиндры), обеспечили снижение неравномерности распределения смеси на 50—60%.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев В. И. и др. Распределение смеси в карбюраторном двигателе. М., «Машиностроение», 1966.
2. Захаров Л. А. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.

УДК 621.43—233.13

## Определение температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя

Канд. техн. наук Г. С. ИСАВИН, С. С. НАУМОВ, В. С. ДЕНИСОВ, Б. М. ЛИВАНОВ

НАМИ

**НАДЕЖНОСТЬ** и долговечность работы вкладышей подшипников коленчатого вала зависит от их теплового состояния. Тепловое состояние вкладышей зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы подшипника, состояния поверхностей трения, интенсивности отвода тепла циркулирующей смазкой и способности к теплопередаче самих вкладышей и сопряженных с ними деталей. Определение теплового состояния вкладышей в зависимости от главных из перечисленных факторов является важной задачей при оценке надежности их работы.

Была измерена температура во вкладышах подшипников рядного четырехцилиндрового автомобильного бензинового двигателя с рабочим объемом  $V_h = 1,48$  л и мощностью  $N_e = 75$  л. с. при  $n = 5800$  об/мин.

Исследовались вкладыши со свинцовистой бронзой, нанесенной на стальное основание методом порошковой металлургии. Конструктивные параметры подшипников следующие:

	Коренной подшипник	Шатунный подшипник
Диаметр шейки вала в мм	59,955	51,992
Ширина рабочей части вкладыша в мм	19,930	20,700
Толщина вкладыша в мм	1,850	1,850
Диаметральный зазор в мм	0,055	0,048

Для диаметров шеек вала и диаметральных зазоров приведены их средние значения, полученные при измерениях. Ширина рабочей части и толщина вкладышей указаны по чертежу.

Исследования проводились в стендовых условиях. Температура вкладышей измерялась с помощью хромель-копелевых термопар.

В качестве регистрирующего прибора использовался самопишущий потенциометр ЭПП-09 РДМ со шкалой от 0 до 300° с ценой деления 2°С, позволяющий последовательно измерять температуру в 24 точках.

Термометрированию подвергались вкладыши первого, третьего и пятого коренных подшипников (с идентичными опорными диаграммами нагрузок) и вкладыши шатунного подшипника второго цилиндра. Измерение температуры в нескольких коренных подшипниках позволило оценить идентичность условий их работы, а также гарантировать получение результатов, не зависящих от случайных причин. На каждом из подшипников было установлено восемь термопар, размещенных с таким расчетом, чтобы получить возможность измерения температурного поля вкладышей по окружности в двух сечениях подшипника.

Все термопары устанавливались на расстоянии 0,10—0,15 мм от внутренней рабочей поверхности вкладышей и закреплялись оловянно-свинцовым с присадкой цинка припоем, температура плавления которого 340°С, или обычным оловянным припоем с последующей зачеканкой.

При термометрировании шатунного подшипника термопары устанавливались посередине верхнего и нижнего вкладышей.

Термо-э.д.с. от горячего спая термопар, установленных во вкладышах шатунного подшипника, передавалась по специальному проводу к верхней головке шатуна, на которой установлена текстолитовая колодка с четырьмя изолированными друг от друга контактными пластинами. Наружная поверхность пластин обработана по радиусу, центр которого совпадает с

осью поршневого пальца. По пластинам при работе двигателя скользят четыре подпружиненные медно-графитовые щетки, установленные в текстолитовой колодке, которая закреплена на днище поршня. Термо-э.д.с. от щеток по изолированным проводам, проложенным во внутренней полости поршня, поступает к вильчатому токосъемнику [1]. Для передачи сигнала термопар к регистрирующей аппаратуре применялся метод, изложенный в работе [1].

В начале исследований была выявлена зависимость температурного состояния вкладышей от времени обкатки двигателя при малых нагрузках. В результате этих исследований установлено, что при температуре масла 70°С и воды в системе охлаждения 80°С, больших нагрузках и в диапазоне оборотов 1500—2100 в минуту температура вкладышей коренных подшипников не зависит от числа оборотов двигателя. В первый период обкатки температура подшипников повышается, по истечении 4—4,5 ч начинает уменьшаться и после 9 ч работы стабилизируется.

Можно предположить, что указанный характер зависимости температуры от времени обкатки присущ тем случаям, когда после сборки нового двигателя в нем остается некоторое количество технологической грязи (окалины, абразива, частичек металлической стружки и т. д.), которая до того, как она отфильтруется, интенсивно поступает к подшипникам. Затем происходит постепенное ее вымывание и фильтрация. При этом изменение температуры вкладышей в зависимости от времени находится в прямой связи с изменением условий трения в подшипниках в рассматриваемый период. Исследование температурного состояния вкладышей, выполненное после обкатки двигателя, позволило получить распределение температуры по окружности вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по внешней скоростной и нагрузочным характеристикам на разных числах оборотов. Во всех испытаниях температура воды в системе охлаждения поддерживалась равной 80°С.

Результаты исследований показали, что во всех коренных подшипниках распределение температуры по окружности является приблизительно равномерным. Некоторое возрастание температуры наблюдается в средней зоне нижнего вкладыша.

Полученные зависимости средних для всех измеренных по окружности (исключая среднюю зону нижних вкладышей) температур вкладышей коренных подшипников от числа оборотов при работе двигателя с полной нагрузкой приведены на рис. 1, а. На рис. 1, б приведены аналогичные зависимости для средней зоны нижних вкладышей. Кривые изменения температуры вкладышей соответствуют разным (в диапазоне 60—100°С) значениям температур масла в системе смазки. Давление масла в системе смазки  $p_m$  при этих испытаниях поддерживалось равным 4 кгс/см<sup>2</sup>.

Из рис. 1 следует, что при каждой из данных температур масла в системе смазки рост числа оборотов двигателя сопровождается одновременным возрастанием температуры вкладышей, которое связано с изменением мощности трения и соответственно тепловыделения в подшипниках.

С повышением числа оборотов вала из-за увеличения прокачивания масла через подшипники и температурного градиента в них теплоотвод от подшипников также возрастает. Это обстоятельство, а также оказываемое в фазе жидкостного трения

влияние уменьшения вязкости масла сдерживают рост температуры подшипников. Однако при постоянной температуре масла, поступающего в подшипник, стабилизация теплового режима вкладышей с увеличением числа оборотов вала происходит при более высоких значениях температур. Интенсивность повышения расхода масла через коренные подшипники с увеличением числа оборотов обычно уменьшается [3], в связи с чем в этих условиях рост температуры вкладышей происходит, наоборот, с возрастающей интенсивностью.

При замене менее вязкого масла АС-8 более вязким М10Г вследствие увеличения мощности трения в подшипниках температурная кривая смещается вверх.

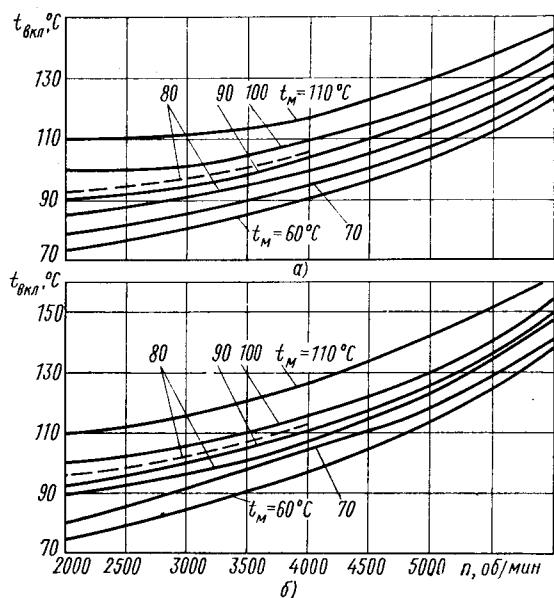


Рис. 1. Изменение температур вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по внешней характеристике при различных температурах масла

С увеличением температуры масла в системе смазки каждая из кривых на рис. 1 смещается вверх вследствие уменьшения интенсивности охлаждения подшипников. Вместе с тем, по мере увеличения температуры масла в системе смазки крутизна протекания температурных кривых вкладышей подшипников в зависимости от оборотов стремится к уменьшению. Последнее обстоятельство связано с относительным уменьшением интенсивности роста мощности трения из-за уменьшения вязкости масла и связанного с этим уменьшения темпа тепловыделения в подшипниках.

С увеличением скоростного режима двигателя от 2000 до 6000 об/мин возрастание температуры в средней зоне нижних вкладышей оказывается примерно на 10–15°C больше, чем в остальной зоне подшипника. Последнее может быть связано с большим проявлением влияния увеличенной частоты местных нарушений в масляном слое в наиболее нагруженной зоне подшипника, вызывающих явление местного разогрева, чему способствует относительно меньшая теплопроводность крышек подшипника, изготовляемых из чугуна, по сравнению с теплопроводностью алюминиевого блока.

Результаты испытаний двигателя при работе его по внешней скоростной характеристике и различном давлении масла показали (рис. 2), что по мере уменьшения давления в системе смазки каждая температурная кривая в функции от оборотов смещается в сторону увеличения температур вкладышей. Чем меньше давление в системе смазки, тем интенсивность возрастания температуры вкладышей с увеличением числа оборотов увеличивается. Отмеченные факты связаны с уменьшением расхода масла через подшипники и, следовательно, интенсивности отвода тепла от них.

Так, снижение давления масла в системе смазки с 4,5 до 2,5 кгс/см² приводит к тому, что температура вкладышей по окружности подшипников при работе двигателя по внешней скоростной характеристике возрастает при 2500 об/мин на 4–5°C, а при 6000 об/мин на 12–13°C (рис. 2, а), и в средней зоне нижнего вкладыша соответственно на 5–6 и на 14–15°C (рис. 2, б).

Результаты измерения температуры вкладышей шатунных подшипников при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (рис. 3) показали, что вкладыши шатунных под-

шипников из-за более неблагоприятных условий отвода тепла (меньший расход масла, невыгодные условия теплоотдачи в металл сопрягаемых деталей) и больших газовых нагрузок на всех оборотах имеют значительно большие температуры, чем вкладыши коренных подшипников.

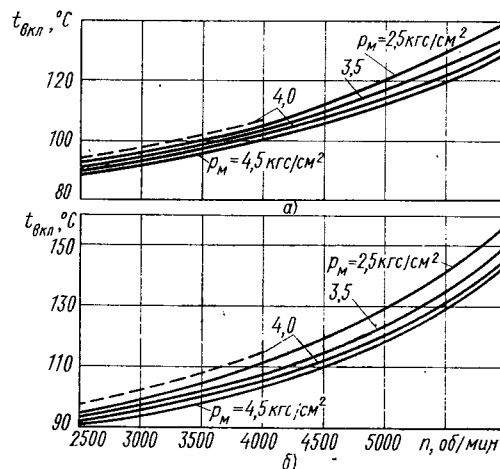
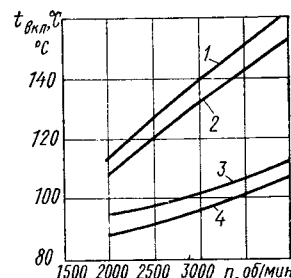


Рис. 2. Изменение температур вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по внешней характеристике при различных давлениях масла в системе смазки

Кроме того, из рис. 3 видно, что интенсивность роста температур вкладышей шатунных подшипников с увеличением оборотов двигателя больше, чем у вкладышей коренных подшипников. Это обстоятельство согласуется с тем, что разность расходов масла через коренные и шатунные подшипники в исследуемом диапазоне режимов с увеличением оборотов все более увеличивается и, следовательно, относительные возможности теплоотвода от шатунных вкладышей все более уменьшаются.

Рис. 3. Зависимость температур шатунных и осредненной температуры коренных вкладышей от числа оборотов при работе двигателя по внешней скоростной характеристике:  
1 — верхний шатунный вкладыш;  
2 — нижний шатунный вкладыш;  
3 — нижний коренной вкладыш;  
4 — верхний коренной вкладыш

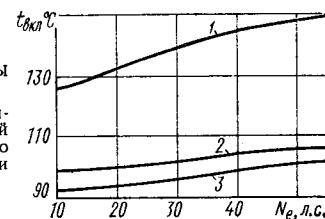


На рис. 4 показана зависимость температуры верхнего вкладыша шатунного подшипника в сравнении с температурой вкладыша коренного подшипника при давлении масла в системе смазки  $p_m = 4$  кгс/см².

Исследование влияния нагрузки на температуру вкладышей показало (рис. 4), что температура вкладышей с увеличением мощности двигателя растет, как и с увеличением числа оборотов. Этот рост можно объяснить характером протекания мощности трения в подшипниках в зависимости от нагрузки. Из-за уменьшения расхода масла через подшипники и увеличения мощности трения, как указывалось выше, графическая зависимость для вкладыша шатунного подшипника смещена в сторону более высоких температур, причем у этих вкладышей рост температуры является более интенсивным.

При испытаниях была получена также зависимость изменения температуры шатунного вкладыша от давления масла в системе смазки. С увеличением давления от 4 до 6,25 кгс/см²

Рис. 4. Изменение температуры в зависимости от нагрузки:  
1 — вкладыша шатунного подшипника; 2 — наиболее нагруженной зоны нижнего вкладыша коренного подшипника; 3 — по окружности вкладышей коренного подшипника



температура вкладыша снизилась со 150 до 138°C, что объясняется увеличением теплоотвода из-за возрастания прокачивания масла через подшипник.

Кроме указанного, было исследовано при равных прочих условиях влияние на температуру вкладышей шатунных подшипников температуры масла в главной масляной магистрали, угла опережения зажигания.

Зависимость температуры вкладышей от угла опережения зажигания находится в прямой связи с изменением в зависимости от этого параметра мощности двигателя и сопутствующих ей мощности трения в подшипниках и их тепловой напряжен-

ности. При изменении угла опережения зажигания с 15° и выше температура верхнего шатунного вкладыша возрастает до 136°C.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Костров А. В., Куняевский Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 1.
2. Взоров Б. А. Труды НАМИ, 1961, № 38.
3. Григорьев М. А., Смирнов В. Г., Rogozin Ю. М. Труды НАМИ, 1969, № 117.

УДК 621.43-243.3

# Общая методика расчета формы поршневых колец в свободном состоянии

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН  
НАМИ

В ТЕХНИЧЕСКОЙ литературе опубликованы методы расчета формы поршневых колец в свободном состоянии для некоторых частных случаев распределения давлений по периметру кольца. Ниже изложена методика, позволяющая определить форму кольца при любом практически осуществимом законе распределения давления на поверхность цилиндра.

По условиям равновесия кольца закон распределения давлений должен представлять собой четную функцию и может быть выражен тригонометрическим рядом, содержащим одни косинусы:

$$P = P_0 + P_1 \cos \varphi + P_2 \cos 2\varphi + \dots + P_n \cos n\varphi = \\ = P_0 + \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cos n\varphi = P_0 + P_{\varphi}, \quad (1)$$

где  $P_0$  — среднее давление, равномерно распределенное по поверхности кольца.

Из условий равновесия следует также, что сумма проекций сил давления на диаметр кольца, проходящий через замок, равна нулю, что выражается следующим равенством:

$$\int_0^{2\pi} r_m P_1 \cos^2 \varphi d\varphi + \dots + \int_0^{2\pi} r_m P_n \cos \varphi \cos n\varphi d\varphi = 0,$$

где  $r_m$  — средний радиус кольца в цилиндре.

Из условий ортогональности

$$\int_0^{2\pi} \cos \varphi \cos n\varphi d\varphi = 0, \text{ если } n \neq 1.$$

В то же время

$$\int_0^{2\pi} \cos^2 \varphi d\varphi = \pi,$$

откуда следует, что  $P_1 = 0$ .

Таким образом,

$$P_{\varphi} = \sum_{n=2}^{\infty} P_n \cos n\varphi. \quad (2)$$

Перемещение любой точки средней линии кольца при переходе его из свободного состояния в рабочее обозначим символом  $w$  (см. рисунок), представив его как сумму двух перемещений:  $u$  — под действием давления  $p_0$  и  $v$  — под действием давлений  $P_{\varphi}$ .

Перемещение  $v$  выразим также в виде тригонометрического ряда. Вследствие симметричности кольца относительно диаметра, проходящего через замок, этот ряд также представляет собой четную функцию:

$$v = A_0 + A_1 \cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + \dots + A_n \cos n\varphi. \quad (3)$$

Коэффициент  $A_0$  равен среднему значению функции:

$$A_0 = v_{\text{ср}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} v d\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (R - r_m) d\varphi = \frac{1}{2\pi} (L - 2\pi r_m),$$

где  $R$  и  $L$  — соответственно переменный радиус и периметр средней линии кольца, нагруженного равномерным распределенной нагрузкой  $p_0$ .

При введении кольца в цилиндр его периметр не изменится, поэтому  $L = 2\pi r_m$ . Отсюда следует, что  $A_0 = 0$ .

Для определения величины коэффициентов  $A_n$  воспользуемся известным соотношением\*

$$p_{\varphi} \frac{br_m^4}{EI} = p_{\varphi} K = v + 2v^{II} + v^{IV}, \quad (4)$$

где  $b$  — высота кольца;

$I$  — момент инерции поперечного сечения;

$E$  — модуль упругости материала кольца.

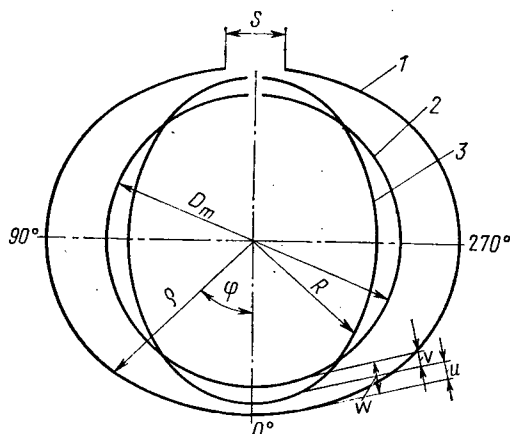


Схема для расчета формы поршневого кольца ( $p$  — переменный радиус-вектор средней линии кольца в свободном состоянии;  $D_m$  — средний диаметр кольца в цилиндре):  
1 — кольцо в свободном состоянии; 2 — кольцо в цилиндре; 3 — кольцо, нагруженное равномерной нагрузкой

Вычислив вторую и четвертую производные правой части уравнения (3) и подставив их в уравнение (4), получим

$$p_{\varphi} = \frac{1}{K} [9A_2 \cos 2\varphi + 64A_4 \cos 4\varphi + \dots + (n^2 - 1)^2 A_n \cos n\varphi]. \quad (5)$$

Приравняем правые части уравнений (2) и (5):

$$\sum_{n=2}^{\infty} P_n \cos n\varphi = \sum_{n=2}^{\infty} \frac{1}{K} (n^2 - 1)^2 A_n \cos n\varphi.$$

Откуда  $A_n = \frac{P_n K}{(n^2 - 1)^2}$ , и с учетом уравнения (3)

$$v = p_0 K \sum_{n=2}^{\infty} \frac{P_n}{(n^2 - 1)^2} \cos n\varphi. \quad (6)$$

\* Энгелиш К. Поршневые кольца, т. I. М., Машгиз, 1962.

Значения величин  $H_n = \frac{1}{(n^2 - 1)^2}$  следующие:

$n$	2	3	4	5	6
$H_n$	0,1111	0,0156	0,0044	0,0017	0,0008

Подстановка этих значений в уравнение (6) показывает, что амплитуды гармоник, находящихся под знаком суммы, резко убывают с возрастанием их порядкового номера. Расчеты показывают, что учет гармоник с порядковым номером выше третьего дает составляющие величины  $v$ , которые значительно меньше достижимой точности изготовления копиров для обработки поршневых колец. Поэтому функцию  $v$  бесполезно вычитать более чем тремя начальными членами ряда (3).

Перемещения по направлению радиус-векторов кольца находим по формуле

$$u = z + \frac{1}{r_m} \frac{dz}{d\varphi} \int z d\varphi, \quad (7)$$

$$\text{где } z = p_0 K \left( 1 + \frac{\varphi}{2} \sin \varphi \right) = p_0 K F = \frac{S}{3\pi} F.$$

Из уравнений (3), (6) и (7) получим основное уравнение:

$$w = u + v = \frac{S}{3\pi} \left( \frac{S}{6\pi r_m} Y + F + 0,111 \frac{p_2}{p_0} \cos 2\varphi + 0,016 \frac{p_3}{p_0} \cos 3\varphi \right), \quad (8)$$

$$\text{где } Y = \varphi^2 \cos \varphi \left( 1 - \frac{1}{2} \cos \varphi \right) + \sin \varphi \left( \varphi + \frac{1}{2} \sin \varphi \right).$$

Это уравнение позволяет рассчитать форму поршневого кольца в свободном состоянии по заданным в виде тригонометрического ряда эпюрам распределения давлений всех разновидностей.

В зависимости от числовых значений коэффициентов  $p_2$  и  $p_3$  получаются:

- 1) эпюра равномерного давления, когда  $p_2 = p_3 = 0$ ,
- 2) эллипсная эпюра, когда  $p_2 \neq 0$ , а  $p_3 = 0$ ;
- 3) грушевидная эпюра при  $p_2 > 0$  и  $p_3 < 0$ ;
- 4) яблокообразная эпюра (для поршневых колец двухтактных двигателей), если  $p_2 < 0$  и  $p_3 > 0$ .

Отношение давлений у замка к среднему давлению можно изменять в широких пределах, варьируя абсолютными величинами  $p_2$  и  $p_3$ .

Для облегчения пользования уравнением (8) в таблице приведены значения функций  $Y$  и  $F$  через  $4^\circ$ .

$\varphi$ в град.	$F$ (φ)	$Y$ (φ)	$\varphi$ в град.	$F$ (φ)	$Y$ (φ)	$\varphi$ в град.	$F$ (φ)	$Y$ (φ)
0	1,0000	0,0000	64	1,5020	1,8350	124	1,8971	-1,2138
4	1,0024	0,0097	68	1,5502	1,9591	128	1,8802	-1,9479
8	1,0097	0,0389	72	1,5976	2,0600	132	1,8560	-2,7518
12	1,0218	0,0871	76	1,6435	2,1320	136	1,8244	-3,6208
16	1,0385	0,1539	80	1,6875	2,1691	140	1,7853	-4,5487
20	1,0597	0,2386	84	1,7290	2,1655	144	1,7386	-5,5277
24	1,0852	0,3401	88	1,7675	2,1152	148	1,6844	-6,5490
28	1,1147	0,4574	92	1,8024	2,0125	152	1,6227	-7,6023
32	1,1480	0,5887	96	1,8332	1,8520	156	1,5537	-8,6760
36	1,1847	0,7323	100	1,8594	1,6288	160	1,4775	-9,7578
40	1,2244	0,8857	104	1,8806	1,3348	164	1,3944	-10,8344
44	1,2667	1,0464	108	1,8964	0,9772	168	1,3048	-11,8919
48	1,3113	1,2112	112	1,9062	0,5426	172	1,2088	-12,9158
52	1,3576	1,3767	116	1,9098	0,3271	176	1,1071	-13,8916
56	1,4052	1,5388	120	1,9069	-0,5530	180	1,0000	-14,8050
60	1,4529	1,6932						

Таким образом, методика определения формы поршневых колец в свободном состоянии универсальна и относительно проста. Расчет сводится к арифметическим операциям с табулированными величинами, причем, чтобы получить пригодные для практического использования результаты, не требуется никаких промежуточных графических построений или обработки результатов расчета методами интерполирования.

УДК 629.113.012.81

## Развитие теории рабочего процесса и исследование конструкции продольно-упругой подвески автомобиля

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ, канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР, М. А. ЮДКЕВИЧ  
Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**В** НАСТОЯЩЕЕ время определились три основных пути дальнейшего повышения плавности хода на основе совершенствования подвески автомобилей и дополнительных функциональных систем виброзащиты:

- 1) повышение качества традиционной системы, включающей упругое, гасящее и направляющее устройство (пассивная подвеска);
- 2) развитие многомерных систем с распределенными параметрами (со многими степенями свободы и специальными виброзащитными системами);
- 3) введение в подвеску специальных автоматических устройств (регуляторов), управляемых по особым алгоритмам (активная подвеска).

Выбор того или другого пути или их комбинации зависит от назначения автомобиля и типичных условий эксплуатации [1—5].

Исследования, выполненные в последние годы на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева и в Московском автомобильно-дорожном институте, показывают, что одним из значительных резервов повышения комфортабельности автомобилей (плавность хода, снижение уровня шума) при росте скоростей движения является введение в систему подвески продольной упругости и демпфирования. Это положение подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями.

При исследовании потенциальных свойств [6] продольно-упругих подвесок необходимо рассмотреть не только вертикальные, но и горизонтальные колебания автомобиля, которые совершаются под действием переменных продольных сил, действующих в площадке контакта колеса с дорогой.

При движении автомобиля по неровной дороге на величину и характер изменения продольных колебаний колес и кузова

влияет большое количество факторов, которые можно разделить на следующие две группы:

- 1) внешние возмущения, определяемые микропрофилем дороги, заданной скоростью движения и нагрузкой, не зависящие от конструкции и потенциальных свойств подвески;
- 2) внутренние возмущения, определяемые конструктивно-технологическими параметрами (геометрическая форма шин и отклонения от нее, динамическая неуравновешенность и т. п.), а также возмущения, связанные с вертикальными колебаниями и изменениями радиуса качения эластичного в радиальном и окружном направлении колеса.

В качестве возмущающих факторов выступают и конструктивные особенности направляющего устройства, определяющие продольные и поперечные относительные перемещения поддрессоренных и неподдрессоренных масс и обуславливающие кинематические, гироскопические, параметрические и другие эффекты.

Продольные составляющие нормальных реакций шины от неровностей дороги оказывают заметное возмущающее воздействие, особенно при импульсном характере возбуждения и недостаточных «поглощающих» свойствах шин.

При этом приходится считаться с тем, что продольные взаимодействия колеса с неровностями дороги в отличие от вертикальных взаимодействий происходят с более высокими частотами и скоростями [7]. Совершенствование выходных характеристик подвески тесно связано с особенностями ее конструкции и рабочих процессов, изменяя которые, можно формировать новые потенциальные свойства.

В связи с этим необходимо развитие теории рабочего процесса и конструкции продольно-упругой подвески автомобиля.

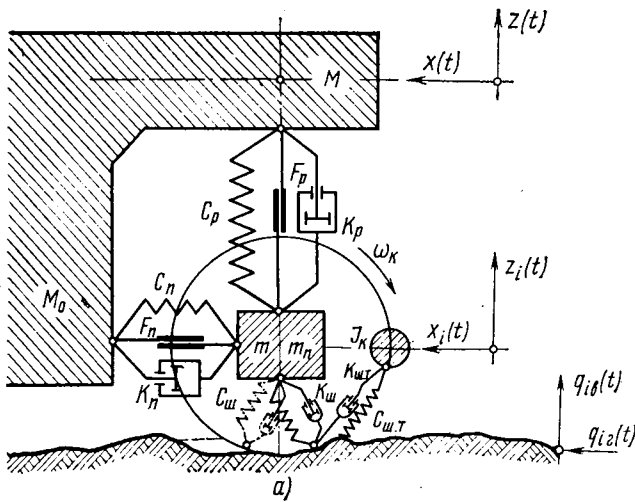


Рис. 1. Продольно-упругая подвеска автомобиля:  
а — эквивалентная схема колебаний системы  $m_n \approx m$ ,  $M_0 \approx 2M$ ,  $C_n > 2C$ ; б — упругое крепление продольной тяги нижнего рычага передней подвески; в, г — сайлентблоки на осях верхнего и нижнего рычагов; д — упругая полусерьга крепления переднего конца задней рессоры; е — втулка переменной жесткости (более жесткая в вертикальном направлении); ж — сайлентблок увеличенного объема; 1 — нижний рычаг; 2 — торсион; 3 — ось; 4 — поперечина кузова

На рис. 1 представлена схема, эквивалентная исследуемой подвеске [8 и 9]. Введение продольной упругости в подвеску автомобиля, т. е. дополнительной степени свободы для колеблющихся масс (колеса, кузов), может выполняться различными конструктивными средствами и зависит от типов упругого и направляющего устройств подвески. На рис. 1 показаны подвески экспериментальных и серийных образцов легковых автомобилей ЗИЛ-114 (117), Форд, Крайслер и др.

Учет продольной упругости подвески при оценке важнейших эксплуатационных свойств автомобиля требует всестороннего изучения ее потенциальных свойств [6]:

$$P_{св} = f(K_n; B_{вых}), \quad (1)$$

где  $P_{св}$  — потенциальные свойства подвески, независимые от эксплуатационных факторов;

$K_n$  — конструктивные параметры подвески и шин (величины параметров постоянные);

$B_{вых}$  — выходные характеристики рабочих процессов при протекании рабочих режимов (величины параметров переменные).

При исследовании потенциальных свойств продольно-упругой подвески могут применяться общепринятые измерители и выходные характеристики, определяемые экспериментально, с целью выявления их связи с особенностями конструкции и рабочих процессов.

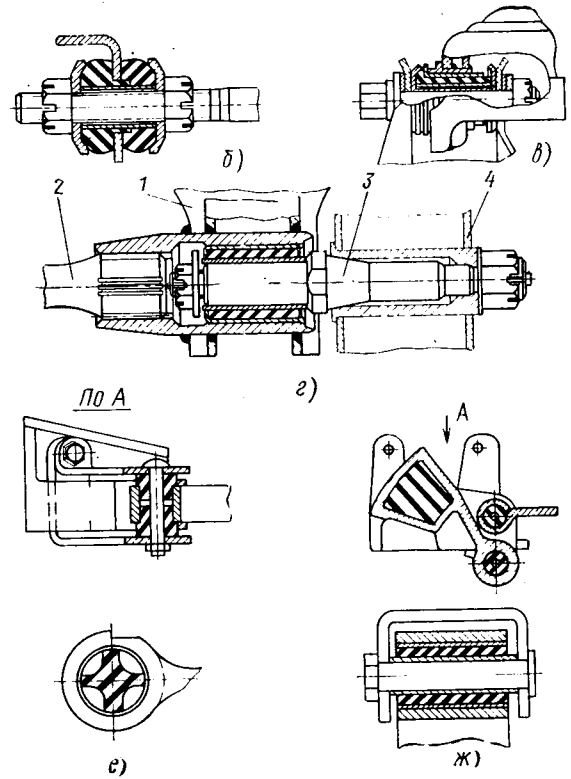
Полученные данные можно использовать для построения аналитических выражений функциональной или корреляционной зависимости измерителей эксплуатационных свойств от внутренних (потенциальных) и внешних (эксплуатационных) факторов.

Если перечислить основные конструктивные параметры и характеристики рабочих процессов, влияющих на формирование потенциальных свойств подвески (например, в случае оценки плавности хода), то получим следующие условные и тем не менее весьма промоздкие выражения. Для обычной системы замены подвески с двумя степенями свободы (обозначено индексом I)

$$P_{св(I)} = f \left\{ \frac{K_n}{[m, M, \rho, \mu, q_{кт}]} ; \frac{B_{вых}}{[C_{ш}(\epsilon, \delta), K_{ш}(i), C_{р}(\gamma) K_p(i), F]} \right\}. \quad (2)$$

Для системы замены продольно-упругой подвески с пятью степенями свободы (индекс II)

$$P_{св(II)} = f \left\{ \frac{K_n}{[J_k, m, m_n, M, M_0, \rho, \mu, q_{кт}]} ; \frac{B_{вых}}{[C_{ш}(\epsilon, \delta), K_{ш}(i), C_{ш.т}(\epsilon_{т}, \delta), K_{ш.т}(i), C_{р}(\gamma), K_p(i), F, C_n(\gamma), K_n(i), F_n]} \right\}, \quad (3)$$



где  $m, m_n, M, M_0$  — величины неподрессоренных и поддрессоренных масс соответственно для вертикальных и продольных колебаний;

$J_k$  — полярный момент инерции вращающихся масс колеса;

$\rho$  — компоновочные параметры автомобиля;

$\mu$  — кинематические связи в подвеске;

$q_{кт}$  — конструктивно-технологические параметры, определяющие внутренние возмущения (неуравновешенность, гироскопические связи, параметрическое возбуждение и т. д.);

$C_{ш}(\epsilon, \delta)$  — эффективная радиальная жесткость шин, зависящая от пространственной деформативности шин  $\epsilon$  и от динамики взаимодействия с неровностью  $\delta$ ;

$K_{ш}(i)$  — эффективный коэффициент сопротивления шин, зависящий от амплитудно-частотного характера возбуждения  $i$ ;

$C_{ш.т}, K_{ш.т}$  — тангенциальная жесткость шин и соответствующий коэффициент сопротивления;

$C_p, C_n, K_p, K_n$  — вертикальная и продольная жесткости и соответствующие коэффициенты сопротивления подвески;

$\gamma$  — параметр нелинейности упругих характеристик;

$F, F_n$  — сила сухого трения в подвеске в вертикальном и продольном направлениях.

Используя эти представления, можно перейти к условным функциональным выражениям измерителей эксплуатационных свойств систем в динамике, например перемещений поддрессоренной массы  $Z(t), X(t)$  (рис. 1) или их производных  $\dot{Z}(t)$  и  $\dot{X}(t)$ .

Для обычной подвески

$$Z(t)_I = f[P_{св(I)}; B_{ср}; Q; P_v; O]; \quad (4)$$

для продольно-упругой подвески

$$Z(t)_{II} = f[P_{св(II)}; B_{ср}; Q; P_v; O], \quad (5)$$

где  $B_{ср}$  — внешняя среда (дорога, атмосфера, температура, дорожная обстановка);

$Q$  — нагрузка и ее распределение;

$P_v$  — режим движения;

$O$  — оператор (водитель и автоматы).

Отличительной особенностью продольно-упругой системы подвески является увеличение числа степеней свободы, что видно из выражений (2) и (3).

В упрощенном виде уравнения динамики для нормальных координат всех степеней свободы системы можно представить, пользуясь принципом наименьшего действия Гамильтона в форме уравнений Лагранжа второго рода. При этом возможен учет диссипативных сил, т. е. функции Рэлея ( $R$ ), и обобщенных сил  $F_i$ , характеризующих возбуждение системы по отдельным степеням свободы, обусловленное разнородными факторами:

$$\begin{cases} \sum_1^k \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{Z}_i} \right) + \sum_1^k \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}_i} = \sum_1^k \frac{\partial L}{\partial Z_i} + \sum_1^k F_i; \\ \sum_{k+1}^n \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{Z}_l} \right) + \sum_{k+1}^n \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}_l} = \sum_{k+1}^n \frac{\partial L}{\partial Z_l}, \end{cases} \quad (6)$$

где  $L=T-U$  — функция Лагранжа (разность кинетической  $T$  и потенциальной  $U$  энергий).

Анализ получаемых таким образом уравнений колебаний позволяет сделать важный практический вывод, который можно сформулировать следующим образом. В случае конечного числа  $n$  последовательно и параллельно соединенных масс колебательной системы и при любом характере возбуждения (стационарном и нестационарном) увеличение числа степеней свободы отдельных масс (путем введения дополнительных упругих связей и диссипативных элементов) приводит к перераспределению энергии между степенями свободы. Это обстоятельство позволяет уменьшить полную механическую энергию по каждой отдельной степени свободы или по некоторым из них. При этом полная механическая энергия системы остается неизменной и при установившемся процессе равна средней по времени разности энергии возбуждения и энергии диссипации.

Существенно, что введение продольной упругости в подвеску не только увеличивает число степеней свободы, но и обеспечивает дополнительную трансформацию спектральных характеристик возбуждения на «выходе» поддрессоренной массы (как в продольном, так и вертикальном направлениях). Для продольных воздействий на кузов автомобиля это объясняется физико-математически точно так же, как «поглощающие» и «фильтрующие» свойства шины и подвески в отношении вертикальных воздействий. Изменение спектральных характеристик собственно вертикальных воздействий, преимущественно импульсного характера, объясняется некоторым увеличением времени нарастания импульса, т. е. уменьшением крутизны переднего фронта импульса, передаваемого через систему подвески. Благодаря этому в определенной мере уменьшается энергия высокочастотной области спектра импульса, что ощущается как смягчение ударных воздействий и снижение шума.

Таким образом, основываясь на представлениях о потенциальных свойствах функциональных систем автомобиля, можно сформулировать следующие первоочередные задачи исследования рабочего процесса пассивной продольно-упругой подвески и влияния на него конструктивных параметров и выходных характеристик рабочих процессов составных элементов:

- 1) разработка методики и определение колебательных параметров автомобиля в продольном направлении;
- 2) оценка влияния продольной упругости подвески на важнейшие эксплуатационные свойства автомобиля по критериям и измерителям этих свойств (плавность хода, уровень шума, устойчивость и управляемость движения, в том числе при торможении, нагруженность подвески и рулевого привода);
- 3) разработка математических моделей автомобилей с продольно-упругими подвесками и исследование таких моделей с применением АВМ и ЭЦВМ;
- 4) оптимизация и нормирование выходных характеристик продольной упругости и гасящих свойств системы подвески на основе всестороннего учета особенностей ее взаимодействия с оператором (водителем) и другими функциональными системами автомобиля [6].

При экспериментальном исследовании колебательных параметров подвесок легковых автомобилей на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева были прежде всего разработаны методики и изготовлено оборудование для определения продольных статических упругих характеристик подвесок в сборе и их отдельных элементов и собственных частот и коэффициентов относительного затухания (апернодичности) при свободных продольных колебаниях.

На рис. 2 приведены отдельные схемы, иллюстрирующие методы испытаний для определения указанных параметров. В опытах использовался также оптический стенд для определения угловых перемещений мостов.

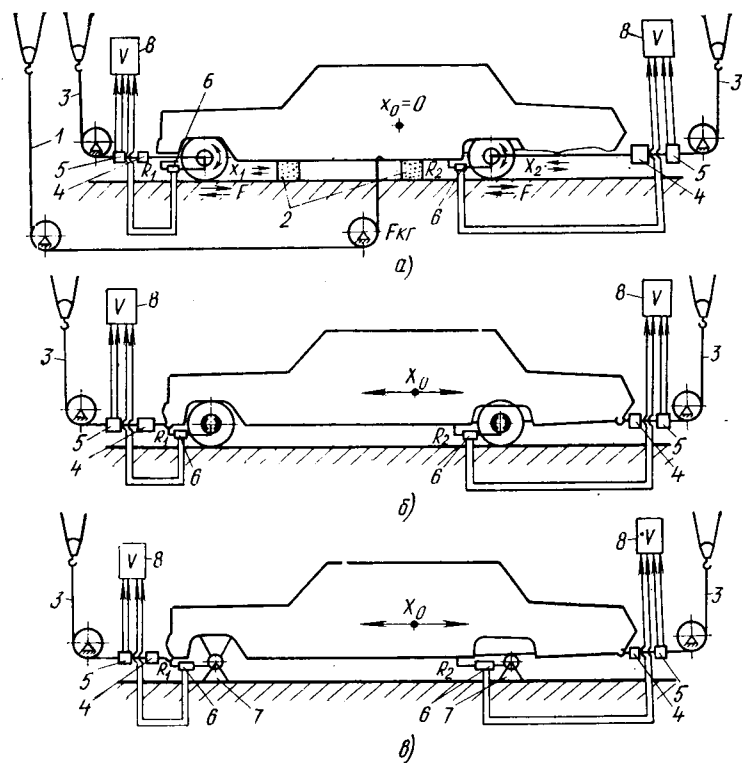


Рис. 2. Схемы закрепления кузова и нагружения продольно-упругой подвески в опытах по определению упругих характеристик и колебательных параметров при свободных колебаниях:

а — кузов закреплен неподвижно, возбуждаются продольные колебания колес (с перекачиванием на шинах); б, в — возбуждены свободные продольные колебания кузова, при различных вариантах закрепления осей; 1, 3 — лебедки; 2 — жесткие подставки; 4 — динамометр или муфта «мгновенного сброса»; 5, 6 — датчики усилий и продольных перемещений; 7 — кронштейны для закрепления осей; 8 — система регистрации данных

При определении статических продольных упругих характеристик нагрузка создавалась домкратами или лебедкой с электрическим приводом, смонтированными на стенде для испытаний подвесок. В одних опытах под ступицы колес устанавливались тележки, имеющие малое сопротивление качению; в других — колеса могли свободно перекачиваться на шинах.

Измерение усилий осуществлялось тензометрическими датчиками и образцовым динамометром. Относительные перемещения кузова и колес (продольная деформация подвески) измерялись индуктивными датчиками.

Нагружения подвески (собственно элементов продольной упругости) выполнялись попеременно в двух направлениях от статического положения равновесия: сжатие (от переднего буфера к заднему) и отбой — в противоположном направлении. Результаты такого рода опытов приведены на рис. 3. Они показывают существенную нелинейность характеристик как упругого устройства в целом, так и основного упругого

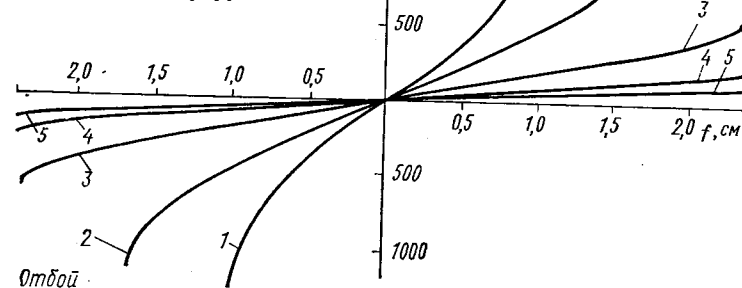


Рис. 3. Продольные упругие характеристики передней подвески в сборе и по-элементно (по средним линиям петли гистерезиса):

1 — серийный передний блок втулок; 2 — мягкий блок 1; 3 — мягкий блок 2; 4 — без переднего блока; 5 — без торсиона (основного вертикального упругого элемента) и без стабилизатора поперечной устойчивости

элемента, который в передней подвеске представлен передним шарниром (резиновый блок) на конце — растяжки нижнего рычага (рис. 1, б).

Для получения сравнительных данных указанный блок и разные варианты его выполнения (размеры, твердость резины, дистанционные втулки) испытывались в специальном приспособлении на гидравлическом нагружателе.

Описанные эксперименты позволили отобрать для дальнейших сравнительных испытаний четыре варианта блоков, определяющих различную продольную упругость передней подвески легкового автомобиля высшего класса ЗИЛ-114 (117): серийный — блок втулок серийного автомобиля; мягкие 1 и 2 — блоки, обеспечивающие снижение продольной жесткости передней подвески (в квазилинейной зоне прогиба) соответственно в 2 и 4 раза по сравнению с серийным; жесткий — специально сконструированный и изготовленный металлический узел, практически исключающий продольную упругость передней подвески (жесткая кинематическая связь).

В задней подвеске испытано два варианта: серийный — серийно устанавливаемая в производстве зависимая задняя подвеска с реактивными штангами и мягкий — задняя подвеска без реактивных штанг. Выключение реактивных штанг снижает продольную жесткость задней подвески (в квазилинейной зоне прогиба) примерно в 2 раза по сравнению с серийной. Аналогичный результат получается при введении зазоров в шарнирах реактивных штанг или сайлентблоков увеличенного объема с мягкими продольными характеристиками.

Для определения собственных частот и коэффициентов аperiodичности свободных колебаний, в систему (рис. 2) нагружателем — датчик усилия — динамометр добавлялась муфта мгновенного сброса.

Усилие предварительного натяга продольно-упругой подвески перед сбрасыванием выбиралось из следующих соображений. Продольные ускорения  $\ddot{X}$ , измеренные в дорожных условиях на полу кузова легкового автомобиля, составляют от  $0,1 \div 0,2 \ddot{Z}$  до  $0,5 \ddot{Z}$  (вертикальных ускорений) в зависимости от степени изношенности дороги. Отсюда следует, что продольные силы, действующие на кузов автомобиля и его массу  $M_0$ , могут достигать величины порядка  $P_{п.мах} \approx M_0 \approx 0,25 G_A$ , так как  $\ddot{Z}_{мах} \leq 0,5g$ .

В связи с этим усилия предварительного натяга выбирались равными  $\sim P_{п.мах}$  и  $2P_{п.мах}$ .

Выбором соответствующей схемы закрепления кузова, затормаживанием колес одной или обеих осей, комбинациями закрепления осей без колес достигается получение парциальных (и связанных) частот колебаний поддресоренных  $M_0$  и не поддресоренных  $m_{п}$  масс автомобиля в продольном направлении.

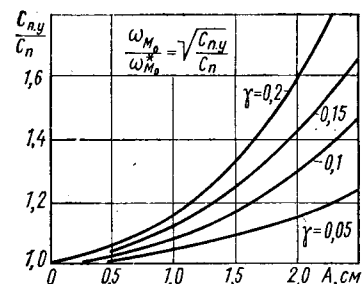
Обработка и интерпретация материалов испытаний показала, что анализ продольно-упругой подвески требует привлечения методов нелинейной механики. Статические характеристики продольно-упругой подвески могут аппроксимироваться выражением вида

$$P_{п.у} = C_{п} [1 + \gamma (X - X_1)^2] (X - X_1), \quad (7)$$

где  $C_{п}$  — жесткость подвески в продольном направлении (квазилинейный участок);  $\gamma \leq 0,2$  — малый параметр.

В данном случае для анализа малых колебаний наиболее простым и эффективным является метод линеаризации, разработанный Крыловым Н. М. и Боголюбовым Н. Н., так называемый метод гармонического баланса. При нелинейной уп-

Рис. 4. Зависимость жесткости и парциальной частоты продольных колебаний линеаризованной подвески от параметра  $\gamma$  и амплитуды колебаний  $A$  в сравнении с квазилинейными показателями  $C_{п}$  и  $\omega_{M_0}$ .



ругой характеристике парциальные частоты и коэффициенты аperiodичности собственных колебаний линеаризованной системы зависят от амплитуды колебаний, что выражается следующими формулами:

для массы  $m_{п}$

$$\omega_{m_{п}} = \sqrt{\frac{C_{п.у} + C_{ш.т}}{m_{п}}} \quad \text{и} \quad \psi_{m_{п}} = \frac{K + K_{ш.т}}{2m_{п} \omega_{m_{п}}}; \quad (8)$$

для массы  $M_0$

$$\omega_{M_0} = \sqrt{\frac{C_{п.у}}{M_0}} \quad \text{и} \quad \psi_{M_0} = \frac{K}{2M_0 \omega_{M_0}}, \quad (8)$$

где  $C_{п.у} = C_{п}(1 + 0,75\gamma A^2)$  — жесткость линеаризованной подвески;

$A = (X - X_1)_{мах}$  — амплитуда относительных продольных перемещений кузова и колес;

$C_{ш.т}$  — тангенциальная жесткость шин (при свободном перекачивании колес  $C_{ш.т} \rightarrow 0$ , при передаче тяговой или тормозной силы  $C_{ш.т} \leq C_{ш}$ );

$K, K_{ш.т}$  — коэффициенты неупругого сопротивления, линеаризация выполнена энергетическим методом по работе [10].

Мера нелинейности подвески может быть определена отношением жесткости линеаризованной подвески  $C_{п.у}$  к жесткости начального квазилинейного участка упругой характеристики  $C_{п}$ . Это отношение зависит от величины малого параметра  $\gamma$  и квадрата амплитуды деформаций упругого устройства  $A^2$ . Оно определяет увеличение парциальной частоты колебаний, что показывает рис. 4, на котором даны зависимости

$C_{п.у}/C_{п}$  и  $\omega_{M_0}^*/\omega_{M_0}$  от  $A$  и  $\gamma$ , причем  $\omega_{M_0}^* = \sqrt{C_{п.у}/M_0}$ .

Действительные величины колебательных параметров испытанных подвесок приведены в таблице, которая составлена на основании обработки опытных данных (статические тарировки и свободные колебания).

Результаты проведенного исследования показывают, что величина продольной жесткости в пределах квазилинейной зоны упругой характеристики у передней подвески некоторых легковых автомобилей высшего класса всего в 2—3 раза превышает радиальную и тангенциальную жесткость шин, а у

Тип и вариант продольно-упругой подвески	Жесткость подвески в квазилинейной зоне <sup>1</sup> $C_{п}$ в кгс/см	Прогиб квазилинейной зоны $X_{кл}$ в см	Параметр $\gamma$ и прогиб нелинейной зоны <sup>2</sup>		Парциальные частоты колебаний в квазилинейной зоне поддресоренных масс $M_0$		Парциальные частоты колебаний в квазилинейной зоне неподдресоренных масс $m_{п}$		Парциальные коэффициенты аperiodичности <sup>3</sup> колебаний массы $M_0$		
			$\gamma$ в см <sup>-2</sup>	$X_{п}$ в см	$f_{M_0}^*$ в Гц	$\omega_{M_0}^*$ в с <sup>-1</sup>	$f_{m_{п}}^*$ в Гц	$\omega_{m_{п}}^*$ в с <sup>-1</sup>	$\psi_{M_0}$	$\psi'_{M_0} = \frac{\phi_0}{2}$	$\psi''_{M_0} = \frac{\phi_c}{2}$
Передняя независимая	1	1470	0,2—0,3	0,19—0,2	3,2	20	17,4	106	0,1	0,04	0,06
	2	760	0,5—0,6	0,14—0,17	2,3	14,5	12,2	77	0,20	0,05	0,15
	3	380	1,0—1,2	0,045	1,6	10	8,8	54	0,25	0,07	0,18
Задняя зависимая	1	4585	0,15—0,2	0,2	5,7	36	20,5	129	0,05	0,02	0,03
	2	2580	0,3—0,4	0,2	4,3	27	15,5	98	0,1	0,03	0,07

<sup>1</sup> Прогиб  $X_{кл} < A$ , удовлетворяющий неравенству  $1,03 \leq C_{п.у}/C_{п} \leq 1,05$ .

<sup>2</sup> Прогиб  $X_{п} < 2 \div 3 X_{кл}$ .

<sup>3</sup> Определяется по первым двум полупериодам свободных колебаний:  $\psi = \psi' + \psi'' = \frac{\phi_0 + \phi_c}{2}$ , где  $\phi_0$  и  $\phi_c$  — коэффициенты аperiodичности соответственно при отбоях и сжатиях.



задней — в 5—7 раз. При этом величины неподдрессированной массы при колебаниях в вертикальном и продольном направлениях могут приниматься в расчетах равными (с точностью не ниже 10%). Отклонения возникают в основном за счет неучастия в ортогональных колебаниях отдельных элементов направляющего устройства подвески.

Из таблицы также видно, что собственные частоты и затухание продольных колебаний соизмеримы с соответствующими измерителями вертикальных колебаний поддрессированной и неподдрессированной масс. Обращает на себя внимание фактическое совпадение парциальных частот колебаний неподдрессированных масс в продольном и вертикальном направлениях в вариантах 2. Такая близость собственных частот вертикальных и продольных колебаний неподдрессированных масс (особенно управляемых колес) облегчает решение задачи гашения вертикальных колебаний и обеспечения надежного контакта колес с дорогой.

Полученные данные о параметрах продольно-упругих подвесок позволили составить представление об амплитудно-частотных характеристиках продольных колебаний кузова и колес автомобиля.

Продольные колебания кузова совершаются в исследованных случаях преимущественно относительно задней подвески (при тяговом режиме работы автомобиля) и относительно обоих подвесок (в тормозном режиме работы автомобиля).

В первом случае (тяговый режим) собственная частота продольных колебаний кузова приближенно определяется следующим выражением для связанной системы:

$$\Omega_{\text{тяг}} \approx \sqrt{\frac{C_{\text{п.у2}} C_{\text{ш.т2}}}{M_0 (C_{\text{п.у2}} + C_{\text{ш.т2}})}} = \Omega_2, \quad (9)$$

где обозначения соответствуют принятым выше, а индекс 2 относится к задней подвеске. Во втором случае (тормозной режим) при  $C_{\text{ш.т1}} \approx C_{\text{ш.т2}}$  имеем

$$\Omega_{\text{тор}} \approx \sqrt{\frac{[2C_{\text{п.у1}}C_{\text{п.у2}} + C_{\text{ш.т}}(C_{\text{п.у1}} + C_{\text{п.у2}})] C_{\text{ш.т}}}{M_0 [C_{\text{п.у1}}C_{\text{п.у2}} + (C_{\text{п.у1}} + C_{\text{п.у2}} + C_{\text{ш.т}}) C_{\text{ш.т}}]}} = \sqrt{\Omega_1^2 + \Omega_2^2}, \quad (10)$$

где  $\Omega_1$  — собственная частота связанной системы передней подвески (индекс 1 относится к передней подвеске).

Расчетные и опытные данные почти совпадают. Например, результаты испытаний серийного автомобиля на свободные продольные колебания с заторможенными колесами дают собственную частоту  $\Omega_{\text{тор}} \approx 14 \text{ с}^{-1}$ , а по расчету (с помощью последней формулы) получаем  $\Omega_{\text{тор}} = 16,1 \text{ с}^{-1}$ . Однако решающее влияние на величину  $\Omega_{\text{тор}}$  в данном случае оказывает тангенциальная жесткость шин  $C_{\text{ш.т}}$ , которая в динамике имеет тенденцию несколько уменьшаться.

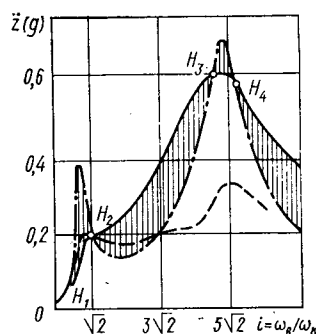
Более существенная разница получается при определении парциальных частот колебаний (рис. 4). Без учета нелинейности продольных упругих характеристик подвески расхождения расчетных и опытных данных получаются тем больше, чем больше амплитуды продольных колебаний. Так, различие в парциальных частотах  $\omega_{M_0}$  и  $\dot{\omega}_{M_0}$  у вариантов 2 и 3

передней подвески может достигать соответственно 20—40% и более. Однако при достаточно большой величине  $A$  нелинейность упругих характеристик становится настолько сильной, что использованная аппроксимация упругой силы кубической параболы при  $\gamma = \text{const}$  и метод гармонического баланса не дают удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных. Это затрудняет исследование и заставляет ограничиваться качественным анализом [11] или пользоваться более мощным, но соответственно более сложным методом Бубнова — Галеркина.

Практический опыт показывает, в частности, что одной из основных проблем в осуществлении и доводке продольно-упругой подвески является обеспечение надежного затухания колебаний, которое должно быть достаточно эффективным, чтобы не допускать продольного раскачивания поддрессированных и неподдрессированных масс. Представленные в таблице величины  $\psi$  являются минимально необходимыми для передней подвески и не во всех случаях достаточными для задней подвески. Это выявляется при движении по дорогам с выраженной периодичностью микропрофиля.

Преимущества продольно-упругой подвески в ослаблении вертикальных колебаний поддрессированной массы обнаруживаются, в частности, при испытаниях [12] на вынужденные установившиеся колебания (рис. 5).

Рис. 5. Характер изменения АЧХ вертикальных ускорений при работе продольно-упругой подвески; теоретические кривые для продольно-жесткой подвески (сплошная и штрихпунктирная линии); штриховая линия — реальная АЧХ продольно-упругой задней подвески;  $H_1$ — $H_4$  — узловые точки (по Гельфгату)



На этом рисунке ограничены и заштрихованы теоретические области реализации функции  $\ddot{z} = f(q; i; \psi)$  для  $\psi = 0,1 \div 0,3$  при

$q = 1 \text{ см}$  ( $i = \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{к}}}$  — отношение частоты возбуждения к собственной частоте колебаний кузова).

По амплитудно-частотным характеристикам видно, что одним из потенциальных свойств продольно-упругой подвески (штриховая линия на рис. 5) является уменьшение вертикальных ускорений кузова в особо неблагоприятной для человека области межрезонансных частот колебаний.

Таким образом, уменьшением продольной жесткости пассивной подвески (при нелинейной прогрессивной упругой характеристике) может достигаться дальнейшее повышение комфортабельности автомобиля, прежде всего за счет снижения ускорений вертикальных и продольных колебаний, причем в особо неблагоприятных для человека частотных диапазонах, а также снижение уровня вибраций и шума. Выбирая продольную жесткость подвески, можно управлять потенциальными свойствами системы в целом. При этом имеются в виду два основных обстоятельства или две возможности управления: перераспределение энергии по степеням свободы системы (с учетом резонансных механизмов возбуждения колебательной системы) и трансформация импульсов воздействия, т. е. их спектральных характеристик (с учетом нелинейных характеристик упругих и гасящих устройств системы).

Применение продольно-упругой подвески для восприятия и уменьшения динамических нагрузок в продольном и вертикальном направлениях при некоторых условиях может вступать в противоречие с требованиями устойчивого управляемого движения, особенно при неустановившихся режимах торможения, что требует тщательного исследования в каждом конкретном случае.

Для экспериментальной проверки эффективности продольно-упругих подвесок применительно к легковым автомобилям можно предварительно рекомендовать следующие величины колебательных параметров парциальных систем:

$$10 < \omega_{M_0} < 20 \text{ с}^{-1} \text{ при } 0,2 < \psi_{M_0} < 0,4 \text{ и } 60 < \omega_{m_{\text{п}}} <$$

$$< 120 \text{ с}^{-1} \text{ при } 0,1 < \psi_{m_{\text{п}}} < 0,3 \text{ и, соответственно, для связанных систем } 10 \leq \Omega_{\text{тяг}} < 12 \text{ с}^{-1} \text{ и } 12 \leq \Omega_{\text{тор}} < 16 \text{ с}^{-1}.$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.
2. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобилей. М., «Машиностроение», 1968.
3. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.
4. Родионов В. Ф., Фиттерман Б. М. Легковые автомобили. М., «Машиностроение», 1971.
5. Оспенчугов В. В. Автобусы. М., «Машиностроение», 1971.
6. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.
7. Lippman S. A., Nanny J. D. — «SAE Transactions», vol. 7, с. 670174.
8. Дербабемдикер А. Д., Бородин Ю. П. — «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1970, № 5.
9. Boden E. E. — «SAE», Symposium. Oxford—London—New-York—Paris. Pergamon Press, 1963.
10. Дербабемдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.
11. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972.
12. Бондарев В. Д. и др. Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобилей. В сб. статей Московского автозавода имени И. А. Гихачева. Вып. 5. НИИНавтопром, М., 1972.



# Исследование зацепления рулевого механизма типа глобоидальный червяк — двухгребневый ролик

Канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ, канд. техн. наук Т. Ф. КОЛОТИЛИНА, А. А. КРАШЕНИННИКОВ

АЗЛК, Московский станкоинструментальный институт

**Д**ЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ устойчивого прямолинейного движения автомобиля в рулевых механизмах типа глобоидальный червяк—ролик участки беззазорного зацепления расположены симметрично относительно среднего положения зацепления. В рулевых механизмах этого типа, имеющих двухгребневый ролик, принята передача, при которой беззазорное зацепление в среднем положении обеспечивается за счет создаваемого при регулировке натяга между витком червяка и внутренними сторонами обоих гребней ролика.

При выходе ролика за пределы участков беззазорного зацепления и дальнейшем движении его в любую из сторон от среднего положения боковой зазор  $\Delta$  в передаче возрастает. Это обеспечивает возможность установления в требуемых пределах беззазорного зацепления в среднем положении, как при сборке, так и в процессе эксплуатации, и в то же время способствует сохранению величин прямого и обратного к. п. д. при больших углах поворота  $\theta$  червяка.

У некоторых рулевых механизмов подобного типа нарезка червяка выполняется эксцентрично оси его вращения. Это дает возможность при том же натяге в паре получить минимальные по протяженности участки  $Z_1$  и  $Z_2$  беззазорного зацепления, достаточные для обеспечения чувствительности рулевого механизма (рис. 1). Кроме того, наличие при эксцентричной нарезке коротких участков беззазорного зацепления и достаточно интенсивного увеличения бокового зазора за их пределами (кривые 1 и 2) делает зацепление менее чувствительным к смещению нарезки червяка вдоль продольной оси относительно ролика в картере, что в значительной степени упрощает изготовление деталей рулевого механизма.

Чтобы выявить возможность повышения долговечности рулевых механизмов типа глобоидальный червяк—двухгребневый ролик за счет оптимизации зацепления без изменения его габаритов, Автозаводом имени Ленинского комсомола и Московским станкоинструментальным институтом были проведены теоретические и экспериментальные исследования зацепления рулевых механизмов указанного типа, устанавливаемых на автомобилях «Москвич-408» и «Москвич-412».

Последовательность зацепления, перемещение точек контакта по виткам червяка и гребням ролика, а также характер изменения профилей сопряженных деталей в эксплуатации и при стендовых испытаниях определялись в различных угловых по-

Схема установки рулевого механизма на проекторе показана на рис. 2. Для упрощения исследований луч света направлялся не перпендикулярно к плоскости  $AA$ , нормальной к касательной, проведенной через точку контакта и проходящей через центр ролика 1, а под некоторым переменным углом  $\alpha \approx 80^\circ$ . Учитывая, что  $\alpha = 80^\circ$  невелик и что при таком расположении луча относительно плоскости  $AA$  уменьшается (на величину  $h$ ) только величина зазора между вершиной гребня ролика и дном впадины нарезки червяка 2, это можем считать вполне допустимым.

Чтобы получить на экране проектора истинные изображения профилей витков нарезки и гребня ролика в зоне контакта для каждого из положений зацепления, стол проектора поворачивали вокруг его вертикальной оси вместе с установленным на

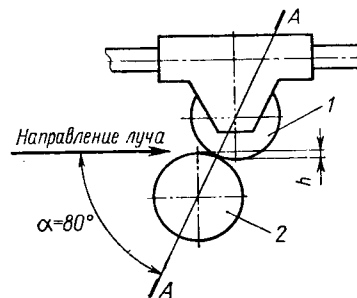


Рис. 2. Схема установки механизма на проекторе

нем рулевым механизмом до тех пор, пока длина  $l_{\text{общ}}$  тени (проекция) от пятна контакта на экране не становилась минимальной (рис. 3). Середина этого минимального отрезка  $l_{\text{min}}$  принималась за центр пятна контакта (т. е. за точку контакта  $A$  при допущении, что материалы деталей упругие). В связи с тем, что направление луча света при этом совпадает с касательной к винтовой линии в точке контакта витка червяка и гребня ролика, необходимый для получения длины отрезка  $l_{\text{min}}$  угол поворота стола проектора является одновременно и углом наклона винтовой линии нарезки в данной точке.

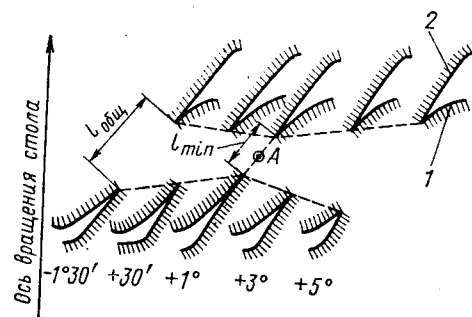


Рис. 3. Взаимное положение витков червяка при различных углах поворота рулевого колеса:  
1 — контур в конусе ролика; 2 — контур витка червяка

В процессе эксперимента было зафиксировано более пятисот взаимных положений витков червяка и гребней ролика при различных углах поворота рулевого вала, найдено для каждого из них расположение точек контакта на рабочих поверхностях и отмечено изменение профилей витков червяков под действием нагрузок. Оказалось, что вследствие перехода касания с одного внутреннего конуса гребня ролика на наружный конус другого гребня и обратно в определенной последовательности наиболее нагруженным по времени работы является средний виток нарезки червяка, а максимальные нагрузки наблюдаются на участке беззазорного зацепления.

При осмотре бывших в длительной эксплуатации червяков рулевых механизмов на витках нарезки, особенно у оснований и в меньшей степени у вершин, были обнаружены наплывы металла, препятствовавшие правильной регулировке зацепления.

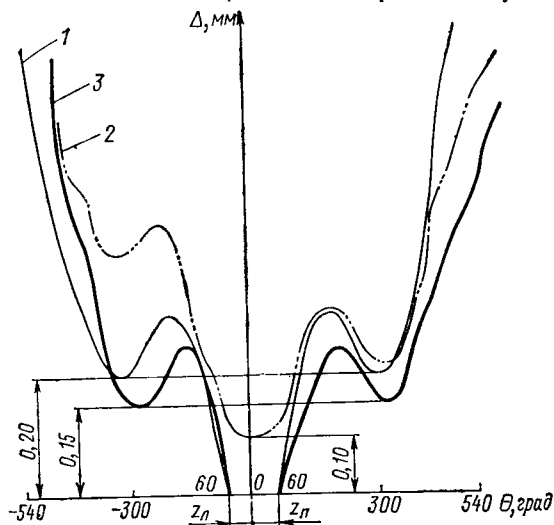


Рис. 1. Закон изменения зазоров в передаче:  
1 — рекомендуемый; 2 — после обкатки червяка с рекомендуемым профилем; 3 — с рекомендуемым червяком после регулирования передачи

ложениях червяка и вала сошки с роликом при 10—30-кратном увеличении на специальном оптическом проекторе. Для этого рабочие пары червяк—ролик помещались в эталонный, т. е. выполненный по средним размерам чертежей картер, в крышке которого сделаны специальные вырезы для прохождения светового луча.

В связи с этим при дальнейшем проведении работы основное внимание было уделено исследованию причин появления напылов на витке червяка, а также определению оптимальной конфигурации профиля витка червяка в нормальной плоскости, исключающей образование этих напылов.

Сравнение профилей закаленных, бывших в эксплуатации, и незакаленных, обкатанных под нагрузкой в эталонном рулевом механизме червяков, показало, что рабочие поверхности их витков имеют хотя и различные по величине, но аналогичные по характеру деформации витков. Было установлено, что при обкатке под нагрузкой в рулевом механизме на стенде так же, как и в условиях эксплуатации на автомобиле, наибольшие изменения профилей в нормальных сечениях витка были в средней части нарезки. Учитывая аналогичные характеры изменения профилей витков в эксплуатации и при обкатке, при исследованиях зацепления можно заменить длительные эксплуатационные испытания закаленных червяков исследованиями незакаленных червяков, обкатанных под нагрузкой в эталонном картере.

В результате было установлено, что деформация от действия нагрузок приводит к уменьшению кривизны боковых сторон нормальных сечений витков и появлению гребневидных напылов металла за пределами зоны контакта. До обкатки (рис. 4, а) в зонах  $B_0$  и  $B_0$  между витком червяка 1 и гребнями ролика 2 имеются зазоры. После обкатки «лишний» слой метал-

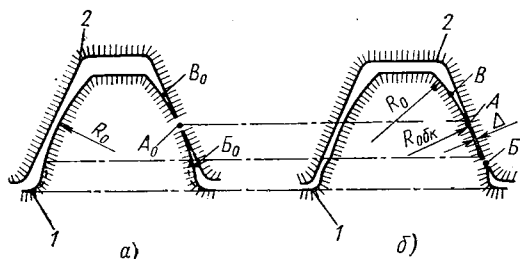


Рис. 4. Касание червяка и ролика до обкатки (а) и после нее (б)

ла из рабочей зоны  $A_0$  перетекает к основанию витков (зона  $B$  на рис. 4, б), образуя наиболее ярко выраженные напылы, что можно объяснить направлением сил, действующих в зацеплении. Максимальные напылы образуются на участке беззазорного зацепления, так как в этой зоне в дополнение к внешним силам действуют также усилия от натяга в зацеплении, создаваемого при регулировке. У вершин витков образуются небольшие напылы, являющиеся практически результатом перелома двух дуг: дуги радиуса  $R_0$ , первоначально образующей сечение витка и, дуги радиуса  $R_{0BK}$ , образующей сечение витка в рабочей зоне после обкатки.

Образовавшиеся напылы искажают профиль витка и нарушают правильность зацепления, так как касание ролика и червяка происходит после обкатки только по этим напылам; в то время как в рабочей зоне  $A$  между рабочими поверхностями имеется зазор  $\Delta$ , приблизительно равный величине напыла. Это отрицательно сказывается на распределении нагрузок в зоне контакта и может служить причиной задиров и питтинговых разрушений рабочих поверхностей червяка и ролика в период эксплуатации, так как аналогичные напылы имеются и на каменных деталях, снятых с автомобилей. Кроме того, наличие напылов в рабочей зоне нежелательно, потому что контактирование ролика только с напылами является причиной неправильной регулировки зацепления рулевого механизма.

Эксперименты показали, что вершины гребней ролика во всех относительных положениях звеньев механизма находятся всегда за пределами зоны напылов, следовательно, причиной их возникновения быть не могут (рис. 4, б). Геометрия рабочих поверхностей червяка и ролика такова, что если бы тела их были абсолютно твердыми, то поверхности имели точечный контакт. В действительности в зацепление входят деформируемые поверхности, действие нагрузок вызывает упругие и пластические деформации и вместо точки контакта существует пятно контакта. Максимальные контактные напряжения наблюдаются в центре пятна, постепенно уменьшаясь по мере удаления от него. Вследствие этого выдавливаемый из центра и периферийных зон пятна контакта металл выходит за пределы пятна и концентрируется в зонах  $B$  и  $B$  (рис. 4, б). Ввиду того, что ролик перекачивается по витку червяка, напылы образуются по всей рабочей длине червяка, по глобoidalным винтовым линиям, ограничивающим поверхность контакта, расположенную в зоне поверхности начального глобоида. Напылы постепенно уменьшаются по мере удаления от средней плоскости червяка, где они являются максимальными. Следова-

но, причиной появления напылов на боковой поверхности витка червяка являются пластические деформации металла, возникающие под действием контактных напряжений, превышающих предел упругости.

Устранения или уменьшения деформаций поверхностей в передаче можно достигнуть за счет увеличения габаритов или изготовления деталей рулевого механизма из более прочного материала. Однако это не всегда рационально как по компоновочным, так и по экономическим соображениям. В то же время этого можно достигнуть путем увеличения площади пятна контакта за счет изменения геометрии профиля витка червяка без увеличения габаритов рулевого механизма и изменения материала деталей, что, очевидно, более целесообразно.

Напылы, касающиеся поверхности ролика, образуются, постепенно увеличиваясь, по мере обмятия боковой поверхности витка. До того момента, пока они не коснулись поверхности гребня ролика, условия контакта остаются удовлетворительными. Исключение напылов увеличит площадь пятна контакта, повышая тем самым нагрузочную способность рулевого механизма, и улучшит условия контакта, обеспечивая большую надежность его в работе.

Известно, что максимальное напряжение в точке контакта двух сжатых тел можно определить через главные радиусы кривизны входящих в соприкосновение поверхностей, в данном случае червяка и ролика [2]:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,92}{\mu\nu} \sqrt{\left( \frac{K_{\text{ч min}} + K_{\text{ч max}} + K_{\text{р min}} + K_{\text{р max}}}{\vartheta_1^2 + \vartheta_2^2} \right) P} \text{ кгс/мм}^2, \quad (1)$$

где  $\mu$  и  $\nu$  — коэффициенты Герца, учитывающие кривизну тел в точке их касания;

$\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  — коэффициенты эластичности, зависящие от модуля упругости материала соприкасающихся тел;

$P$  — нормальное усилие к поверхностям соприкасающихся тел в точке контакта;

$K_{\text{ч max}}$  и  $K_{\text{ч min}}$  — главные радиусы закругления одной поверхности витка (червяка) в точке контакта;

$K_{\text{р max}}$  и  $K_{\text{р min}}$  — главные радиусы закругления второй поверхности (конусов гребней ролика) в точке контакта.

Площадь эллипсов контакта определяется по формуле

$$S = \pi ab, \quad (2)$$

где  $a$  и  $b$  — полуоси эллипса контакта, величина которых прямо пропорциональна корню квадратному из главных приведенных радиусов кривизны в точке контакта поверхностей, определяемых через главные радиусы кривизны поверхностей [3].

Исследование геометрии условий контакта двух соприкасающихся поверхностей методом индикатрис Дюпона также сводится к определению главных радиусов кривизны этих поверхностей [4].

При вычислении главных приведенных радиусов кривизны витка червяка и гребней ролика в точках контакта для рулевых механизмов моделей 408 и 412 было установлено следующее:

1. Главный максимальный радиус кривизны  $R_{\text{р max}}$  червяка в точке контакта уменьшается при перемещении ее по виткам нарезки червяка вдоль оси по мере поворота рулевого вала.

2. Главный максимальный радиус кривизны  $R_{\text{р max}}$  гребня ролика в любой точке контакта равен бесконечности, так как точки конуса являются параболическими.

3. Величина минимального радиуса кривизны  $R_{\text{р min}}$  для поверхностей конусов гребней ролика в точках контакта зависит от расстояния точки до вершины конуса  $b$  и угла  $\beta$  его при основании [1], откуда

$$R_{\text{р min}} = \frac{l \cos \beta}{\lg \beta}. \quad (3)$$

Поскольку угол  $\beta$  мало меняется для внутренних конусов гребней роликов моделей 408 и 412 (разница  $4^\circ$ ) и точки контакта на поверхностях гребней достаточно сконцентрированы в одной зоне, изменение  $R_{\text{р min}}$  для рулевых механизмов обоих типов весьма незначительно и величина эта практически остается постоянной.

4. Величина минимального радиуса кривизны червяка  $R_{\text{ч min}}$  в точке контакта с небольшим приближением равна радиусу

$R_0$  дуги окружности, описывающей профиль витка червяка в нормальном сечении, и остается постоянной во всех точках контакта рабочей зоны.

Поэтому величина контактного напряжения при неизменных коэффициентах и величине усилия [уравнение (1)] и величина площади эллипса контакта [уравнение (2)] находятся в прямой зависимости от величины радиуса дуги, описывающей профиль витка в нормальном сечении: при увеличении его площадь эллипса контакта увеличивается, а контактные напряжения уменьшаются. Следовательно, чтобы снизить контактные напряжения в зацеплении рулевого механизма, необходимо увеличить радиус дуги, описывающий профиль витка. Это оказалось возможным без изменения остальных размеров червяка и ролика, а также общих габаритов рулевого механизма.

Как было сказано выше, после обкатки под нагрузкой незакаленного червяка в эталонном картере на рабочем участке профиля витка в зоне А (рис. 4, б) радиус дуги  $R_{обк}$  стал больше радиуса  $R_0$  до обкатки (рис. 4, а). Однако в зонах Б и В появились наплывы металла, выступающие за поверхность, описываемую радиусом  $R_{обк}$ . Чистота поверхности обкатанной зоны А получилась намного выше (7—8-й класс), чем при обработке ее чашечным резцом с последующим «шлифованием». Очевидно, что для получения желаемого профиля витка с повышенной чистотой поверхности целесообразно выполнять накатывание специальным технологическим роликом. При этом до накатывания необходимо обеспечить такой профиль витка червяка в нормальном сечении, при котором появляющиеся после накатывания наплывы не выступали бы над поверхностью рабочей зоны. Для осуществления этого наиболее целесообразно выполнять перед обкаткой профиль витка таким, чтобы у оснований витков на участке  $B_0$  были выполнены поднутрения достаточной величины, в которых полностью разместились бы, не выступая над поверхностью рабочей зоны, наплывы металла, возникшие при накатывании.

Для проверки этого вывода была проведена обкатка под нагрузкой в эталонном рулевом механизме партии червяков, нарезанных одним инструментом при неизменной наладке станка и имеющих одинаковую полную нарезку. Шлифование конусов червяков до и после нарезки также выполнялось при неизменной наладке станка. Графики изменения боковых зазоров в зацеплении, снятые в эталонном картере с каждого червяка, показали полную идентичность их размеров.

У червяков, замаркированных «червяк № 1», профиль витка, полученный при нарезке, был оставлен неизменным, и использовались эти червяки в качестве контрольных деталей.

У червяков с маркой «червяк № 2» были выполнены поднутрения у оснований витков, а радиус дуги, описывающей профиль витка в рабочей зоне  $A_0$  (рис. 4, а), оставлен без изменений.

У червяков, замаркированных «червяк № 3», удалением слоя металла в рабочей зоне А был увеличен радиус дуги окружности, описывающей профиль витков.

Контроль профилей витков червяков, замаркированных условно № 2 и № 3, в процессе обработки выполнялся по шаблону на экране проектора при увеличении 20:1. Отклонения профилей витков от заданных не превышали 0,05 мм. После обработки профилей у этих червяков были сняты в эталонном картере графики изменения боковых зазоров, которые показали, что характер изменения бокового зазора по углу поворота червяка остался неизменным.

Обкатывание червяков под № 1, 2, 3 проводилось в эталонном картере при нагрузке на валу сошки 17,5 кгс·м; это соответствует моменту на рулевом колесе около 2 кгс·м (усилие на рулевом колесе 10 кгс·м, что примерно в 2 раза выше средней величины усилия в эксплуатации). После обкатывания для каждого из червяков были вновь построены графики изменений боковых зазоров, которые показали, что хотя характер изменения бокового зазора по углу поворота червяка и остался аналогичным, однако величины боковых зазоров у разных червяков были неодинаковы.

Проведенное затем с помощью проектора определение профиля витков показало, что у червяков № 1 и 2 образовались наплывы, выступающие над поверхностью рабочей зоны. Вследствие этого касание гребней ролика происходило по вершинам наплывов, а на участке рабочей зоны между витком червяка и поверхностью гребня ролика по всей длине червяка существовал зазор (рис. 4, б). Максимальная величина деформации рабочей зоны витков червяков этих групп составила 0,5 мм с одной стороны и длины проекций пятен контакта на экране проектора были одинаковыми.

Величина обмятия рабочей зоны профиля витка червяков № 3, имевших до обкатки меньшую кривизну профиля, составила для одной стороны витка 0,05—0,08 мм, причем имевшиеся незначительные наплывы у оснований профиля витков не выступали за пределы рабочей зоны. Проекция пятен контакта на экране проектора в результате незначительной деформации поверхности несколько увеличилась.

Таким образом, введение поднутрений у оснований витков при сохранном радиусе кривизны профиля витка не устраняет появления наплывов над поверхностью рабочей зоны. В то же время увеличение радиуса кривизны профиля витка червяка в нормальном сечении в значительной степени уменьшает величину деформаций профиля и высоту наплывов после обкатывания под нагрузкой.

Проведенные эксперименты и данные расчета методом индикатрис Дюпена показали, что для снижения контактных напряжений и, следовательно, деформаций профиля рабочей зоны витка червяка целесообразно увеличить радиус дуги окружности, описывающей профиль его витка в нормальном сечении после нарезки. При этом оптимальным для червяков моделей 408 и 412 является увеличение радиуса  $R_0$  дуги, описывающей профиль витка в рабочей зоне, в 1,5 раза по сравнению с существующими; для полного предотвращения наплывов над поверхностью рабочей зоны необходимо с целью получения поднутрения уменьшить также в 1,5 раза радиусы дуг  $R_0$ , описывающих участки сечений профиля витка червяка I у оснований и вершин (рис. 5).

Для окончательной проверки этого вывода было изготовлено несколько червяков с таким профилем витка, замаркированных условно «червяк № 4». Проведенное после обкатывания с той же нагрузкой исследование профиля витка червяков № 4 с помощью проектора показало, что величина деформации одной стороны их витка не превышала 0,03 мм и наплывы, выступающие над поверхностью рабочей зоны, не появились. Снятый в эталонном рулевом механизме график изменения боковых зазоров зацепления с червяками № 4 показал, что симметричный характер изменения зазоров сохранился, а величины их находятся в требуемых пределах.

Следовательно, при нарезании профиль витка должен быть описан дугой радиуса  $R_{min}$ , который сохраняется и после обкатывания в зоне оснований и вершин витков; затем рабочая зона витков должна быть обкатана специальным технологическим роликом 2, в результате чего ее описывает дуга окружности увеличенного радиуса  $R_{max}$  и класс чистоты поверхности значительно повышается.

Такое усовершенствование конфигурации и технологического процесса получения профиля витка нарезки червяка снизит контактные напряжения, уменьшит деформации рабочей зоны поверхности и соответственно увеличит нагрузочную способность, долговечность и надежность рулевого механизма.

В настоящее время на Автозаводе имени Ленинского комсомола ведется разработка технологической оснастки для

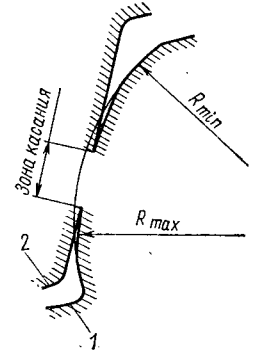


Рис. 5. Рекомендуемый профиль витка червяка и касание его с роликом

изготовления таких червяков, а также совместно с Московским станкоинструментальным институтом осуществляется на ЭВМ расчет профиля специального накатного технологического ролика для получения путем обкатывания оптимального профиля витка червяка в рабочей зоне.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М., Машгиз, 1945.
2. Лурье А. И. Пространственные задачи теории упругости. М., Гостехтеоретиздат, 1955.
3. Коростелев Л. В. Применение индикатрис Дюпена в контактной задаче теории упругости. В сб. «Исследования в области металлорежущих станков». Вып. 5, Машгиз, 1964.

# Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твердой дороге

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ, Д. С. СЕМОВ

Московский автомеханический институт

ПРИ РАССМОТРЕНИИ пары автомобильное колесо — твердая дорога как передающего механизма представляет интерес способность колеса преобразовывать крутящий момент, подводимый от полуоси, в тангенциальную силу, определяющую режим движения колеса.

Силовые соотношения в этой паре при равномерном и прямолинейном качении колеса можно определить из схемы, показанной на рис. 1, следующим образом:

$$Z = G; \quad X = P; \quad M = Xr_d + Za. \quad (1)$$

В работах [1 и 2] показано, что снос вертикальной реакции  $a$  является суммой двух компонентов, один из которых — следствие гистерезиса шины, а второй — тангенциальный сдвиг отпечатка шины относительно обода колеса.

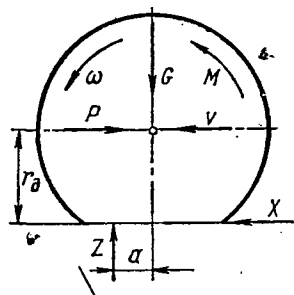


Рис. 1

Преобразующие свойства колеса полностью описываются выражением (1), так как оно связывает величины  $M$  и  $X$ . Эта связь, в свою очередь, определяется параметрами  $r_d$  и  $a$ . В ряде работ [3, 4, 5 и др.] показано, что с достаточной для практики точностью динамический радиус автомобильного колеса  $r_d$  может быть принят величиной постоянной, так как его колебания составляют не более 1%.

Таким образом, преобразующие свойства колеса определяются только величиной сноса вертикальной реакции относительно центра колеса  $a$ . В настоящее время установлено, что величина  $a$  может принимать как положительные, так и отрицательные значения.

Полагая, как это предложено А. В. Петрушовым, снос вертикальной реакции равным сумме двух компонентов, можно записать

$$a = a_r + a_t, \quad (2)$$

где  $a_r$  — компонент, обусловленный гистерезисом;

$a_t$  — компонент, связанный с упругим сдвигом отпечатка относительно обода колеса под влиянием силы  $X$ .

В последнем выражении член  $a_r$  может быть только положительным, так как гистерезис шины независимо от режима движения колеса (тяговый или тормозной) всегда дает смещение вертикальной реакции только вперед по отношению к центру колеса. Второй член выражения (2) может принимать в зависимости от режима движения колеса как положительные, так и отрицательные значения.

Таким образом, считая в первом приближении шину системой линейной, можно предположить, что

$$a_t = k_t X, \quad (3)$$

где  $k_t$  — коэффициент пропорциональности, связывающий тангенциальное смещение отпечатка с силой, его вызывающей.

Смещение вертикальной реакции, вызванной гистерезисом, может быть предположительно описано следующим образом:

$$a_r = a_0 + k_r |X| \dots \quad (4)$$

Эта формула по своей структуре напоминает предложенное В. А. Петрушовым [4] выражение, если в нем  $r_k$  считать равным радиусу качения колеса в свободном режиме.

Подставив два последних значения в выражение (2), получим

$$a = a_0 + k_r |X| + k_t X \dots \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в уравнение (1), будем иметь

$$M = X(r_d + Zk_r + k_t Z|X|) + Za_0. \quad (6)$$

остается положительной. Это обусловлено тем, что гистерезис всегда вызывает затраты энергии.

На рис. 2 выражение (6) представлено графически с изображением отдельных слагаемых его правой части и их алгебраической суммы. Функция  $M=f(X)$  имеет излом, который обусловлен априорно принятым выражением (4). Чтобы проверить справедливость этого положения, был поставлен дорожный эксперимент по определению связи между величинами  $M$  и  $X$ . Эксперимент велся на шинном тестере, разработанном на кафедре «Автомобили» Московского автомеханического института. Конструкция тестера позволяет вести одновременные измерения величин  $M$  и  $X$  в широком диапазоне их изменения. Этот диапазон охватывает режимы от буксования испытуемого колеса на месте до полного его юза. Эксперименты велись на сухом и мокром асфальте, на плотно укатанном снегу и на ледяной поверхности. Испытаниям были подвергнуты три шины следующих размеров: 3,25—16 (модель Л-133), 5,00—10 (модель В-19А) и 5,20—13 (модель В67-Б).

На рис. 3 приведены результаты испытания шины 5,00—10 модели В-19А ( $G=166$  кг,  $v=20$  км/ч,  $p_w=1,0$  кгс/см<sup>2</sup>,  $t=2^\circ\text{C}$ ). Результаты испытания остальных двух шин по своему характеру аналогичны приведенным.

Анализ полученных результатов показал, что независимо от коэффициента сцепления шины с дорогой связь между моментом и тангенциальной силой с достаточной для практики точностью выражается прямой линией, что эта прямая не имеет излома или перегиба в точке  $X=0$ .

Это обстоятельство заставляет пересмотреть исходное положение, принятое в начале статьи. Выше было отмечено, что излом функции  $M=f(X)$  обусловлен видом выражения (4). С

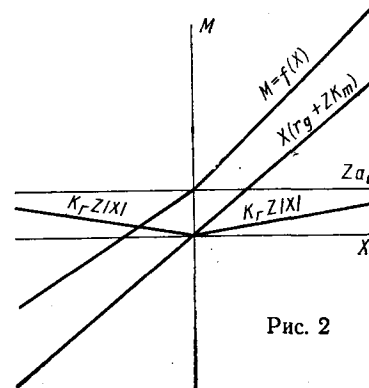


Рис. 2

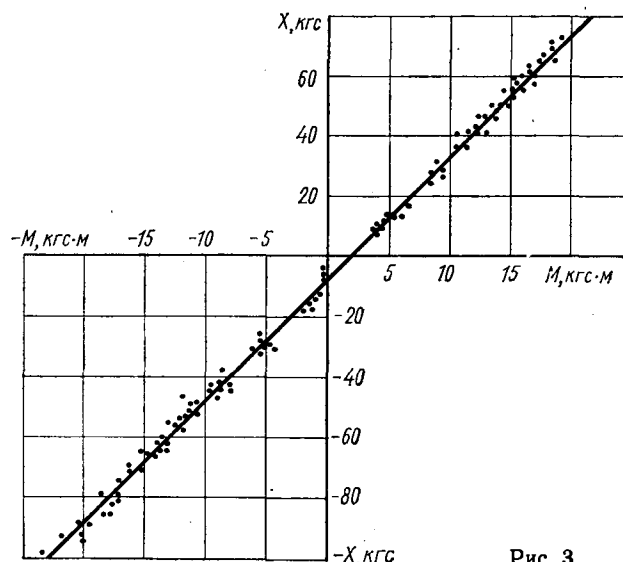


Рис. 3

учетом результатов эксперимента это выражение должно быть переписано следующим образом:

$$a_r = a_0 = \text{const.}$$

Тогда окончательный вид выражения (6) будет таким:

$$M = X(r_d + Zk_T) + Za_0. \quad (7)$$

Приведенное выражение представляет собой уравнение прямой, сдвинутой относительно начала координат по оси  $M$  на величину  $Za_0$ , что полностью согласуется с результатами экспериментов и в первом приближении отражает процессы качения пневматической шины по твердому дорожному покрытию.

Решая формулу (7) относительно  $X$ , получим

$$X = \frac{M - Za_0}{r_d - Zk_T}. \quad (8)$$

Принимая во внимание, что динамический радиус колеса  $r_d$  с достаточной точностью может быть принят равным статическому радиусу  $r_{ст}$ , можно последнее выражение переписать так:

$$X = \frac{M - Za_0}{r_{ст} - Zk_T}. \quad (9)$$

Величина коэффициента пропорциональности  $k_T$  связана с тангенциальной жесткостью шины следующим образом:

$$k_T = \frac{1}{C_T}.$$

Подставляя это выражение в формулу (9), получим окончательно

$$X = \frac{M - Za_0}{r_{ст} - \frac{Z}{C_T}}.$$

Последнее выражение показывает, что для аналитического описания связи тангенциальной реакции колеса  $X$  с подведенным к нему моментом  $M$  необходимо знание только константы  $a_0$ , так как параметры  $r_{ст}$  и  $C_T$  являются для данной шины величинами паспортными. Величина  $a_0$  сравнительно легко может быть определена экспериментально при испытаниях шины в ведомом режиме.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Виравов Р. В. О качении колеса с упругой шиной по жесткому основанию. «Известия вузов. Машиностроение», 1967, № 6.
2. Ечеистов Ю. А., Селифанов В. В. Экспериментальное исследование тангенциальной эластичности шин в дорожных условиях: Труды МАМИ, 1971.
3. Ечеистов Ю. А., Зверев И. Н. Методика тягово-скоростного расчета автомобиля с учетом упругих свойств его колес. Труды МАМИ, 1971.
4. Петрушов В. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
5. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса. Изд-во АН СССР, 1950.

УДК 629.113.529.1

## К вопросу применения тормозов-замедлителей на автопоездах

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, А. Б. РАЗУМОВ, канд. техн. наук Г. С. ГУДЗ

Львовский ордена Ленина политехнический институт

ОДНИМ из наиболее эффективных средств снижения энергонагруженности и повышения надежности основной тормозной системы автомобиля или автопоезда является введение вспомогательной тормозной системы (тормоза-замедлителя). В связи с этим в ОСТ 37.001.016—70 указано, что вспомогательная тормозная система должна обеспечивать поддержание постоянной скорости автотранспортного средства и регулирование ее самостоятельно или одновременно с рабочей тормозной системой с целью разгрузки последней.

Если каждое звено автопоезда имеет свой вспомогательный тормоз, то работа сил трения во всех тормозных механизмах, а также в тормозных механизмах колес каждого звена определяется из выражений:

$$A_{т.оп} = A_{т.т} + A_{т.п} = \frac{A_{т.т} + A_{т.п}}{A_{т.т} + A_{т.п} + A'_{т.т} + A'_{т.п} + A_f + A_\varphi} \times (\Delta T \pm \Delta \Pi) + K_{т.оп} (\Delta T \pm \Delta \Pi);$$

$$A_{т.т} = \frac{A_{т.т}}{A_{т.т} + A'_{т.т} + A_f + A_\varphi} (\Delta T_t + \Delta \Pi_t) = K_{т.т} (\Delta T \pm \Delta \Pi); \quad (1)$$

$$A_{т.п} = \frac{A_{т.п}}{A_{т.п} + A'_{т.п} + A_f + A_\varphi} (\Delta T_p + \Delta \Pi_p) = K_{т.п} (\Delta T \pm \Delta \Pi),$$

где  $\Delta T_t$ ,  $\Delta T_p$  и  $\Delta T$  — уменьшение кинетической энергии соответственно тягача, прицепа и автопоезда в кгс·м;

$\Delta \Pi_t$ ,  $\Delta \Pi_p$  и  $\Delta \Pi$  — изменение потенциальной энергии соответственно тягача, прицепа и автопоезда в кгс·м;

$A_{т.т}$  и  $A_{т.п}$  — работа сил трения в тормозных механизмах соответственно тягача и прицепа в кгс·м;

$A'_{т.т}$  и  $A'_{т.п}$  — работа сил трения в агрегатах трансмиссии и сил сопротивления в дополнительном тормозе соответственно тягача и прицепа в кгс·м;

$A_f$  — работа сил сопротивления качению в кгс·м;

$A_\varphi$  — работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой в кгс·м;

$K_{т.т}$ ,  $K_{т.п}$  и  $K_{т.оп}$  — коэффициенты распределения преобразуемой энергии для тягача, прицепа и автопоезда.

При правильном выборе параметров вспомогательных тормозов может быть обеспечено такое соотношение между удельными тормозными силами звеньев [1], при котором усилие в сцепном или опорно-сцепном устройстве будет равно нулю или будет обеспечивать растянутость системы.

В известных конструктивных решениях предусматривается установка тормозов-замедлителей только на одном звене. При этом для сохранения заданного соотношения между тормозными силами звеньев необходимо:

а) притормаживание прицепа основной тормозной системой, если вспомогательный тормоз установлен на тягаче;

б) снижение давлений в силовых устройствах тормозных механизмов оси прицепа или полуприцепа, на которой установлен вспомогательный тормоз.

Второй вариант решения с гидродинамическим тормозом-замедлителем рекомендуется фирмой Тевес для седельного автопоезда общим весом 38 т [2].

Оба варианта установки вспомогательного тормоза резко увеличивают разницу между общими и удельными энергонагруженностями тормозных механизмов колес звеньев. В первом случае увеличивается энергонагруженность тормозов прицепа, а во втором — тягача. Между тем, как показали исследования [3], учет распределения энергии между тормозными механизмами звеньев автопоезда является важным условием объективности оценки влияния энергонагруженности на стабильность характеристик тормозных механизмов, динамическое взаимодействие звеньев автопоезда и соответствие протекания процесса торможения требованиям устойчивости и управляемости.

В связи с этим были исследованы вопросы нагруженности тормозов звеньев прицепного автопоезда в составе автомобиля ЗИЛ-130 и прицепа ГКБ-817 без вспомогательного тормоза и с применением тормоза-замедлителя, установленного на тягаче с одновременным притормаживанием прицепа. В общем случае замедление автопоезда

$$j_{\tau} = [(\gamma_{\tau\tau} + \gamma_{\tau}') (1 - m) + \gamma_{\tau\pi} m] g, \quad (2)$$

где  $m = \frac{G_{\pi}}{G_{\tau} + G_{\pi}}$  — весовой коэффициент автопоезда;

$g$  — ускорение силы тяжести в м/с<sup>2</sup>.

С учетом проскальзывания в контакте шин с дорогой формулы для распределения преобразуемой энергии могут быть записаны в следующем виде:

$$K_{\tau\tau} = \frac{\gamma_{\tau\tau} (1 - \lambda_c)}{(\gamma_{\tau\tau} + \gamma_{\tau}') (1 - \lambda_c) + f}; \quad (3)$$

$$K_{\tau\pi} = \frac{\gamma_{\tau\pi} (1 - \lambda_c)}{\gamma_{\tau\pi} (1 - \lambda_c) + f}, \quad (4)$$

где  $\gamma_{\tau\tau}$  и  $\gamma_{\tau\pi}$  — удельные тормозные силы, создаваемые тормозными механизмами соответственно тягача и прицепа;

$G_{\tau}$  и  $G_{\pi}$  — вес тягача и прицепа в кГ;

$\gamma_{\tau}$  — удельная тормозная сила, создаваемая за счет трения в агрегатах трансмиссии и сил сопротивления в дополнительном тормозе;

$f$  — коэффициент сопротивления качению;

$\lambda_c$  — коэффициент проскальзывания в контакте шин с дорогой, который для служебных торможений может быть принят 0,04—0,06.

Расчетные значения коэффициентов распределения при  $f = 0,02$  и различных значениях  $\gamma_{\tau}$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения $\gamma_{\tau}$	$K_{\tau\tau}$	$K_{\tau\pi}$
$\gamma_{\tau\tau} = \gamma_{\tau\pi} = 0,1$	0,825	0,825
$\lambda_c = 0,06$	0,835	0,835
$\lambda_c = 0$	0,905	0,905
$\gamma_{\tau\tau} = \gamma_{\tau\pi} = 0,2$	0,908	0,908
$\lambda_c = 0,05$		
$\lambda_c = 0$		

Из приведенных данных следует, что при определении  $K_{\tau\tau}$  и  $K_{\tau\pi}$  коэффициентом проскальзывания колес с дорогой можно пренебречь.

В течение ряда лет кафедрой «Автомобили» Львовского политехнического института совместно с ОГК Московского автозавода имени И. А. Лихачева проводились испытания рассматриваемого автопоезда с целью оценки общей энергонагруженности тормозной системы и распределения преобразуемой в те-

пло энергии между звеньями и осями [1]. Полученные экспериментальные данные для одного из горных маршрутов Карпат могут быть использованы для исследования влияния различных вариантов установки дополнительного тормоза на энергонагруженность и температурный режим работы тормозных механизмов звеньев.

Предположим, что эффективность дополнительного тормоза соответствует требованиям ОСТ 37,001.016—70. В этом случае для всех участков рассматриваемого маршрута  $K_{\tau\tau} = 0$ , а коэффициент распределения для прицепа будет зависеть от необходимой удельной тормозной силы и определяться по формуле (4).

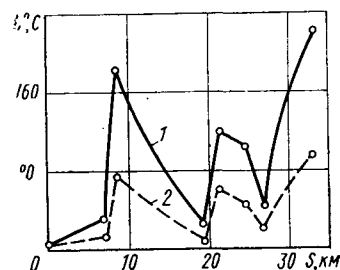
На основании этих предпосылок можно определить для каждого участка и для всего маршрута в целом энергию (в кгс·м/м), преобразуемую в тепло тормозными механизмами прицепа (табл. 2), и методом математического моделирова-

Таблица 2

№ участков	Протяженность участка в км	Энергия, преобразуемая в тепло		
		всеми тормозными механизмами прицепа	одним тормозным механизмом передней оси прицепа	одним тормозным механизмом задней оси прицепа
I	6,5	$2,32 \cdot 10^5$	$0,843 \cdot 10^5$	$0,327 \cdot 10^5$
II	1,5	$5,89 \cdot 10^5$	$2,120 \cdot 10^5$	$0,824 \cdot 10^5$
III	7,8	—	—	—
IV	3,2	$5,41 \cdot 10^5$	$1,950 \cdot 10^5$	$0,755 \cdot 10^5$
V	4,3	$3,52 \cdot 10^5$	$1,260 \cdot 10^5$	$0,500 \cdot 10^5$
VI	2,4	—	—	—
VII	7,3	$23,34 \cdot 10^5$	$8,400 \cdot 10^5$	$3,270 \cdot 10^5$

ния [4 и 5] получить данные, позволяющие построить кривые изменения температур поверхностей трения во времени и по длине маршрута. Результаты моделирования, приведенные на рисунке, показывают, что в конце выбранного участка горной дороги Карпат температура поверхностей трения передних тормозных механизмов прицепа достигает 200°C, а задних 90°C.

Температуры поверхностей трения тормозных механизмов прицепа при торможении тягача вспомогательным тормозом, а прицепа — основной тормозной системой: 1 — передние тормозные механизмы; 2 — задние тормозные механизмы



Так как температура поверхностей трения тормозных механизмов тягача равна температуре окружающей среды, то появляется опасность изменения коэффициента распределения суммарной тормозной силы между звеньями вследствие высокой температуры передних тормозных механизмов прицепа. Это может привести к возникновению больших усилий сжатия в сцепном устройстве при экстренных торможениях и, следовательно, к «складыванию» системы.

В случае установки дополнительных тормозов на прицепе будет наблюдаться перегрузка тормозных механизмов тягача. Однако в этом случае при экстренном торможении в конце спуска система будет находиться в растянутом состоянии, так как эффективность тормозов прицепа будет более высокая, чем у тягача. Поэтому, несмотря на большую сложность установки дополнительных тормозов на прицепе, с точки зрения устойчивости движения этот вариант предпочтительней.

Оптимальным вариантом с точки зрения устойчивости системы при торможении и равнонагруженности тормозных механизмов колес разных осей автопоезда является установка вспомогательных тормозов на тягаче и прицепе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
2. Schmidt H. — „ATZ“, 1972, № 74, 7.
3. Генбом Б. Б., Кизман А. М., Разумов А. Б. — «Автомобилестроение», НИИНагтопром, 1966, № 8.
4. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 12.
5. Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 3.

# Тепловой режим шины в зоне контакта с дорожным покрытием

А. А. ШЕРШНЕВ, М. Т. ПОПОВ, В. И. СИЛАЕВ

Красноярский политехнический институт

**ПРОЦЕСС** проскальзывания шины относительно дороги сопровождается изнашиванием беговой дорожки протектора и повышением температуры контактируемых тел, причем рост температуры может быть весьма значительным [1].

Тепловые потоки в зоне скольжения, составляющей часть области контакта шины с дорогой, определяются работой, затраченной при качении шины на преодоление сил трения контакта за время прохождения зоны скольжения [2 и 3]. Проведенные расчеты показали, что при качении шины без бокового увода удельная работа трения в зоне контакта в 4 и более раз меньше, чем при качении с боковым уводом. Тепловые потоки в зоне скольжения шины относительно дороги в этом случае в зависимости от конструктивных параметров шины и условий ее движения достигают величины  $q = (1 \div 5) \cdot 10^7$  Вт/м<sup>2</sup>.

Решение задачи о поверхностной температуре шины и глубине распространения теплового потока в зоне контакта шины с дорогой сводится к нахождению температур  $T_d$  и  $T_n$  трущихся тел, дифференциальные уравнения теплопроводности которых [4] имеют вид:

для дорожного покрытия

$$\frac{\partial T_d}{\partial \tau} = a_d \left( \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_d}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

для шины в зоне контакта

$$\frac{\partial T_n}{\partial \tau} = a_n \left( \frac{\partial^2 T_n}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2} \right) + \frac{W}{C_n \gamma_n}. \quad (2)$$

Начальные и граничные условия поставленной задачи [3]:

$$\begin{aligned} T_d(x, z, 0) &= T_{01}; \\ T_n(x, z, 0) &= T_{02}; \\ T_d(x, 0, \tau) &= T_n(x, 0, \tau); \\ \lambda_d \frac{\partial T_d}{\partial z} \Big|_{z=0} - \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial z} \Big|_{z=0} &= q(\tau); \\ \frac{\partial T_d}{\partial z} \Big|_{z=R} &= 0; \\ \frac{\partial T_n}{\partial z} \Big|_{z=-B} &= 0; \\ \frac{\partial T_d}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0; \\ \frac{\partial T_d}{\partial x} \Big|_{x=l} &= 0; \\ \frac{\partial T_n}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0; \\ \frac{\partial T_n}{\partial x} \Big|_{x=l} &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $x$  и  $z$  — продольная и вертикальная координаты в зоне контакта;

$B$  — высота протектора в недеформированной области;

$R$  — глубина дорожного покрытия (условно можно считать  $B=R$ );

$l$  — длина зоны скольжения;

$a_d, a_n$  — коэффициенты температуропроводности дорожного покрытия и протекторной резины;

$\lambda_d, \lambda_n$  — коэффициенты теплопроводности дорожного покрытия и протекторной резины;

$q$  — удельный тепловой поток в зоне скольжения;

$W$  — объемная плотность источников теплообразования шины в зоне ее контакта;

$C_n \gamma_n$  — удельная объемная теплоемкость материалов шины.

Уравнения (1)–(3) решались на ЭВМ «Минск-22» методом дробных шагов (схема расщепления), наиболее экономичным при решении сложных многомерных задач [5].

Решения показали, что уменьшение коэффициента теплопроводности  $\lambda_d$  существенно повышает поверхностную температуру  $T_n$  шины (рис. 1). Резкое увеличение температуры  $T_n$  происходит при  $q > 5,815 \cdot 10^7$  Вт/м<sup>2</sup>. Так как при качении шины без бокового увода работа трения  $L$  мала и удельные тепловые потоки не превышают, как правило,  $5 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>, то и поверхностные температуры невелики, повышение температуры  $T_n$  в этом случае можно не учитывать.

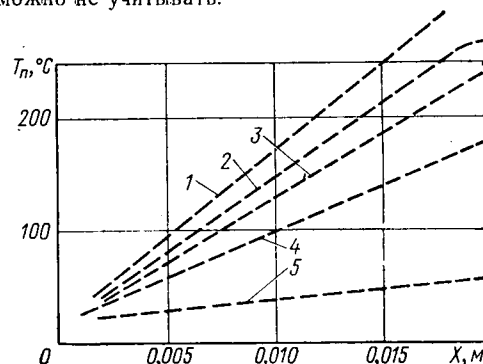


Рис. 1. Зависимость температуры поверхности шины при скорости автомобиля 80 км/ч:

1 — дерево; 2 — гравий; 3 — бетон; 4 — асфальт; 5 — сталь

Изменение максимальной температуры  $T_n$  в зависимости от скорости движения автомобиля при одинаковом значении удельной работы трения  $L$  показано на рис. 2.

Из графиков следует, что чем больше скорость движения  $v$ , тем температура  $T_n$  будет выше, так как возрастает величина теплового потока  $q$ , а уменьшение длины зоны скольжения  $l$  обеспечивает меньшее влияние значения  $v$  на величину  $T_n$ . Температура  $T_n$  изменяется в тонком пограничном слое протекто-

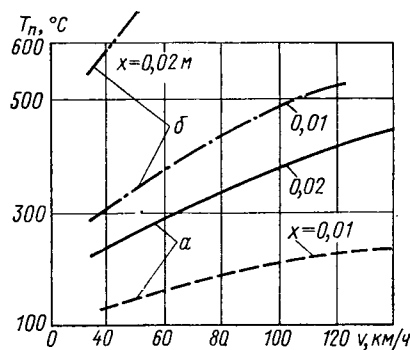


Рис. 2. Зависимость максимальной поверхностной температуры от скорости движения автомобиля при удельной работе трения  $L=1$  Дж/см<sup>2</sup> ( $\alpha$ );  $L=2$  Дж/см<sup>2</sup> ( $\delta$ )

ра. Дорожному покрытию более низкой теплопроводности соответствует большая глубина распространения температуры  $T_n$ , но практически это изменение весьма мало и составляет доли миллиметра.

Из характера распределения температуры по глубине протектора в зависимости от скорости движения автомобиля (рис. 3) видно, что чем выше скорость  $v$ , тем более высокие температуры  $T_n$  развиваются в пограничном слое протектора и тем более интенсивно она уменьшается с глубиной.

Расчеты показали, что все изменения температуры от контактного тепловыделения на глубине  $Z=2,5 \cdot 10^{-5}$  м отсутствуют. Влияние изменения величины  $W$  на значение  $T_n$  мало, и в практических расчетах его можно не учитывать.



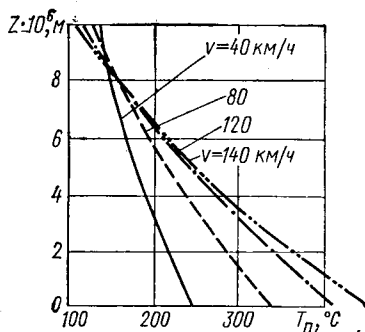


Рис. 3. Зависимость распределения температуры по глубине протектора шины от скорости движения автомобиля

Представим этот коэффициент в виде

$$\alpha_{Tn} = \frac{q_2}{q}, \quad (4)$$

где  $q_2$  — тепловой поток, идущий на прогрев шины. Очевидно, что

$$q = q_1 + q_2, \quad (5)$$

где  $q_1$  — тепловой поток, идущий на прогрев дорожного покрытия.

Проведенные расчеты показали, что  $\alpha_{Tn}$  в функции критерия  $P_1$ , характеризующего теплофизические характеристики контактируемых тел, имеет вид, как показано на рис. 4.

Критерий 
$$P_1 = \frac{\sqrt{\lambda_{д\kappa} \gamma_{д\kappa}}}{\sqrt{\lambda_{ш\kappa} \gamma_{ш\kappa}}}$$

Для основных типов дорожных покрытий коэффициент  $\alpha_{Tn}$  составляет:

дерева	0,500
гравия	0,425
бетона	0,360
асфальта	0,276
стали	0,075

Уравнение теплового баланса пограничного слоя шины имеет вид

$$C_{ш\kappa} W_{ш\kappa} \Delta T = \alpha_2 F (T - T_0) \Delta \tau,$$

где  $W_{ш\kappa}$  — объем, в котором изменяется контактная температура;

$\Delta T$  — изменение температуры пограничного слоя шины;

$\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи шины окружающему воздуху;

$F$  — поверхность охлаждения беговой дорожки;

$T_0$  — температура окружающего воздуха;

$\Delta \tau$  — время охлаждения за один оборот колеса;

$T$  — средняя температура пограничного слоя шины.

Из этого уравнения следует, что среднее снижение температуры поверхностного слоя шины за один оборот колеса, вызванное охлаждением ее в набегающем потоке воздуха (принимая  $T_0=0$ ), можно оценить величиной

$$\epsilon = \frac{\Delta T}{T} = \frac{\alpha_2 F}{C_{ш\kappa} \gamma_{ш\kappa} W_{ш\kappa}} \Delta \tau. \quad (6)$$

Так как  $\frac{F}{W_{ш\kappa}} > 2,5 \cdot 10^5 \frac{1}{м}$ , а  $\alpha_2 = 200 \div 500 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$ ,

то, учитывая значения  $\Delta \tau$ , можно сказать, что для автомобильных шин тепло, выделившееся в зоне контакта, будет полностью отведено в окружающую среду за один оборот колеса, и поэтому контактное тепловыделение не окажет влияния на распределение и величину температуры шины вне области контакта.

Тепло от шины будет отводиться только в окружающую среду, т. е. отвод тепла от шины в дорожное покрытие ничтожно мал и им можно пренебречь. Действительно, площадь поверхности охлаждения беговой дорожки шины

$$F = F_{\kappa} + F_{д}, \quad (7)$$

где  $F_{\kappa}$  — площадь поверхности теплообмена беговой дорожки шины с окружающей средой;

$F_{д}$  — площадь контакта.

Обозначим отношение этих площадей через

$$\frac{F_{\kappa}}{F_{д}} = \kappa. \quad (8)$$

Количество тепла, отводимое от шины в окружающую среду,

$$Q' = \alpha_2 F_{\kappa} (T_{ш} - T_0) \Delta \tau_1, \quad (9)$$

где  $T_{ш}$  — температура поверхности шины.

Количество тепла, передаваемое в дорожное покрытие, определяется выражением (область сцепления контакта  $q=0$ )

$$Q'' = \frac{\lambda_{п}}{\delta} F_{д} (T_{ш} - T_{д}) \Delta \tau_2, \quad (10)$$

где  $\delta$  — толщина теплового пограничного слоя шины, в котором может происходить изменение температуры за счет утечек тепла в дорожное покрытие.

Условно можно принять  $\delta=0,001 \text{ м}$ .

Так как  $\Delta \tau = \Delta \tau_1 + \Delta \tau_2$ , то очевидно, что отношение  $\frac{\Delta \tau_1}{\Delta \tau_2}$

имеет порядок  $\kappa$ . Величина  $\frac{\lambda_{п}}{\delta}$  имеет размерность  $\alpha_2$ , а отношение этих величин для шин, вращающихся в спокойном воз-

духе,  $\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_{п}} \approx 0,5 \div 0,7$ , для шин, вращающихся в набегаю-

щем потоке воздуха,  $\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_{п}} \approx 2 \div 3$ .

Если температура дорожного покрытия  $T_{д}=T_0$ , то

$$Q'' = \frac{\alpha_2}{(2 \div 3)} \frac{F_{\kappa}}{\kappa} (T_{ш} - T_0) \frac{\Delta \tau_1}{\kappa},$$

или

$$\text{или } Q'' = \frac{1}{(2 \div 3) \kappa^2} [\alpha_2 F_{\kappa} (T_{ш} - T_0) \Delta \tau_1].$$

Следовательно, величина  $Q''$  в  $(2 \div 3) \kappa^2$  раз меньше  $Q'$  при движении автомобиля и в  $(0,5 \div 0,7) \kappa^2$  раз меньше  $Q'$  при обкатывании шин на барабане. Так как  $\kappa$  имеет порядок 10, то высказанное утверждение справедливо.

Кроме того, в условиях летней эксплуатации шин, когда температура  $T_{д}$ , как правило, выше  $T_0$  и  $T_{ш}$  [7], тепловой поток будет направлен от дорожного покрытия в шину, а не наоборот.

По результатам исследований можно заключить, что поверхностная температура  $T_{ш}$  шины в конце зоны скольжения в зависимости от типа дорожного покрытия и условий движения автомобиля может достигать 200—400°C. Глубина ее распространения мала, и на расстоянии  $Z=2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$  от наружной поверхности шины всякие изменения температуры  $T_{ш}$ , вызванные контактным тепловыделением, отсутствуют. Тепло, выделившееся в зоне контакта, будет полностью отведено в окружающую среду за один оборот колеса.

Отвод тепла от шины в дорожное покрытие для области сцепления контакта ( $q=0$ ) ничтожно мал, и его в расчетах можно не учитывать. Баланс тепла в области скольжения определяется величиной коэффициента разделения теплового потока.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. М., Автотрансиздат, 1960.
2. Бидерман В. Л., Пугин В. А., Володина Т. Н. В сб. «Резина—конструкционный материал современного машиностроения». М., «Химия», 1967.
3. Шершнев А. А., Попов М. Т. В сб. «Прикладная гидромеханика и теплофизика». Вып. II. Красноярск, 1973.
4. Шершнев А. А., Попов М. Т. В сб. «Прикладная гидромеханика и теплофизика». Вып. I. Красноярск, 1970.
5. Яненко Н. Н. В сб. «Доклады АН СССР», 1960, т. 134, № 5.
6. Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.
7. Шершнев А. А., Анферов П. И. — «Каучук и резина», 1972, № 4.

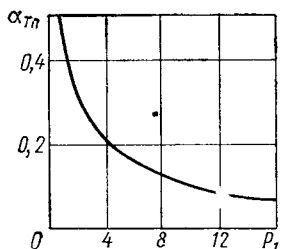


Рис. 4. Зависимость величины  $\alpha_{Tn}$  от критерия  $P_1$



# Отметчики траектории для испытания автомобиля на устойчивость и управляемость

Канд. техн. наук Ю. П. БОРОДИН, А. С. ПАРШИН, В. У. ХРЕНОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Автозавод имени Ленинского комсомола

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ управляемости и устойчивости автомобиля необходимо знать траекторию его движения. Существующие способы регистрации траектории в основном отличаются тем, что в одном случае траектория движения фиксируется на дорожном полотне [1], в другом случае положение автомобиля в пространстве регистрируется на ленте осциллографа или самописца. Например, при исследованиях, описанных в работе [2], радиус кривизны траектории движения автомобиля определялся с помощью устройства, представляющего собой комбинацию гироскопического датчика угловой скорости поворота автомобиля вокруг вертикальной оси, тахогенератора и транзисторного счетно-решающего устройства, выдающего сигнал в соответствии с равенством  $\rho = \frac{\omega}{v}$  (где  $v$  — скорость автомобиля;  $\omega$  — угловая скорость поворота автомобиля вокруг вертикальной оси).

Счетно-решающее устройство может быть в виде интегратора, оперирующего продольным и поперечным ускорениями; входными параметрами могут быть также вектор скорости одной из осей и угол между продольной осью автомобиля и направлением движения.

Траектографы, не «привязанные» к полотну испытательного участка, из-за удобства снятия показаний процесса движения автомобиля получили широкое распространение. В то же время обнаружилось, что ввиду сложности схемы требуется тщательная настройка, инерционность некоторых звеньев устройства вносит значительные погрешности в результаты измерений. Для тарирования такого рода траектографов необходимо создавать устройства, оставляющие след на испытательном участке. Эти устройства, называемые отметчиками траектории, проще в изготовлении и имеют самостоятельное значение.

На кафедре «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института для фиксации траектории на дороге были разработаны два таких устройства: гидроотметчик и «стреляющий» отметчик.

Гидроотметчик предназначен для фиксации траектории автомобиля при движении по кривой переменной кривизны. Поскольку при этом изменяются все параметры движения (скорость автомобиля, поперечное ускорение, угловая скорость и т. д.), то регистрацию траектории необходимо синхронизировать по времени с записью остальных параметров на фотоленте осциллографа. Поэтому управление электромагнитным клапаном гидроотметчика и датчиком импульсов времени осуществляется от одних электроконтактных часов.

Электрогидравлическая схема отметчика траектории показана на рис. 1. Жидкость (дизельное топливо) для нанесения траектории заливается в бак 1, из которого по трубопроводу поступает к лопастному насосу 2, приводимому во вращение электродвигателем 3. Для ограничения давления жидкости в трубопроводе насос имеет редукционный клапан 4, ко-

торый подключен в трубопровод посредством тройников 5 и 6. В конструкции предусмотрена регулировка жесткости пружины редукционного клапана. К выходному тройнику 7 подключены трубопроводы 8 и 9, разводящие поток жидкости к форсункам передней и задней осей. Передняя форсунка имеет отсечной клапан 10, рассчитанный на давление 2 кгс/см<sup>2</sup>. Расстояние от отверстия в форсунке до поверхности дороги — 100 мм. Диаметр выходного отверстия форсунки равен 1,2 мм. Ширина следа на поверхности дороги при движении со скоростью 80 км/ч составляет 20 мм. Для движения с более высокими скоростями устанавливают форсунки с диаметром отверстия 2 мм.

Чтобы не перепутать следы от передней и задней форсунки, на задней оси непосредственно перед форсункой установлен электромагнитный клапан 11.

Нормально закрытый электромагнитный клапан открывается при подаче электрического тока в обмотку 12 электромагнита. Электрический ток в электромагнитный клапан поступает от аккумуляторной батареи 13 при включении тумблера 14 и замыкании контактов прерывателя 15. Замыкание контактов прерывателя осуществляется кулачком 16, который приводится во вращение электродвигателем 17 через редуктор 18. Регулируя с помощью реостата (на схеме не показан) напряжение электродвигателя 17, можно изменять частоту замыкания контактов прерывателя, т. е. частоту обработки электромагнитного клапана гидроотметчика, а следовательно, и частоту меток на дороге.

На рис. 2 показана блок-схема стреляющего отметчика траекторий, служащего для нанесения на полотно дороги отдельных точек траекторий движения середин передней и задней осей автомобиля при воздействии на него бокового ветра. Отметчик траекторий состоит из переднего ПСУ и заднего ЗСУ стреляющих устройств, установленных соответственно на переднюю и заднюю оси автомобиля, распределителя Р с приводным электродвигателем Э и регулятором числа оборотов РО, источников тока низкого ИТНН и высокого ИТВН напряжения и датчика меток ДМ, наносимых на ленту шлейфного осциллографа с целью сопоставления получаемой осциллограммы с траекториями движения осей.

Электродвигатель постоянного тока Э, число оборотов которого с помощью регулятора можно изменять в широких пределах, вращает ротор и кулачок распределителя, представляющего собой обычный распределитель зажигания восьмилитрового двигателя. При этом ротор через равные регулируемые промежутки времени подводит напряжение от источника тока высокого напряжения к свечам зажигания стреляющих устройств, вследствие чего искры, проскакивающие между электродами свечей, воспламеняют порош, а продукты сгорания выталкивают из стволов стреляющих устройств цветной толченый мел. В результате на полотне дороги получают несколько разноцветных пятен (точек), принадлежащих тра-

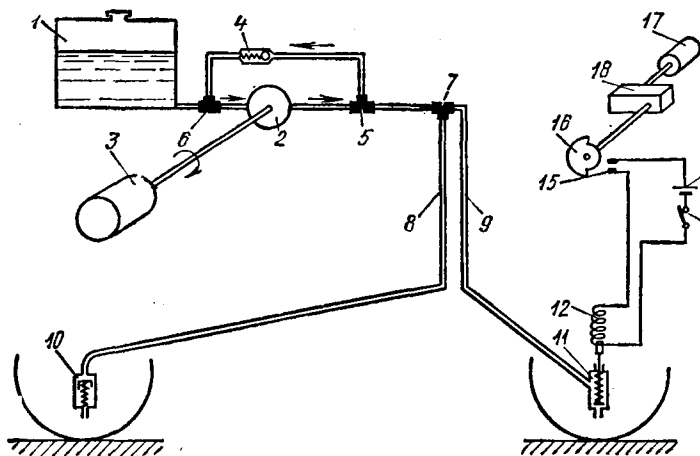


Рис. 1. Электрогидравлическая схема отметчика траектории

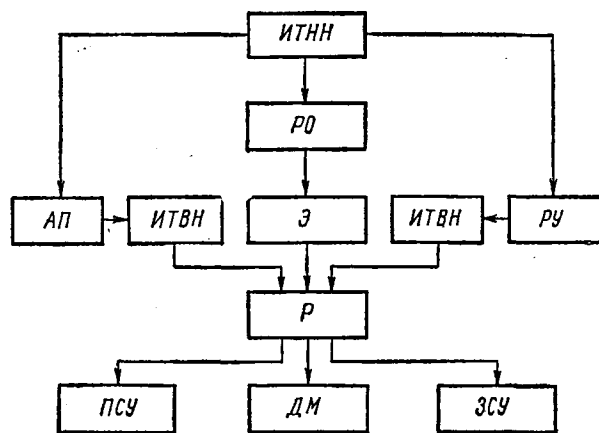


Рис. 2. Блок-схема стреляющего отметчика траекторий

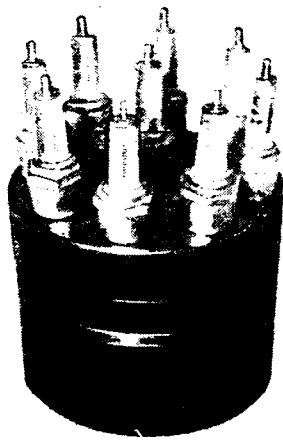


Рис. 3. Внешний вид стреляющего устройства

Рис. 3. Внешний вид стреляющего устройства. На изображении показан цилиндрический корпус с восемью наклонными отверстиями для свечей зажигания, расположенными по окружности. В центре находится резьбовая часть для подключения к траекторной трубке.

Стреляющее устройство (рис. 3) представляет собой массивный стальной корпус, имеющий одно центральное вертикальное и восемь периферийных наклонных отверстий, в верхнюю резьбовую часть которых ввернуты 14-миллиметровые свечи зажигания, а снизу заложены отмеренные порции пороха, пыжи, цветной толченый мел и снова пыжи. Центральные электроды свечей зажигания проводами высокого напряжения соединены с боковыми контактами на крышке распределителя, установленного внутри пульты отметчика траекторий, а корпусы стреляющих устройств — с массой автомобиля.

Переднее стреляющее устройство закреплено в кронштейне, который болтами укреплен на поперечине подмоторной рамы. Заднее стреляющее устройство закреплено точно так же в таком же кронштейне, укрепленном хомутами на кожухе ведущего моста автомобиля. Высота расположения стреляющих устройств при этом подобрана таким образом, что оси всех стволов каждого стреляющего устройства пересекаются в одной точке, лежащей в плоскости дороги. Конструкция крепления позволяет быстро сменить стреляющие устройства.

Автомат пуска (рис. 4) состоит из мембранной коробки и нормально открытых контактов, которые замыкаются под действием деформирующейся стенки коробки, когда в соединенной с ней трубке Пито создается скоростной напор воздуха при входе автомобиля в зону действия бокового ветра.

Автомат укреплен на правом брызговике под капотом двигателя, а конец трубки Пито выведен наружу через отверстие в правом или левом крыле автомобиля.

Отметчик траекторий (рис. 5) работает следующим образом. При замыкании контактов выключателя  $BK1$  к приборам отметчика подводится напряжение 12 В, вследствие чего загорается контрольная лампа  $L1$ . Перед нанесением на полотно дороги траекторий движения осей автомобиля, замыкая контакты выключателя  $BK2$ , осуществляют пуск электродвигателя  $Э1$  привода распределителя и с помощью реостата  $R1$  устанавливают заданные промежутки времени между вспышками пороха в стволах стреляющих устройств. При этом загорается контрольная лампа  $L3$  и начинают вращаться ротор  $P$  и кулачок  $KO$  распределителя  $РП$ . Подвод тока высокого напряжения вручную от вторичной обмотки катушки зажигания  $K3-2$  к распределителю  $РП$  выполняет реле  $P1$  замыканием контактов пусковой кнопки  $KH3$ . При этом один из нормально открытых контактов  $K1P1$  реле, замыкаясь, включают в цепь первичную обмотку  $I$  катушки зажигания  $K3-2$  и контрольную лампу  $L2$ , а другие блокируют контакты кнопки и тем самым предотвращают выключение реле в случае размыкания ее контактов. Так как в первичную цепь катушки включены нормально закрытые контакты электромагнитного прерывателя  $ЭП$ , то его подвижный контакт начинает вибрировать с определенной частотой, включая и выключая первичную обмотку катушки. В результате во вторичной обмотке наводится высокое напряжение, которое вращающийся ротор последовательно попарно подводит к свечам переднего и зад-

него стреляющих устройств. Для выключения реле  $P1$  служит кнопка  $KH2$ .

При автоматическом включении стреляющих устройств реле  $P1$  включают замыкающие нормально открытые контакты  $KP$  автомата пуска. Контакты замыкаются при въезде автомобиля в зону действия бокового ветра в результате прогиба стенки мембранной коробки  $МК$  автомата под действием скоростного напора воздуха, возникающего в трубке Пито  $ТП$ . При размыкании контактов кнопки  $KH2$  реле  $P1$  и первичная обмотка катушки зажигания  $K3-2$  выключаются из цепей.

Для нанесения на полотно дороги нулевых отметок замыкают и тут же размыкают контакты кнопки  $KH1$ . При этом в первичной обмотке  $I$  катушки зажигания  $K3-1$  течет, а затем исчезает ток, вследствие чего во вторичной обмотке  $II$  катушки индуцируется высокое напряжение, которое по проводам подводится к центральным свечам зажигания стреляющих устройств, наносящим нулевые отметки на полотно дороги.

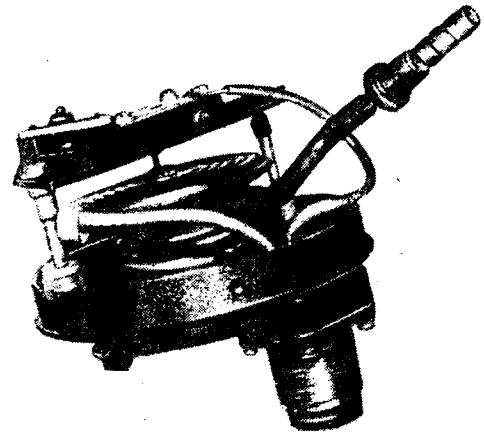


Рис. 4. Внешний вид автомата пуска отметчика траекторий

Чтобы зафиксировать отметки прерывателя на ленте осциллографа при ручном управлении, замыкают контакты кнопки  $KH4$  и тем самым включают реле  $P2$  в цепь. При этом контакты  $KO$  прерывателя, замыкаясь и размыкаясь, включают и выключают реле  $P2$ , нормально открытые контакты  $K1P2$  которого, в свою очередь, включают и выключают шлейф  $Ш$ , наносящий отметки на ленту осциллографа в виде прямоугольных импульсов. Отклонение луча шлейфа  $Ш$  при этом регулируют с помощью регулятора амплитуды  $R3$ . Резистор  $R2$  предохраняет шлейф от перегорания в случае вывода регулятора (потенциометра  $R3$ ) из цепи, т. е. перемещения его ползунка по схеме в крайнее верхнее положение. При автоматическом управлении реле  $P2$  включают замыкающиеся нормально открытые контакты  $K3P1$  реле  $P1$ . Во время работы электро-

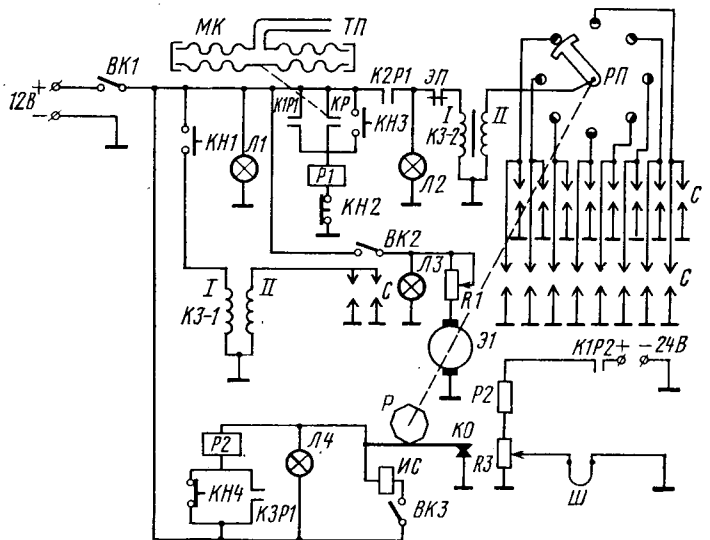


Рис. 5. Принципиальная электрическая схема стреляющего устройства

двигателя Э1 периодически загорается и гаснет («мигает») контрольная лампа Л4. После окончания эксперимента выключают катушку зажигания КЗ-2, нажав на кнопку КН2, и с помощью специальных линеек измеряют отклонения середин передней и задней осей автомобиля от нулевой линии, проведенной на полотне дороги через две нулевые отметки на нем.

Описанные отметчики траектории использовались во время проведения испытаний на аэродинамическую устойчивость, управляемость в критических режимах движения, а также устойчивость автомобиля при аварийном торможении.

Поскольку даже при больших кренах кузова (до 12°) отклонение меток от действительной траектории не превышало 50 мм, то эти отметчики применялись также для тарирования трактографов, не «привязанных» к полотну испытательного участка.

После практической работы с этими отметчиками выявились следующие их достоинства:

- 1) стреляющий отметчик может применяться при воздействии на автомобиль сильного бокового ветра;
- 2) в разработанных конструкциях запись параметров движения на ленте осциллографа синхронизируется с отметками траектории на дороге;
- 3) по отметкам траектории можно определить скорость автомобиля при любых режимах движения (занос, опрокидывание);
- 4) в зависимости от характера испытаний можно плавно регулировать частоту отметок на дороге.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Телегин В. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.
2. Поммер Ю. А., Сея У. А. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

УДК 629.113.041

# Анализ эффективности поддрессирования кабины грузового автомобиля

Кандидаты техн. наук П. И. ЦИМБЕРОВ, Ю. Л. КОЗЛЕНКО, Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ

**ПОДРЕССОРИВАНИЕ** кабины дает возможность фильтрации колебаний, поступающих как со стороны дороги, так и от силовой установки автомобиля.

Известно, что фильтрация колебаний может эффективно осуществляться в том случае, когда динамический ход системы поддрессирования шасси соизмерим с высотой микропрофиля дороги, а динамический ход системы вторичного поддрессирования — с перемещением колеблющегося основания.

По ряду конструктивных соображений величина динамического хода системы поддрессирования кабины ограничивается несколькими десятками миллиметров, что позволяет ослаблять колебания, в основном в высокочастотной части спектра.

На рис. 1 приведена динамическая схема кабины, поддрессированной в задней части и шарнирно связанной с шасси в передней части.

Движение кабины, находящейся на колеблющемся основании, описывается уравнением

$$J_{пр} \ddot{\alpha} + K_k (L_1 - L_2)^2 \dot{\alpha} + C_k (L_1 - L_2)^2 \alpha = -M_k l_{ц.т}^* \ddot{Z} - [J_{пр} - M_k (L_1 l_{ц.т}^* + H h_{ц.т})] \ddot{\varphi} + M_k h_{ц.т} \ddot{X} - M_k l_{ц.т}^* g, \quad (1)$$

$$J_{пр} = J_k + M_k (l_{ц.т}^{*2} + h_{ц.т}^2);$$

где  $M_k$  — масса кабины;

$J_k$  — момент инерции кабины относительно ее центра тяжести ЦТ<sub>к</sub>;

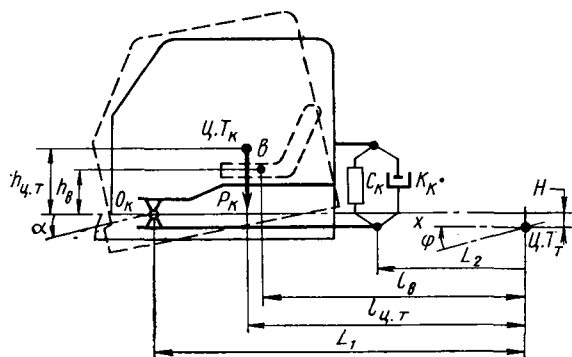


Рис. 1. Схема поддрессированной кабины с шарнирным креплением спереди

$J_{пр}$  — приведенный момент инерции кабины относительно шарнира  $O_k$ ;

$\alpha$  — угол поворота кабины относительно шасси;

$l_{ц.т}^*$ ;  $l_{ц.т}^* = L_1 - l_{ц.т}$  — координаты центров тяжести кабины относительно центра тяжести автомобиля.

Вертикальная составляющая ускорений в месте крепления сиденья водителя находится из кинематического выражения

$$\ddot{Z}_в = \ddot{Z} + (L_1 - l_{в}^*) \ddot{\varphi} + l_{в}^* \ddot{\alpha},$$

где  $l_{в}^* = L_1 - l_{в}$ ;  $l_{в}$  — координаты водителя на сиденье относительно центра тяжести автомобиля.

В случае высокочастотных возмущений ускорения в месте крепления сиденья водителя определяются по формуле

$$\ddot{Z}_в = \left(1 - \frac{M_k}{J_{пр}} l_{в}^* l_{ц.т}^*\right) \ddot{Z} + \left[L_1 - \frac{M_k}{J_{пр}} (L_1 l_{ц.т}^* + H h_{ц.т})\right] \ddot{\varphi} - \frac{M_k}{J_{пр}} l_{в}^* h_{ц.т} \ddot{X}. \quad (2)$$

Другой способ поддрессирования кабины может быть реализован путем использования параллелограммного устройства,

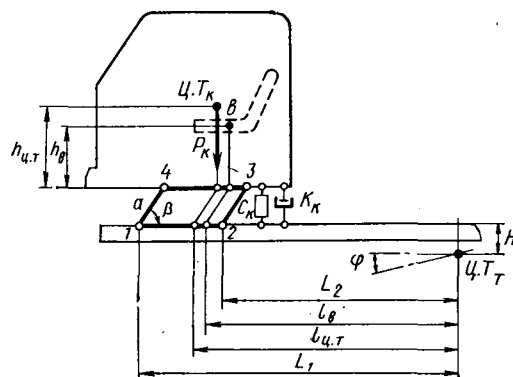


Рис. 2. Схема поддрессированной кабины с использованием параллелограммного механизма

как это показано на рис. 2. При таком способе поддрессирования колебания кабины описываются уравнением

$$M_k \ddot{\beta} + C_k \cos^2 \beta_0 \dot{\beta} + K_k \cos^2 \beta_0 \beta = \frac{M_k}{a} \cos \beta_0 \ddot{Z} + \frac{M_k}{a} [l_{ц.т} \cos \beta_0 + (H - h_{ц.т}) \sin \beta_0 - a] \ddot{\varphi} + \frac{M_k}{a} \sin \beta_0 \ddot{X} - M_k g \cos \beta_0, \quad (3)$$

где  $\beta_0$  — установочный угол параллелограммного механизма;  
 $\beta$  — изменение угла раствора параллелограммного механизма;  
 $a$  — длина наклонного плеча параллелограммного механизма системы поддрессирования кабины,  
 а колебания в месте крепления сиденья водителя определяются по формуле  $\ddot{Z}_B = \ddot{Z} + (l_B - a \cos \beta_0) \ddot{\varphi} - a \cos \beta_0 \ddot{\beta}$ .

В случае высокочастотных возмущений

$$\ddot{Z}_B = \sin^2 \beta_0 \ddot{Z} + [l_B - l_{ц.т} \cos^2 \beta_0 - 0,5(H + h_{ц.т}) \sin 2\beta_0] \ddot{\varphi} - 0,5 \sin 2\beta_0 \ddot{X}, \quad (4)$$

где  $h_B, h_{ц.т}$  — расстояние по вертикали от шарнирного крепления кабины к шасси до центра тяжести водителя на сиденье и центра тяжести кабины соответственно;

$C_K$  — приведенная жесткость упругих элементов системы поддрессирования кабины;

$K_K$  — коэффициент вязкого сопротивления амортизатора в системе поддрессирования кабины;

$Z, X$  — вертикальное и продольное перемещение центра тяжести шасси автомобиля;

$\varphi$  — угол перемещения шасси.

В качестве критерия оценки эффективности поддрессирования кабины примем отношение перегрузок в месте крепления сиденья водителя в случаях поддрессированной и неподдрессированной кабины.

В этом случае при линейных вертикальных колебаниях шасси с большой частотой отношение

$$\frac{\ddot{Z}_{B, \text{подр}}}{\ddot{Z}_{B, \text{неподр}}} = 1 - \frac{M_K l_{ц.т}^* l_B^*}{J_{пр}}. \quad (5)$$

При угловых колебаниях шасси

$$\frac{\ddot{Z}_{B, \text{подр}}}{\ddot{Z}_{B, \text{неподр}}} = \frac{1}{1 - \frac{l_B^*}{L_1}} \left[ 1 - \frac{M_K l_B^*}{J_{пр} L_1} (L_1 l_{ц.т}^* + H h_{ц.т}) \right]. \quad (6)$$

Для поддрессированной кабины с помощью параллелограммного механизма по схеме, приведенной на рис. 2, при линейных вертикальных колебаниях шасси с большой частотой

$$\frac{\ddot{Z}_{B, \text{подр}}}{\ddot{Z}_{B, \text{неподр}}} = \sin^2 \beta_0, \quad (7)$$

а при угловых колебаниях шасси

$$\frac{\ddot{Z}_{B, \text{подр}}}{\ddot{Z}_{B, \text{неподр}}} = 1 - \frac{l_{ц.т} \cos^2 \beta_0 - a \cos \beta_0 + 0,5(H + h_{ц.т}) \sin 2\beta_0}{l_B - a \cos \beta_0}. \quad (8)$$

Уравнения (5)–(8) положены в основу расчетов по определению эффективности поддрессирования кабины автомобиля грузоподъемностью 16 тс, основные параметры которой следующие (принято  $a=0,2$  м):

$P_K$ в кг	775	$K_K$ в кгс · см <sup>-1</sup>	600
$l_{ц.т.}$ в мм	2880	$J_K$ в кгс · с <sup>2</sup> · м	148
$l_B$ в мм	2850	$L_1$ в мм	3940
$h_B$ в мм	510	$L_2$ в мм	2060
$C_K$ в кгс · см <sup>-1</sup>	240	$H$ в мм	—100
		$h_{ц.т.}$ в мм	500

Полученные результаты показывают, что поддрессирование кабины при высоких частотах воздействующих колебаний дает положительный эффект, степень которого зависит от выбранного сочетания конструктивных параметров.

Поддрессирование кабины в обоих рассмотренных случаях снижает уровень высокочастотных горизонтальных колебаний, однако в то же время вызывает, как побочный эффект, появление горизонтальных составляющих при вертикальных и угловых колебаниях шасси. Горизонтальная составляющая ускорений в случае неподдрессированной кабины определяется из кинематического соотношения:

для схемы по рис. 1

$$\ddot{X}_{B, \text{неподр}} = (H + h_B) \ddot{\varphi} + \ddot{X};$$

для схемы по рис. 2

$$\ddot{X}_{B, \text{неподр}} = (H + a \sin \beta_0 + h_B) \ddot{\varphi} + \ddot{X}.$$

В случае поддрессированной кабины по схеме, приведенной на рис. 1,

$$\ddot{X}_{B, \text{подр}} = (H + h_B) \ddot{\varphi} + h_B \ddot{\alpha} + \ddot{X},$$

а при поддрессированной кабине по схеме, показанной на рис. 2,

$$\ddot{X}_{B, \text{подр}} = (H + a \sin \beta_0 + h_B) \ddot{\varphi} - a \sin \beta_0 \ddot{\beta} + \ddot{X}.$$

Приращение горизонтальной составляющей колебаний кабины при высокочастотных возмущениях  $\Delta \ddot{X}_B = \ddot{X}_{B, \text{подр}} - \ddot{X}_{B, \text{неподр}}$  в зависимости от возмущений со стороны шасси выражается следующим образом. При поддрессировании кабины по схеме, приведенной на рис. 1,

$$\Delta \ddot{X}_B = -\frac{M_K l_{ц.т}^* h_B}{J_{пр}} \ddot{Z} - \left[ h_B + \frac{M_K h_B}{J_{пр}} (L_1 l_{ц.т}^* + H h_{ц.т}) \right] \ddot{\varphi} - \left( 1 - \frac{M_K}{J_{пр}} h_{ц.т} h_B \right) \ddot{X}, \quad (9)$$

а при поддрессировании по схеме, изображенной на рис. 2.

$$\Delta \ddot{X}_B = -0,5 \sin 2\beta_0 \ddot{Z} - [0,5 l_{ц.т} \sin 2\beta_0 + (H + h_{ц.т}) \sin^2 \beta_0 - a \sin \beta_0] \ddot{\varphi} - \cos^2 \beta_0 \ddot{X}.$$

Изменение величины составляющих перегрузок при действии высокочастотных возмущений на систему поддрессирования кабины автомобиля с заданными параметрами приведено в табл. 1 и 2. Из таблиц видно, что поддрессирование кабины способствует уменьшению составляющих перегрузок, соответствующих направлению возмущающих колебаний, но приводит к появлению составляющих перегрузок по другим осям.

Поддрессирование кабины с помощью параллелограммного механизма обеспечивает снижение перегрузок более интенсивно, чем предыдущая схема при тех же основных конструктивных параметрах автомобиля.

Из табл. 2 видно, что поддрессирование кабины позволяет уменьшить высокочастотные составляющие перегрузок, действующих в месте крепления сиденья водителя, в несколько раз по сравнению с неподдрессированной кабиной при малых величинах  $\beta_0$ .

В общем случае параметры колебаний в месте крепления сиденья водителя определяются совместным решением уравнений движения поддрессированной кабины и шасси автомобиля. Поскольку для автомобилей большой грузоподъемности отношение масс кабины и шасси составляет примерно 1 : 20, влияние кабины на колебания шасси невелико. Например, для рассматриваемого автомобиля грузоподъемностью 16 тс ошибка не превышает 10%.

Таблица 1

$l_{вм}$	$\frac{\ddot{Z}_{в. подр}}{\ddot{Z}_{в. неподр}}$ при $\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$			$\frac{\ddot{Z}_{в. подр}}{\ddot{Z}_{в. неподр}}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$			$\frac{\ddot{Z}_{в. подр}}{\ddot{Z}_{в. неподр}}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} \neq 0; \ddot{\varphi} = 0$	$\ddot{X}_{в. подр} - \ddot{X}_{в. неподр}$ при $\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$			$\ddot{X}_{в. подр} - \ddot{X}_{в. неподр}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$			$\frac{\ddot{X}_{в. подр}}{\ddot{X}_{в. неподр}}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} \neq 0; \ddot{\varphi} = 0$		
	$h_B = 0,3 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,8 м$	$h_B = 0,3 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,8 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,3 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,8 м$	$h_B = 0,3 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,8 м$	$h_B = 0,3 м$	$h_B = 0,5 м$	$h_B = 0,8 м$
	0,83	0,89	0,94	0,78	0,83	0,93	0,14X	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,30	0,83	0,89	0,84	0,78	0,83	0,93	0,14X	0,37 $\ddot{Z}_B$	0,31 $\ddot{Z}_B$	0,28 $\ddot{Z}_B$	0,09 $\ddot{Z}_B$	0,16 $\ddot{Z}_B$	0,26 $\ddot{Z}_B$	0,90	0,84	0,75
2,85	0,89	0,89	0,80	0,88	0,90	0,96	0,27X	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3,30	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,97	0,40X	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 2

Установочный угол в градусах	$\ddot{Z}_{в. подр}$		$\ddot{Z}_{в. подр} - \ddot{Z}_{в. неподр}$	$\ddot{X}_{в. подр} - \ddot{X}_{в. неподр}$		$\ddot{X}_{в. подр} - \ddot{X}_{в. неподр}$
	$\ddot{Z}_{в. неподр}$		$\ddot{Z} = 0; \ddot{X} \neq 0; \ddot{\varphi} = 0$	$\ddot{X}_{в. неподр}$		$\ddot{X} = 0; \ddot{X} \neq 0; \ddot{\varphi} = 0$
	$\ddot{Z} \neq 0; \ddot{\varphi} = 0$	$\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$		$\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$	$\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$	
5	0,01	0	0,09 $\ddot{X}$	0,09 $\ddot{Z}_{в}$	0,09 $\ddot{Z}_{в}$	0,99
10	0,03	0,01	0,17 $\ddot{X}$	0,17 $\ddot{Z}_{в}$	0,19 $\ddot{Z}_{в}$	0,97
15	0,07	0,03	0,25 $\ddot{X}$	0,25 $\ddot{Z}_{в}$	0,28 $\ddot{Z}_{в}$	0,92
30	0,25	0,20	0,43 $\ddot{X}$	0,43 $\ddot{Z}_{в}$	0,50 $\ddot{Z}_{в}$	0,75
45	0,50	0,45	0,50 $\ddot{X}$	0,50 $\ddot{Z}_{в}$	0,60 $\ddot{Z}_{в}$	0,50

Параметры колебаний шасси автомобиля являются возмущающими перемещениями для поддрессоренной кабины, колебания которой описаны уравнениями (1) — (4).

Задавая различные дорожные условия (микропрофиль дороги, скорость движения), можно исследовать работу системы поддрессоривания кабины как при детерминированном, так и при случайном воздействии.

Было рассмотрено влияние параметров системы поддрессоривания кабины на ее колебания при движении автомобиля грузоподъемностью 16 тс по дороге с булыжным покрытием со скоростью 36 км/ч. В данном примере рассмотрено поддрессоривание кабины по схеме, изображенной на рис. 1, варьируемые параметры которого приведены в табл. 3.

В этой же таблице приведены значения среднеквадратичных отклонений перегрузок в месте крепления сиденья водителя при различных вариантах параметров поддрессоривания кабины.

Полученные результаты показывают, что выбор оптимальных параметров поддрессоривания кабины при воздействии подобного вида затруднен потому, что в низкочастотной части спектра эффект от поддрессоривания кабины незначителен, а высокочастотные колебания, вызываемые дорожными неровностями, в значительной мере фильтруются системой поддрессори-

вания шасси автомобиля. Малые значения высокочастотных составляющих воздействия не позволяют оценить эффективность подвески кабины с достаточной точностью.

Особый интерес представляет амплитудно-частотная характеристика коэффициента передачи динамической нагрузки. Результаты исследования колебаний кабины при детерминированном гармоническом движении шасси приведены на рис. 3 и 4.

Таблица 3

Вариант поддрессоривания кабины (по рис. 3)	Параметры системы поддрессоривания кабины		Дорожное покрытие	Скорость движения в км/ч	$D\ddot{Z}_{в}$ , $g^2$	$\sigma\ddot{Z}_{в}$ , $g$
	Приведенная жесткость $C_k$ в кгс/см	Коэффициент демпфирования $K_k$ в кгс·с/м				
1	240	600	Булыжное	36	0,080	0,28
2	60	600	•	36	0,069	0,26
3	240	2400	•	36	0,074	0,27
4	240	6000	•	36	0,074	0,27
5	120	3000	•	36	0,062	0,25

В результате раздельного рассмотрения случаев воздействия линейных вертикальных и угловых колебаний выявлено, что в области частот, превышающих 3—4 Гц, перегрузки, действующие на водителя, уменьшаются, и больше, чем меньше демпфирование системы поддрессоривания кабины. В области частот, меньших 3 Гц, наблюдается обратная картина. Оптимальным

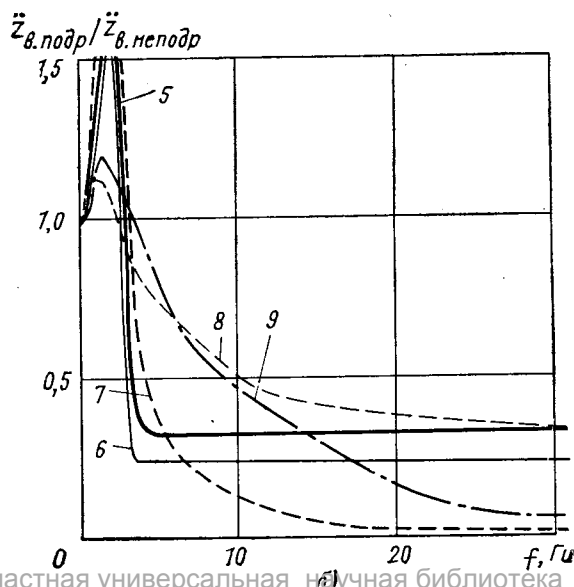
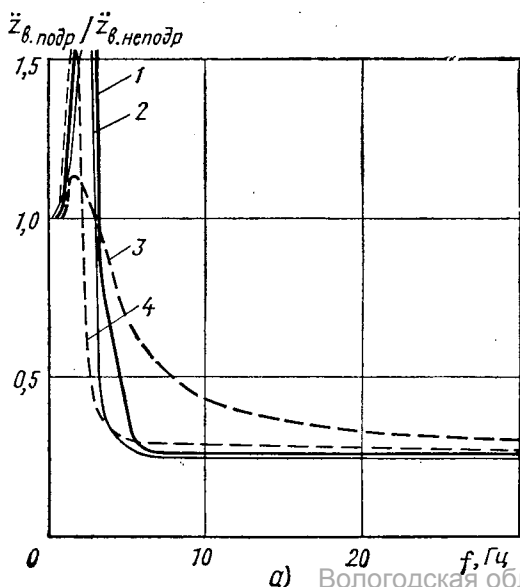
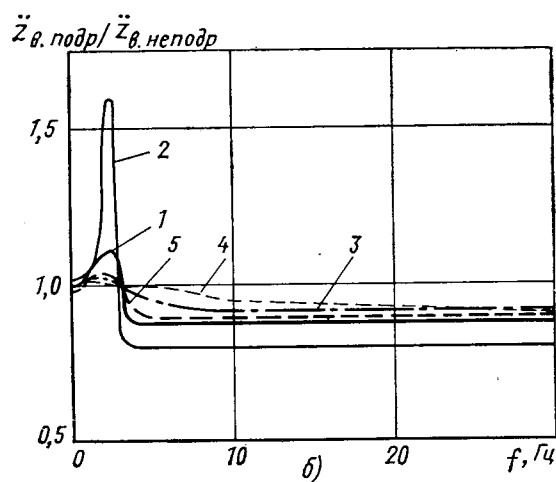
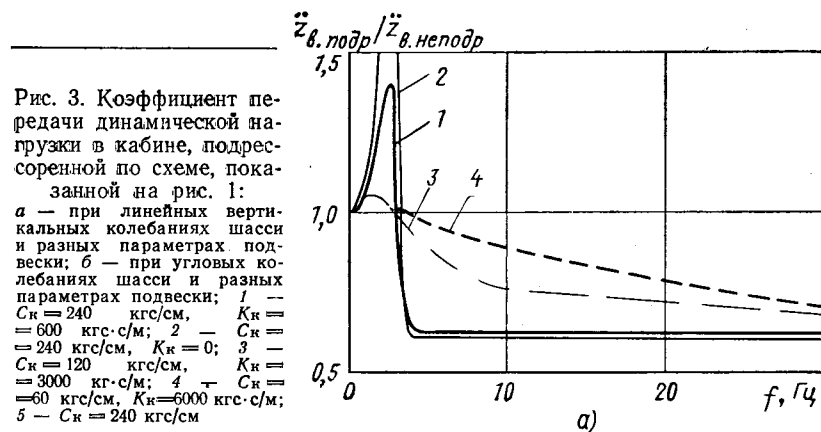


Рис. 4. Коэффициент передачи динамической нагрузки в кабине, поддрессоренной по схеме, изображенной на рис. 2: а — при линейных вертикальных колебаниях шасси при разных параметрах подвески; б — при угловых колебаниях шасси и разных параметрах подвески; 1 —  $C_k = 240$  кгс/см,  $K_k = 600$  кгс·с/м; 2 —  $C_k = 60$  кгс/см,  $K_k = 600$  кгс·с/м; 3 —  $C_k = 240$  кгс/см,  $K_k = 0$ ; 4 —  $C_k = 120$  кгс/см,  $K_k = 3000$  кгс·с/м; 5 —  $C_k = 60$  кгс/см,  $K_k = 6000$  кгс·с/м; 6 —  $C_k = 240$  кгс/см,  $K_k = 0$ ; 7 —  $C_k = 60$  кгс/см,  $K_k = 600$  кгс·с/м,  $I_b = 0,75$  л.т.; 8 —  $C_k = 240$  кгс/см,  $K_k = 600$  кгс·с/м,  $I_b = 0,75$  л.т.; 9 —  $C_k = 120$  кгс/см,  $K_k = 3000$  кгс·с/м,  $I_b = 0,75$  л.т.

может быть признано такое поддрессирование кабины, при ко-

тором отношение  $\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}}$  существенно меньше единицы в

высокочастотной части спектра, а в низкочастотной допустимо лишь незначительное его увеличение, поэтому лучшими из рассмотренных можно считать варианты:

для подвески кабины по схеме, приведенной на рис. 1, при  $C_k = 120 \text{ кгс/см}$  и  $K_k = 3000 \text{ кгс·с/м}$ ;

для подвески кабины по схеме, изображенной на рис. 2, при  $C_k = 120 \text{ кгс/см}$  и  $K_k = 2400 \text{ кгс·с/м}$ .

Для первой схемы поддрессирование кабины с выбранными параметрами обеспечивает уменьшение линейных вертикальных составляющих с частотами выше 5—10 Гц почти на 40% и угловых примерно на 10%.

В случае поддрессирования кабины с помощью параллелограммного механизма с выбранными параметрами элементов системы поддрессирования перегрузки в месте крепления сиденья водителя могут быть уменьшены почти на 75% для линейных вертикальных составляющих с частотами, превышающими 5—10 Гц. Угловые колебания шасси в этом случае снижаются на 80—90%.

Результаты аналитических расчетов и электромоделирования проверены во время ходовых испытаний автомобилей грузоподъемностью 16 тс с поддрессированной по первой схеме кабиной. Испытания проводились на дорогах с асфальтовым и булыжным покрытием.

Отмечено, что в случае поддрессирования кабины среднеквадратичное значение прерываний на полу кабины в месте крепления сиденья водителя уменьшается почти вдвое при параметрах элементов поддрессирования кабины, близких к оптимальным расчетным, как это следует из табл. 4.

Несколько большая степень снижения измеренных перегрузок по сравнению со значениями, полученными путем расчета, мо-

Среднеквадратичные отклонения	Уменьшение составляющих в %	
	на полу кабины	на голове водителя
$\ddot{Z}$	50	25
$\ddot{X}$	75	80
$\ddot{Y}$	45	20

жет быть объяснена наличием резиновых втулок в передней шарнирной опоре конструкции испытанного образца.

В тех случаях, когда испытывался автомобиль с неоптимальными параметрами подвески кабины, были зарегистрированы случаи увеличения среднеквадратичного отклонения перегрузки как на полу кабины, так и на водителе, достигавшего 20—80%. Наиболее характерной причиной этого может явиться пробой подвески кабины, а также большая величина коэффициента передачи в ее резонансной области.

Исследования показали, что поддрессирование кабины позволяет снизить перегрузки, действующие на кабину и, следовательно, защитить водителя от высокочастотных колебаний, передающихся со стороны пола и органов управления через ноги и руки. Кроме того, уменьшается разрушающее воздействие вибраций на конструкцию кабины. Ходовые испытания автомобиля грузоподъемностью 16 тс с поддрессированной кабиной, подтвердили основные результаты теоретических исследований. Система поддрессирования кабины расширяет возможность снижения уровня перегрузок, в основном в высокочастотной части спектра, и ее назначение не может дублировать функцию подвески автомобиля.



УДК 621.74.04

## Новая технология подготовки форм под заливку металлом в литье по выплавляемым моделям

Б. А. ПЕПЕЛИН

НИИТавтопром

**В** ДЕЙСТВУЮЩЕМ технологическом процессе массового и крупносерийного производства литья по выплавляемым моделям применяются три основных способа подготовки керамических форм к заливке металлом:

1) обжиг в опоках в среде уплотненного сыпучего зернистого наполнителя и заливка в этом же состоянии при высокой или нормальной температуре;

2) обжиг без опорной среды с последующим охлаждением до нормальной температуры, установкой в опоку, засыпкой сыпучим наполнителем, нагревом до заданной по технологии температуры и заливкой;

3) обжиг без опорной среды с последующей, без охлаждения форм, засыпкой сыпучим наполнителем и заливкой.

Наиболее перспективна и технологически целесообразна подготовка форм под заливку методом их обжига без наполнителя с последующей формовкой в горячем наполнителе и заливкой металлом.

Учитывая, что общим недостатком всех технологических вариантов обжига форм без наполнителя является повышенная их склонность к растрескиванию и разрушению под действием термических нагрузок, была проведена научно-исследовательская работа с целью получить количественные показатели термических напряжений, возникающих в керамических оболочках, изготовленных из различных материалов, на всех стадиях

обжига, и разработать оптимальные температурные режимы обжига форм, используя при этом различные формовочные и связующие материалы.

Исследование температурных напряжений в керамических оболочках, возникающих в процессе обжига. Изменение линейных размеров тел при изменении температуры выражается формулой, показывающей, что все члены формулы, кроме коэффициента  $\alpha$ , — величины переменные, зависящие от принятых тепловых режимов обработки и габаритных размеров,

$$\Delta L = \alpha L (T - T_0),$$

где  $L$  — длина тела;

$T_0$  и  $T$  — начальная и конечная температура тела;

$\alpha$  — коэффициент линейного теплового расширения.

Если все элементы тела при нагревании или охлаждении могут свободно и одновременно расширяться или сжиматься, то изменение температуры не вызывает в нем напряжений. Однако в связи с невозможностью в сплошном теле полностью достигнуть равнозначной по сечениям температуры при нагреве или охлаждении в нем возникают напряжения.

В технологическом процессе литья по выплавляемым моделям используются различные формовочные материалы, связующие растворы, и поэтому применяется много методов и режимов изготовления форм. В качестве основных формовочных

материалов наиболее распространены природные материалы на основе окиси кремния. Отвечая требованиям по огнеупорности при заливке углеродистых сталей (около 1700°C), эти материалы обладают существенными недостатками: они хрупки, имеют очень высокий коэффициент термического расширения и зоны фазовых превращений в интервале температур 573 и 1300°C (рис. 1).

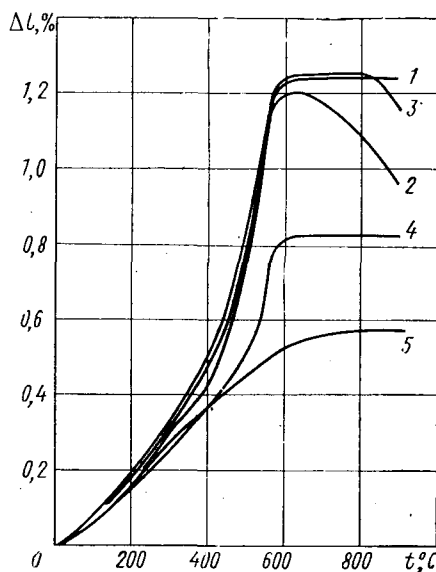


Рис. 1. Зависимость термического расширения керамических образцов от температуры  $t$ :  
1 — четыре слоя на этилсиликате; 2 — три слоя на этилсиликате и два слоя на жидком стекле; 3 — четыре слоя на этилсиликате и один слой на жидком стекле; 4 — четыре слоя на этилсиликате с присыпкой шамотом; 5 — четыре слоя на этилсиликате и шамоте

Эти дилатометрические характеристики, неблагоприятно действующие на стойкость оболочек к термическим напряжениям, дополнительно подтверждаются результатами испытания образцов на разрыв при различных скоростях нагрева. Прочность образцов на разрыв при скорости нагрева до заданной температуры около 10°C/мин (рис. 2) значительно превышает прочность на разрыв при скорости нагрева около 100°C/мин (рис. 3).

Частичная замена крепителя — гидролизованного раствора этилсиликата натриевым или калиевым жидким стеклом повышает сопротивляемость керамической оболочки к образованию трещин во время обжига и заливки. Проведенные исследования и испытания прочности на разрыв пятислойной керамической оболочки, состоящей из трех слоев на этилсиликате

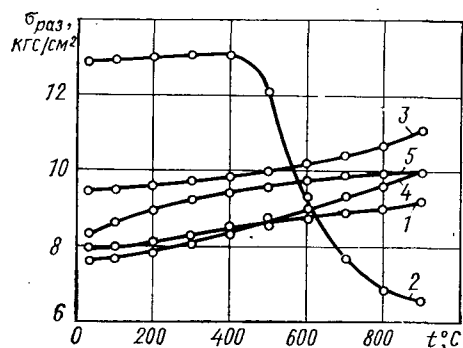


Рис. 2. Зависимость прочности керамических образцов от температуры при скорости нагрева 10°C/мин (обозначения те же, что на рис. 1)

и двух слоев на жидком стекле, показали незначительное снижение максимального значения термического расширения при 600°C по сравнению с оболочкой из этилсиликата, а также дальнейшее снижение термического расширения в интервале температур 600—900°C за счет некоторой пластической деформации оболочки. Хотя прочность образцов при разрыве с повышением температуры имеет тенденцию к снижению, в то же время она практически не зависит от скорости нагрева образцов. Дилатометрические исследования пятислойной керамической оболочки, изготовленной с четырьмя слоями на этилсиликате и одним слоем на жидком стекле, показали практическую равноценность термического расширения величине, полученной при исследовании четырехслойной этилсиликатной оболочки.

Приведенные результаты испытания прочности на разрыв позволяют сделать заключение о некотором повышении сопротивляемости оболочки к образованию трещин при высоких скоростях нагрева. Благодаря работам НИИТавтопрома в последнее время получают распространение новый огнеупорный материал — высокоглиноземный шамот в качестве наполнителя в структуре керамической оболочки, который имеет низкий коэффициент линейного расширения при нагревании. Технологический процесс предусматривает использование шамота не только в качестве присыпочно наполнителя при комбинированном способе, с сохранением технологии приготовления и применения суспензии на пылевидном кварце, но в ка-

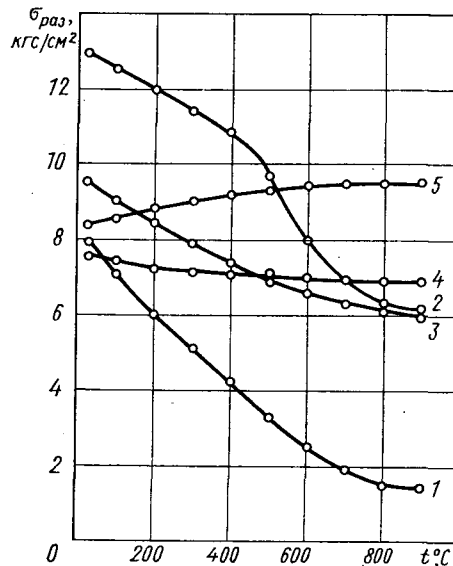


Рис. 3. Зависимость прочности керамических образцов от температуры при скорости нагрева 100°C/мин (обозначения те же, что на рис. 1)

честве наполнительного материала в суспензии и присыпке с полным исключением окиси кремния из структуры оболочки. Дилатометрические исследования четырехслойной оболочки, изготовленной на шамоте по комбинированному способу, показали значительное сокращение величины линейного расширения в исследуемом диапазоне температур с сохранением характера кривой, свойственной термическому расширению оболочки из окиси кремния. Это подтверждается дополнительными исследованиями, которыми установлено, что в общем количестве наполнительного материала около 40% занимает пылевидный кварц. Приведенные результаты испытания прочности керамической оболочки на разрыв дают основание полагать о ее высокой сопротивляемости образованию трещин в связи с незначительным снижением прочности при высоких скоростях нагрева образцов.

В технологическом варианте, который предусматривает полное исключение из структуры оболочки окиси кремния и замену его высокоглиноземным шамотом, дилатометрическая характеристика и прочностные показатели резко отличаются от всех ранее исследованных вариантов.

Это отличие заключается прежде всего в низком тепловом расширении керамической оболочки, отсутствии зон фазовых превращений, а также в увеличении показателей прочности при нагреве с высокой скоростью. Полученные данные позволяют предположить, что керамическая оболочка, изготовленная по этому технологическому варианту, обладает высокой термостойкостью, допускающей значительный перепад температур при нагреве и охлаждении.

Проведенные исследования дилатометрических характеристик и прочностных показателей керамических оболочек, изготовленных по наиболее распространенным технологическим вариантам, не позволяют составить рекомендации по оптимальному режиму обжига форм без опорного материала, а являются лишь первым качественным оценочным параметром состояния материала оболочки при воздействии температуры.

Несмотря на это, можно заключить следующее:

1) скорость нагрева керамических оболочек оказывает решающее влияние на величину возникающих напряжений и, следовательно, на их прочность при разрыве;



2) жидкое стекло, частично используемое в технологическом процессе изготовления керамических оболочек в качестве крепителя, обеспечивает повышение прочности и стойкости этих оболочек к образованию трещин;

3) снижение величины линейного расширения керамической оболочки за счет комбинированного или полного использования высокоглиноземного шамота в качестве наполнителя способствует повышению ее стойкости к образованию трещин.

Если принять условие возникновения напряжений в результате неравномерного нагрева тела керамической оболочки и его неравномерного расширения, то можно предположить, что эти напряжения большей частью соответствуют напряжениям, возникающим в результате внешнего закрепления тепла. Это означает, что в нагретом участке керамической оболочки, который из-за своего расположения не может изменить свою длину, изгибаться или выпучиваться, изменение длины, вызываемое изменением температуры, устраняется действием напряжений в соответствии с уравнением

$$\sigma_n = \pm aE(T - T_0),$$

где  $E$  — модуль упругости материала оболочки.

В сложном по конфигурации теле оболочки при изменении температуры возникают все виды напряжений, которые при определенных условиях, суммируясь, разрушают оболочку, образуя микро- и макротрещины, которые в то же время не поддаются расчету в связи с отсутствием исходных данных. Поэтому была предпринята попытка исследовать максимальные и наиболее опасные напряжения в керамической оболочке в процессе ее нагрева не расчетным, а экспериментальным путем с последующей разработкой рекомендаций по безопасным режимам обжига.

Экспериментальную проверку развиваемых нагрузок (напряжений) проводили на образцах керамических оболочек, изготовленных по наиболее распространенным технологическим вариантам изготовления форм и в соответствии с рецептурными вариантами изготовления образцов для dilatометрических и прочностных исследований.

Полученные результаты позволили установить количественную величину возможных тепловых напряжений в оболочках при изменении температуры и их зависимость от теплового расширения (рис. 4).

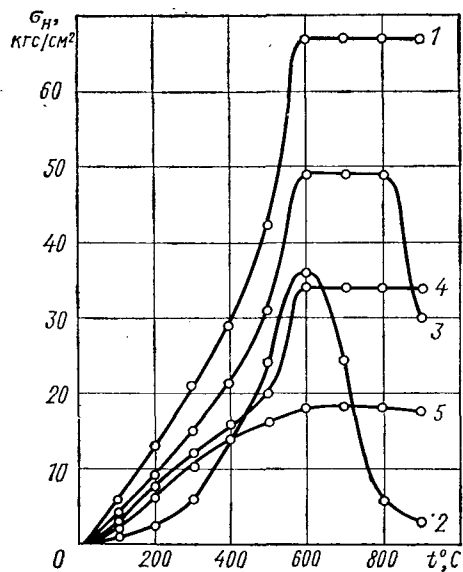


Рис. 4. Зависимость напряжений в керамических образцах от температуры (обозначения те же, что на рис. 1)

Наибольшую величину напряжений имеют керамические оболочки, изготовленные с использованием пылевидного кварца и кварцевого песка в качестве наполнителей и гидролизованного раствора этилсиликата в качестве крепителя; наименьшую величину — керамические оболочки, изготовленные с использованием пылевидного и зернистого шамота в качестве наполнителей и гидролизованного раствора этилсиликата в качестве крепителя.

Керамические оболочки, изготовленные с частичным использованием раствора жидкого стекла в качестве крепителя, показали общую тенденцию к снижению величины напряжений при увеличении количества слоев на жидком стекле, а также к снижению напряжений в двух исследованных вариантах

в зоне температур 600—900°C. Это можно объяснить наличием в структуре оболочки легкоплавкой фазы, проявляющей свое влияние во всех температурных режимах нагрева образцов и особенно при 600—900°C. Комбинированный способ изготовления керамической оболочки с использованием зернистого высокоглиноземного шамота в качестве присыпного наполнителя позволяет сократить в 2 раза величину термических напряжений по сравнению с оболочкой, изготовленной на основе окиси кремния.

Используя полученные экспериментально величины теплового расширения керамических оболочек и напряжений, возникающих в них при изменении температуры, можно расчетным путем получить значение модуля упругости исследуемых вариантов керамических оболочек по формуле

$$E = \frac{\sigma_n L}{\Delta L},$$

где  $\sigma_n$  — напряжение в керамической оболочке в кгс/см².

Значения модуля упругости керамических оболочек, изготовленных при различных температурах по наиболее распространенным технологическим вариантам, приведены на рис. 5.

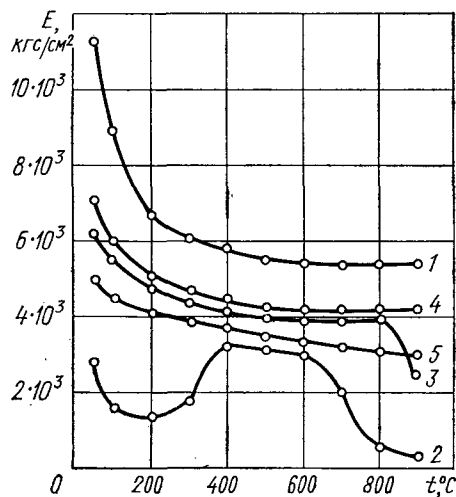


Рис. 5. Зависимость модуля упругости керамических образцов от температуры (обозначения те же, что на рис. 1)

Полученные данные о физическом состоянии керамических оболочек при изменении температуры, к которому относятся: линейное расширение, прочность при разрыве, напряжение и модуль упругости, позволяют разработать общие рекомендации по оптимальному режиму их обжига без трещин и разрушений.

Учитывая, что наиболее простым и доступным на производстве параметром оценки состояния керамической оболочки при обжиге является температура, было принято решение все дальнейшие рекомендации представить в виде значений максимально допустимых температурных перепадов на оболочке. Эти значения, полученные по формуле

$$\sigma_n = aE \Delta T \leq \sigma_{раз},$$

$$\text{где } \Delta T = \frac{\sigma_{раз}}{aE},$$

соответствуют максимальным величинам линейного расширения керамических оболочек в интервале температур 500—600°C. Технологические варианты изготовления керамических оболочек и допустимые перепады температур на оболочке (в °C) следующие:

Четырехслойная оболочка на основе этилсиликата, пылевидного кварца и кварцевого песка . . . . .	35
Пятислойная оболочка на основе пылевидного кварца и кварцевого песка: три слоя на этилсиликате и два слоя на жидком стекле . . . . .	70
Пятислойная оболочка на основе пылевидного кварца и кварцевого песка: четыре слоя на этилсиликате и один слой на жидком стекле . . . . .	50
Четырехслойная оболочка на основе этилсиликата, пылевидного кварца и высокоглиноземного шамота для присыпки . . . . .	85
Четырехслойная оболочка на основе этилсиликата, пылевидного и зернистого высокоглиноземного шамота . . . . .	375

Сопоставление расчетных данных со средними результатами измерения температурных перепадов на керамических оболочках во время их обжига при 870°C в течение 25 мин в типовом



карусельном агрегате модели 675 показало неизбежность образования трещин в формах, полностью изготовленных на основе этилсиликата и окиси кремния.

Использование пятислойной формы с одним или двумя слоями на жидком стекле вместо этилсиликата значительно повышает их сопротивляемость образованию трещин во время нагрева, но не исключает полностью образование этого дефекта, особенно на формах сложной конфигурации и больших габаритных размеров. Наилучшие показатели по сопротивляемости образованию трещин получены на формах, изготовленных полностью на высокоглиноземном шамотном наполнителе, а также в комбинированном варианте с частичным его использованием в качестве присыпки. Трещины на формах являются причиной полного их разрушения или получения по ним бракованных отливок, если на последующих операциях такие формы не будут испытывать дополнительные физико-механические и термические нагрузки.

На основании проведенного анализа действующих в стране способов подготовки форм под заливку металлом, исследования термофизических и механических свойств наиболее распространенных и прогрессивных вариантов изготовления керамических оболочек форм, изучения основных причин разрушения форм и производственной проверки всех исследованных параметров установлено следующее:

1) керамические оболочки форм, изготовленные на основе окиси кремния и гидролизованного раствора этилсиликата, нельзя рекомендовать для обжига без наполнителя и особенно при высоких скоростях нагрева из-за низкой их термостойкости;

2) частичное применение жидкогексольного крепителя на одном-двух последних слоях покрытия керамических оболочек, изготовленных на основе окиси кремния, повышает термическую стойкость в 2 раза и позволяет проводить их обжиг без наполнителя при достаточно высоких скоростях нагрева;

3) лучшие результаты по термической стойкости форм получаются при использовании в качестве наполнителя суспензии и присыпки материалов с низким коэффициентом термического расширения (высокоглиноземный шамот и др.);

4) засыпка форм наполнителем с использованием «кипящего слоя» без дополнительного его уплотнения вибрацией не обеспечивает надежной сопротивляемости форм термодинамическим нагрузкам от заливаемого металла и является источником их разрушения и засорения.

Исследование влияния температурных режимов формы и охлаждения залитого металла на качество отливок. На качество отливок в литье по выплавляемым моделям заметно влияет температура предварительного подогрева литейной формы. Поскольку в настоящее время нет твердых, экспериментально обоснованных рекомендаций по выбору температуры формы и скорости

охлаждения литья в сопоставлении с физико-механическими свойствами отливок, была проведена работа, направленная на создание оптимальной технологии обжига, формовки, заливки форм и охлаждения отливок для типового автоматизированного производства.

Влияние температуры форм в пределах 20—800°C на заполняемость углеродистой сталью марки 45Л проверялось по специальной методике на формах, изготовленных в соответствии с действующей технологией литья по выплавляемым моделям, имеющих по высоте два ряда образцов с сечениями 1×10, 2×10, 3×10 и 10×10 мм, высотой 125 мм.

Результаты исследования заполняемости форм сталью, имеющей температуру 1600—1610°C, показали, что максимальная заполняемость образцов различных сечений сталью 45Л наблюдается в формах, нагретых до 550—600°C. Характер зависимости жидкотекучести углеродистой стали от температуры литейной формы можно объяснить изменением газотворности, газопроницаемости материала формы и скорости передачи тепла металлом форме.

Исследование влияния температуры формы и скорости охлаждения отливок на механические свойства литой углеродистой стали 45Л проводилось на образцах, изготовленных из точнолитых заготовок. Предел прочности и относительное удлинение определялись на образцах, изготовленных механическим способом из литых заготовок диаметром 11,5 и высотой 125 мм, ударная вязкость — на образцах из точнолитых заготовок размером 10×10 мм без механической обработки кроме надреза. Все заготовки подвергались нормализации в защитной атмосфере при 860°C.

Результаты испытаний позволили установить, что повышение температуры формы положительно влияет на свойства прочности и пластичности литой стали. Значения всех показателей механических свойств, за исключением твердости, при повышении температуры формы от 20 до 750°C непрерывно увеличиваются.

На основании проведенного комплексного исследования влияния температурных режимов формы и охлаждения залитого металла на качество отливок установлено следующее:

1) оптимальная жидкотекучесть углеродистой стали марки 45Л и лучшие механические свойства образцов наблюдаются при температуре формы 600—700°C;

2) исследованные методы и режимы охлаждения отливок не оказывают существенного влияния на механические свойства стали и могут быть использованы в технологическом процессе производства отливок в любом варианте.

На основе результатов всех предыдущих исследований термофизических и механических свойств керамических оболочек и свойств отливок была разработана новая технология обжига, формовки, заливки форм и охлаждения литья для типового автоматизированного производства.

УДК 66.047:667.645

## Очистка газовых выбросов от паров растворителя в технологических схемах обогрева сушильных установок

Э. В. СЕНЬКЕВИЧ

**ПОПУТНАЯ** термическая и термокаталитическая очистки газовых выбросов из сушильных установок для лакокрасочных материалов применяются как в нашей стране, так и за рубежом [1 и 2]. Опыт проектирования и эксплуатации установок с очисткой выбросов можно использовать для модернизации действующего сушильного оборудования. Целесообразность модернизации определяется не только требованиями промышленной санитарии, но и экономической эффективностью от использования отработанного растворителя в качестве источника дополнительного топлива.

Сущность способа попутной термической очистки заключается в том, что газовые выбросы, содержащие воздух и пары растворителя и имеющие температуру сушки, не выбрасываются в атмосферу и не направляются в очистное устройство, а используются для сжигания технологического топлива взамен воздуха из цеха. Особенность термокаталитического способа состоит в том, что избыточное количество газовых выбросов нагревают продуктами сжигания топлива и дожигания растворителя в топочном устройстве, а затем направляют на каталитическое дожигание. Полученное при дожигании тепло используется в существующих технологических схемах обогрева, например для радиационной сушки [3].

Необходимым условием для применения этих способов очистки является полнота сгорания технологического топлива, что достигается соответствующим температурным режимом. Например, для надежного сгорания природного газа и дожигания растворителя в терморadiационных панелях температура по высоте топочной зоны должна быть не менее 850—950°C.

На полноту сгорания топлива и горючих компонентов существенно влияет химический состав выбросов. Так, выбросы, содержащие воздух, обогащенный парами растворителя, могут быть полностью использованы в качестве окислителя для сжигания топлива. Обогащение воздуха горючими компонентами улучшает процесс сжигания природного газа [4]. Количество очищаемых термическим способом выбросов  $V_T$  в этом случае находят по формуле

$$V_T = V_r + V_p,$$

где  $V_r$  — количество воздуха, требуемое для сжигания топлива с максимально возможным коэффициентом избытка, в м<sup>3</sup>/ч;

$V_p$  — количество воздуха, требуемое для дожигания растворителя, в м<sup>3</sup>/ч.

Загрязнение воздуха дымовыми газами, наоборот, ухудшает процесс горения природного газа, а с определенного предела содержания  $\text{CO}_2$  — совершенно недопустимо. Надежное сжигание топлива и дожигание растворителя в последнем случае возможно только при условии подачи чистого, первичного воздуха в объеме не менее стехиометрического, а вторичного, загрязненного — в количестве, определяемом температурным режимом. Количество очищаемых термическим способом выбросов в этом случае минимально и определяется равенством  $V_T = V_r''$  (где  $V_r''$  — количество избыточного вторичного воздуха в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

Для унификации схем модернизации действующее оборудование по конструктивным признакам можно разбить на следующие группы:

- 1) конвективные и радиационно-конвективные с подачей дымовых газов в зону сушки;
- 2) радиационные, радиационно-конвективные и конвективные с низкотемпературными излучателями и калориферами при изоляции дымовых газов от зоны выделения растворителя.

Конвективные сушильные установки с обогревом камеры сушки дымовыми газами широко применяются в промышленности [5 и 6].

Характерной особенностью этих установок (рис. 1, а) является то, что расчетное количество выбросов по линии 1 подается в зону сжигания природного газа в качестве вторичного воздуха. Газ в топочном устройстве 2 сжигается с помощью инжекционной горелки 3 с подсосом первичного воздуха из цеха по линии 4. Дымовые газы из топки по линии 5 забираются вентилятором 6, смешиваются с рециркулятом и по линии 7 подаются на обдув изделий в камеру сушки 8. Расчетное количество газов по линии 9 удаляется в атмосферу, а вместо них по линии 10 подсасывается недостающее количество свежего воздуха. Количество выбросов в атмосферу может изменяться регулировочным устройством 11.

Газовые выбросы из камеры сушки отводятся по трубопроводу 12. Выбрасывая после смешивания дымовые газы из топки с рециркулятом, нельзя полностью ликвидировать содержание растворителя в них. Степень очистки определяется отношением  $\frac{V_T}{V_B}$ , т. е. количеством очищаемых газовых выбросов в топке  $V_T$  ко всему количеству выбросов из камеры сушки  $V_B$ . Величину  $V_B$  находят по формуле

$$V_B = V_r' + V_{c,1}$$

где  $V_r'$  — количество первичного воздуха в объеме не менее стехиометрического, потребное для сжигания технологического топлива, в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$V_c$  — количество свежего воздуха, дополнительно подсаживаемого в камеру сушки согласно правилам техники безопасности, в  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Максимальную величину этого отношения 60—70% можно получить при  $V_c = 0$ , а допустимая концентрация паров растворителя в камере сушки поддерживается только за счет воздуха, подаваемого на горение и очищаемого в топке.

Данная схема модернизации сушильных установок конвективного типа с обогревом камеры сушки дымовыми газами при использовании способа попутного термического дожигания

не позволяет очищать газовые выбросы в соответствии с требованиями промышленной санитарии. Схему можно применять для частичной очистки и повышения к.п.д. установок, поскольку затраты на модернизацию незначительны.

Для полной очистки газовых выбросов у конвективных установок с подачей дымовых газов в камеру сушки следует применять термokatалитический способ. Схема сушильной установки такого типа показана на рис. 1, б. По этой схеме газовые выбросы перед удалением в атмосферу проходят через теплообменник 13, где подогреваются до 250—350°C, а затем поступают в каталитическое устройство 14. Часть очищенных газов поступает по линии 15 в систему обогрева установки взамен свежего воздуха, а расчетное количество удаляется по линии 9 в атмосферу.

Рассмотренные схемы имеют общие признаки со схемами модернизации сушильных установок радиационно-конвективного типа с низкотемпературными излучателями. Так, величина выброса во всех схемах уменьшается на количество газов, очищенных в топке и каталитическом устройстве,  $V_k$ . Эту величину находим по формуле

$$V_{B,н} = V_B - (V_T + V_k),$$

где  $V_{B,н}$  — количество выбросов в сушильной установке с очисткой газов в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , а количество очищенных газов, поступающих в систему взамен свежего воздуха, — по формуле

$$V_0 = V_r' + V_T + V_k.$$

Когда  $V_0 > V_c$ , свежий воздух для обеспечения заданной концентрации паров растворителя в системе дополнительно

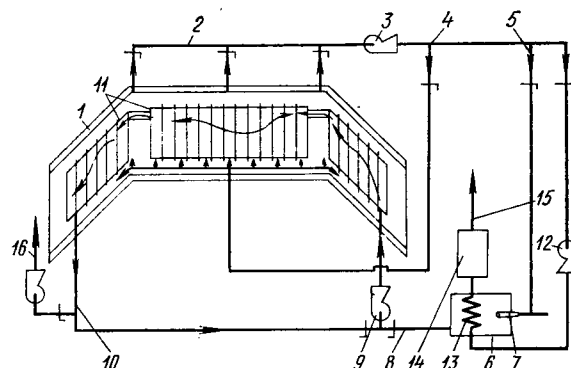


Рис. 2. Схема радиационно-конвективной сушильной установки с очисткой газовых выбросов

не подсасывается. Однако полностью ликвидировать подсос свежего воздуха, а следовательно, и выброс отработанных газов из системы, используя очистку, невозможно. Минимальное количество выброса определяется необходимостью подсоса свежего воздуха, требуемого для сжигания топлива и дожигания растворителя в объеме не менее стехиометрического.

Схемы модернизации сушильных установок с низкотемпературными нагревателями и изоляцией камеры сушки от дымовых газов имеют свои специфические особенности (рис. 2). Сушильный агент, представляющий собой воздух, обогащенный парами растворителя, забирается из камеры 1 по линии 2 вентилятором 3 и направляется по двум линиям: основная часть по замкнутому контуру 4 поступает на рециркуляцию в камеру сушки, а расчетное количество выбросов по линии 5 — в топочное устройство 6, где служит в качестве окислителя для сжигания топлива. Природный газ сжигается при помощи горелки 7. Из топки продукты сгорания газа и дожигания растворителя по линии 8 забираются дымососом 9 и вместе с рециркулятом по линии 10 подаются на обогрев панелей 11. Избыточное количество выбросов, которое забирается вентилятором 12, после прохождения теплообменника 13 подается в каталитическое устройство 14. Теплообменник для нагрева газовых выбросов до температуры начала каталитического окисления совмещен с топочным устройством для сжигания технологического топлива. Очищенные в каталитическом устройстве газы по

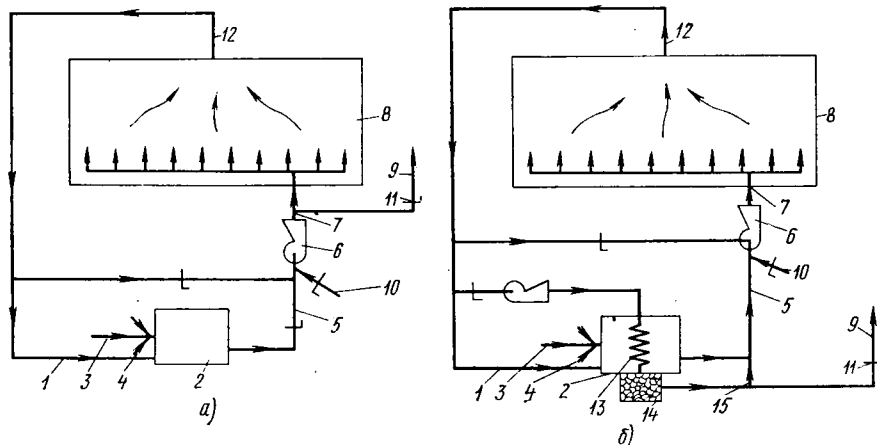


Рис. 1. Схемы конвективной сушильной установки с очисткой газовых выбросов

линии 15 поступают в систему обогрева сушильной установки, а расчетная часть очищенных газов по линии 16 удаляется в атмосферу.

В рассмотренной схеме модернизации для сжигания газа могут быть использованы двухпроводные горелки с полным предварительным смешиванием циркулирующего воздуха с природным газом, что позволяет максимально использовать возможности способа попутного термического дожигания.

Количество выбросов из камеры сушки, а следовательно, и подсос свежего воздуха нельзя уменьшать, как, например, в рассмотренных выше установках с подачей дымовых газов в камеру. Однако общий выброс из системы обогрева уменьшается, поскольку ликвидирована подача свежего воздуха из цеха для горения топлива. В результате общая величина подсоса свежего воздуха, а следовательно, и выброса уменьшается по сравнению со схемами без очистки. Эту величину находим по формуле

$$V_{в.н} = V_{в} - V_{г.}$$

Сушильные установки, в которых используются терморadiационные панели с непосредственным сжиганием газа, при модернизации требуют значительной реконструкции. Это объясняется тем, что, во-первых, существующие конструкции терморadiационных панелей не приспособлены для дожигания паров растворителя и требуют реконструкции топочной зоны; во-вторых, при сжигании природного газа в терморadiационных панелях температурный режим и загрязнение выбросов дымовыми газами более значительно влияют на полноту горения, чем при сжигании в отдельной топке; в-третьих, подача в терморadiационные панели газов, содержащих пары растворителя, для рециркуляции и предотвращения перегрева топочной зоны недопустима с санитарной точки зрения.

Для примера рассмотрим работу сушильных установок линии кабин на Минском автозаводе. В этих установках в нижней топочной зоне принята температура 600°C, что достигается соответствующим разбавлением продуктов сгорания топлива газами из сушильной камеры. Как показали проведенные исследования, такое техническое решение значительно ухудшает сжигание природного газа в панелях. Более того, пары растворителя подвергаются многократному термическому воздействию в разнообразном диапазоне температур. В результате образуются различные альдегиды и прочие продукты неполного горения, воздействие которых более опасно для окружающей среды и человека по сравнению с растворителями.

Радиационно-конвективная сушильная установка с терморadiационными панелями для сжигания газа (рис. 3) состоит из зоны разогрева изделия до температуры сушки и выделения растворителя и зоны выдержки изделия и полимеризации покрытия.

Природный газ сжигается в нижней топочной зоне терморadiационной панели. Газовые выбросы, содержащие воздух и пары растворителя, забираются из первой зоны по линии 1 вентилятором 2 и по линии 3 подаются в топочную зону панели. Инжектирующее устройство горелки засасывает 30—40% циркулирующего воздуха в качестве первичного, а остальное количество подается в качестве вторичного снизу под факел пламени. Отработанные дымовые газы из панелей с температурой 400—500°C забираются по линии 4, смешиваются с избыточным количеством выбросов из линии 5, подогревая их перед началом каталитического окисления. Если температура смеси недостаточна для начала катализа, включается горелка разогрева 6. После выхода из каталитического аппарата 7 очищенные газы смешиваются с рециркулятом конвективной зоны, поступающим по линии 8, и по линии 9 подаются на обдув изделий. Расчетное количество по линии 10 выбрасывается в атмосферу. В первой зоне по линиям 1 и 11 рециркулирует воздух, насыщенный до заданной концентрации парами растворителя. Он нагревается от терморadiационных панелей 12 путем конвекции.

Во второй конвективной зоне находятся дымовые газы. Установленная между зонами воздушная завеса 13 препятствует смешиванию атмосферы зон. На эксплуатируемой на Минском автозаводе сушильной установке такого типа с разделением зон, но без воздушной завесы наблюдается смешивание атмосферы зон. Так, в первой зоне содержится 0,5—0,6% CO<sub>2</sub>, растворителя в конвективной зоне — 20% всего количества. Загрязнение воздуха CO<sub>2</sub> до 1% практически не влияет на процесс сжигания газа в панелях. Однако обратное перетекание газов в конвективную зону приводит к ее загрязнению рас-

творителем и тем самым снижает эффективность очистки по предложенной схеме.

Приведенные схемы модернизации дают общее представление для наиболее типичных случаев.

Очевидно, что схемы с использованием только способа попутного термического дожигания легко получить из схемы, показанной на рис. 3, при ликвидации участка каталитической очистки.

Выбор способа очистки для сушильных установок определяется отношением количества выбросов  $V_{в}$  и воздуха  $V_{г.}$  необходимого для сжигания топлива. При  $V_{в} \leq V_{г.}$  применяют способ попутного термического дожигания. Способ термokatалитической очистки применяют в случае, когда количество выбросов, определяемое правилами техники безопасности, больше, чем необходимо для сжигания технологического топлива с максимально возможным коэффициентом избытка воздуха. При этом каталитической очистке подвергается только

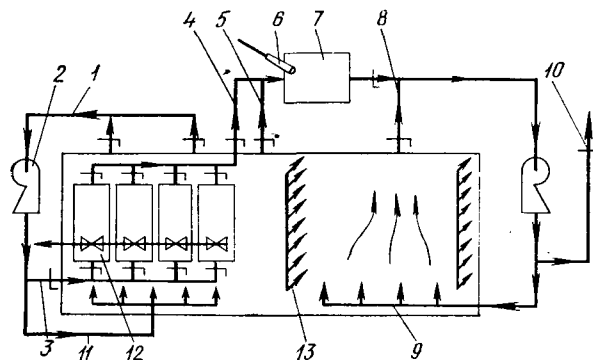


Рис. 3. Схема радиационно-конвективной сушильной установки со сжиганием газа в панелях

избыточное количество выбросов, которое находим по формуле

$$V_{к} = V_{в} - V_{г.}$$

Общим требованием для проведения модернизации сушильных установок с целью очистки газовых выбросов известными способами является установление в камере сушки максимально возможной концентрации паров растворителя, определяемой только правилами техники безопасности. Действующие в нашей стране требования правил техники безопасности о допустимых концентрациях растворителя в камере сушки не менее 10 г/м<sup>3</sup> [7] аналогичны зарубежным (Швейцария и ФРГ).

Предложенные способы очистки методом попутного термического и термокatalитического дожигания и разработанные на их основе схемы сушильных установок для газового обогрева позволяют очищать вредные выбросы в соответствии с требованиями промышленной санитарии и рекомендуются не только при проектировании нового, но и для модернизации действующего оборудования.

Значительным преимуществом процесса очистки газовых выбросов (наряду с санитарно-техническим и экономическим) является также и то обстоятельство, что при этом уменьшается или полностью предотвращается конденсатообразование в сушильных установках и системах вентиляции окрасочных участков. Вместо газов, содержащих горючие и взрывоопасные вещества, на выброс подаются продукты их сжигания. Это повышает пожаро- и взрывобезопасность сушильного оборудования и систем вентиляции.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сенькевич Э. В., Клаз М. М., Строгин М. М. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.
2. Friedmund R. — «Wasser, Luft und Betrieb», 1970.
3. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1970, № 21 (Авторское свидетельство № 274715).
4. Сенькевич Э. В. — «Газовая промышленность», 1970, № 2.
5. Майзель Б. И., Окунь Б. Ц., Чепенко Н. К. Конвекционные сушильные камеры и использование продуктов сгорания газа для сушки лакокрасочных покрытий. Л., ЛДНТП, 1965.
6. Борисенко С. И. и др. Альбом оборудования окрасочных цехов. М., «Химия», 1970.
7. Правила и нормы техники безопасности, пожарной безопасности и промышленной санитарии окрасочных цехов. 1970.

# Экономия металла в автомобилестроении путем повышения качества и точности проката

Канд. техн. наук И. Т. УСИКОВ

Министерство автомобильной промышленности

**П**ЯТИЛЕТНИМ планом развития народного хозяйства СССР предусмотрено увеличить выпуск автомобилей в 1975 г. до 2—2,1 млн. шт., при этом производство грузовых автомобилей возрастет в 1,5 раза, легковых — в 3,5—3,8 раза, норма расхода проката сократится за пятилетие за счет технических мероприятий. Автомобилестроители, кроме того, работают над повышением ресурса грузовых автомобилей основных моделей. Этого можно достичь при своевременном обеспечении автомобильной промышленности прокатом более высокого качества и точности: экономичными профилями, низколегированной сталью, термически упрочненным прокатом, прокатом с более жесткими и минусовыми допусками и т. д., позволяющим не только сократить норму расхода металлопроката на автомобиль, но и значительно повысить его долговечность.

Одним из основных технических мероприятий, разработанных автомобилестроителями по снижению норм расхода проката на изделие, является увеличение объемов применения горячекатаных экономичных профилей проката.

Существенную экономию металла получает автомобильная промышленность от перевода изготовления рессор с проката прямоугольного профиля на Т-образный и параболический, что позволяет снизить вес рессор на 10% и одновременно повысить их долговечность более чем на 10%.

На основании лабораторных исследований и дорожных испытаний рессор, изготовленных из проката Т-образного профиля, Московским автозаводом имени Лихачева и НИИТавтопром разработан сортament рессорного проката Т-образного профиля (табл. 1).

Таблица 1

Размеры профиля в мм								
по ширине	по толщине							
65	(9,6)	10	11	12				
45	(3,6)	4,4	4,4	4,8				
75	9,0	10	11	12	14			
52,5	4,0	4,4	4,4	4,8	5,6			
90		10	11	12	14	16	18	20
63		4,4	4,4	4,8	5,6	6,4	7,2	8
100			11	12	14	16	18	20
70			4,4	4,8	5,6	6,4	7,2	8

Примечания: 1. Размеры, указанные в скобках, не рекомендуются к широкому использованию.

2. Поверхности полос должны быть плоскими и взаимно параллельными. Выпуклость полос не допускается. Разница в толщинах в одном сечении может быть допущена (в сторону уменьшения толщины от кромок к середине) не более 0,2 мм при условии соблюдения допуска по толщине. Остальные требования — по ГОСТ 7419—55, раздел II. Общие указания.

3. Допуск на основные размеры  $b$ ,  $b_1$ ,  $t$  и  $t_1$  соответственно для обычной точности  $\pm 0,7$ ,  $\pm 0,2$ , для высокой точности  $\pm 0,4$ ,  $\pm 0,15$  мм.

В 1971 г. на Московском автозаводе имени Лихачева внедрен прокат Т-образного профиля размером 65/38×10/4 мм для производства передних рессор автомобиля ЗИЛ-130, что позволило сократить норму расхода проката на автомобиль на 8,7 кг.

Челябинским металлургическим заводом в 1972 г. осво-

ен выпуск проката Т-образного профиля размером 75/52,5×9,0/3,6 мм для изготовления задней рессоры автомобиля ЗИЛ-130, которая устанавливается и на автомобиль КАЗ-608, выпускаемый Кутаисским автозаводом. Перевод изготовления задних рессор автомобиля ЗИЛ-130 на прокат Т-образного профиля даст экономии металла 11,8 кг на автомобиль.

Норма расхода на комплект дополнительных рессор автомобиля ЗИЛ-130 при переводе их изготовления на прокат Т-образного профиля размером 75/52,5×9,0/3,6 мм снизится на 7,2 кг.

Снижение нормы расхода проката на один автомобиль ЗИЛ-130 от перевода изготовления всего комплекта рессор на прокат Т-образного профиля вместо прямоугольного составит 27,8 кг.

Сортament рессорного проката параболического профиля разработан Горьковским автозаводом (табл. 2), который внедрил в 1972 г. такой прокат размером 7×65 и 11×65 мм. Из этого проката изготавливаются передние и задние рессоры автомобиля ГАЗ-53. Внедрение этого мероприятия позволило снизить норму расхода проката на комплект передних рессор на 2 кг и на комплект задних на 14,3 кг.

Таблица 2

Обозначение	S	b	h
пр-51А-2902101	7 <sup>+1,10</sup> <sub>-0,15</sub>	65	2,3
пр-51А-2913101	8 <sup>+0,13</sup> <sub>-0,15</sub>	65	2,7
пр-53А-2913101	9 <sup>+0,13</sup> <sub>-0,15</sub>	65	3,0
пр-51А-2912101	10 <sup>+0,13</sup> <sub>-0,15</sub>	65	3,3
пр-51А-291210-10	11 <sup>+0,13</sup> <sub>-0,15</sub>	65	3,7

Примечания: 1. Поверхности  $\Pi$  и  $\Pi_1$  должны быть плоскими и взаимно параллельными, допускаются: вогнутость профиля до 0,05 и неодинаковая толщина противоположных краев, разность которой не должна превышать 0,05 мм.  
2. Неуказанные допуски  $\pm 0,25$  мм.  
3. Все поверхности полос должны быть чистыми, гладкими, без трещин, волосовины, плен, закатов, раковин, пузырей, песочин и вдавненной окалины; допускаемые раковины, рябизна и слой окалины максимально 0,02.  
4. Суммарная глубина полного и частично обезуглероженного слоя в любом месте полосы не должна превышать 0,1 мм.  
5. Допускаемая кривизна полос на 1 пог. м не должна превышать: ребровая — 1,5 мм, по плоскости — 3 мм.  
6. Ребровая кривизна допускается только в одну сторону по длине полосы. Длина полос — по ГОСТ 7419—55.

Для перевода дополнительной рессоры автомобиля ГАЗ-53 на изготовление из проката параболического профиля Челябинскому кузнечно-прессовому заводу, являющемуся поставщиком этих рессор на комплектацию и в запасные части, необходимо ускорить подготовку производства. Выпуск проката параболического профиля требуемого для этой цели размера 9×65 мм уже освоен Чусовским металлургическим заводом и имеется в технических условиях, заключенных между этим заводом и Горьковским автозаводом. Внедрение данного профиля снизит норму расхода проката на автомобиль на 4,2 кг.

Перевод всего комплекта рессор автомобиля ГАЗ-53 на изготовление из проката параболического профиля вместо прямоугольного позволит уменьшить норму расхода проката на автомобиль на 20,7 кг.

В 1972 г. Чусовской металлургический завод освоил выпуск проката параболического профиля размером 10×65 мм для

производства рессор автомобиля ГАЗ-66, внедрение которого сокращает норму расхода проката на автомобиль на 17,3 кг.

Таким образом, экономия металлопроката за счет перевода рессор на изготовление из проката экономичных профилей для комплектации автомобилей трех марок (ЗИЛ-130, ГАЗ-53, ГАЗ-66) и запасных частей к ним составила бы около 15 тыс. т на программу 1973 г.

Изготовление рессор из проката экономичных профилей вместо прямоугольного профиля для автомобиля на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева и Горьковском автозаводе распространяется и на другие автозаводы.

Ульяновский автозавод работает над созданием рессоры из параболического профиля для автомобиля УАЗ-469, вместо прямоугольных полос размером 55×6 и 55×7 мм, применяемых в настоящее время.

Внедрение рессорного проката экономичных профилей позволит сэкономить ориентировочно около 20 тыс. т металла без учета сокращения расхода рессор в запасных частях при повышении их долговечности.

На снижение долговечности рессор значительно влияет наличие на поверхности рессорного проката обезуглероженного слоя глубиной 0,3—0,4 мм. Экспериментальные работы, проведенные в нашей стране и за рубежом, показывают, что срок эксплуатации рессор, сделанных из такого проката, примерно в 1,5 раза меньше, чем рессор из проката, не имеющего обезуглероженного слоя. Поставка металлургической промышленности рессорного проката без обезуглероженного слоя по требованию потребителя позволит получить значительную экономию металла за счет увеличения долговечности рессор и, следовательно, сокращения их поставки в запасные части.

Для повышения срока службы рессор и сокращения их поставки в запасные части, которая составляет в настоящее время около 60% общего количества изготавливаемых рессор, рессорный прокат для автомобильной промышленности должен отвечать следующим требованиям:

- 1) обеспечение высокой точности;
- 2) недопущение обезуглероживания поверхности;
- 3) содержание углерода до 0,05% в пределах марки, содержание серы и фосфора до 0,02%;
- 4) недопущение зачистки дефектов на поверхности проката механическим способом; при этом допускается вогнутость полосы не более 0,05 мм, ребровая кривизна полос на 1 пог. м на одну сторону не более 1 мм, разница в толщинах в одном сечении полосы — не более 0,03 мм, кривизна полос по плоскости — не более 3 мм;
- 5) нормы по неметаллическим включениям по ГОСТ 1778—62 должны быть не выше баллов 1—2 всех шкал по нормам, предлагаемым заказчиком; полосчатость — не выше балла 2 шкалы 2; видманштеттовая структура — не выше балла 1 шкалы В в ГОСТ 5640—59; точечная неоднородность, центральная пористость, ликвация, поджорковые пузыри не более балла 2 по шкале 1 приложения к ГОСТ 4543—71; величина зерна 5—8 по ГОСТ 5639—65.

По требованию заказчиков должна поставляться рессорная полосовая сталь типа А.

Экономии проката в рессорном производстве можно значительно увеличить за счет применения однолистовых и малолистовых рессор вместо многолистовых. Рессорный прокат для этих целей должен быть периодического профиля.

Из опыта отечественных и зарубежных заводов известно, что в результате применения таких рессор расход металла по сравнению с обычными снижается более чем на 30%, увеличивается долговечность, а также снижается трудоемкость при их изготовлении.

В настоящее время проводятся работы по изготовлению про-

мышленных партий малолистовых рессор для легковых автомобилей и опытных партий малолистовых рессор для подрессорников грузовых автомобилей.

Значительный резерв экономии металлопроката имеется и в колесном производстве автомобильной промышленности.

Например, уменьшение допусков металлургической промышленностью на специальные профили для колес до  $\pm 0,2$  мм вместо  $\pm 0,5$  мм позволит получить экономию проката более 8 тыс. т в год. Кроме того, имеется еще ряд существенных требований к металлу, поставляемому металлургической промышленностью для производства колес, удовлетворение которых значительно сократит норму расхода проката на колесо, а также повысит его долговечность. Эти требования следующие:

1. Обеспечение автозаводов широкополосной сталью для дисков колес грузовых автомобилей с допусками по толщине — 0,5 мм вместо +0,3—0,5 мм и по ширине 3 мм вместо +2—3 мм. Только по Горьковскому автозаводу это даст экономии до 500 т в год, а в целом по автомобильной промышленности — более 3 тыс. т металла.

2. Ужесточение допусков полосовой стали, применяемой для ободьев колес легковых автомобилей, по ширине до  $\pm 1$  мм вместо  $\pm 1\%$  и по длине до +50 мм вместо +150 мм позволит сэкономить около 1500 т проката в год.

3. Увеличение объемов поставки рудонной полосы толщиной до 4,5 мм для колес легковых автомобилей и сельскохозяйственных машин до 16 тыс. т в 1973 г. обеспечит экономии около 800 т, а в 1975 г. около 2 тыс. т металла.

Для автомобиля ЗИЛ-131 вместо профиля обода колеса 90РГ-20, применяемого в настоящее время, разработана новая конструкция 229Г-508. Исследования и дорожные испытания нового колеса дали положительные результаты. Внедрение нового профиля обода колеса 229Г-508 в производство позволит автомобильной промышленности уже в 1973 г. сэкономить 9 тыс. т проката, а в 1975 г. 12 тыс. т.

Также разработан новый профиль обода колеса 254Г-508 вместо 10,0РГ-20 для автомобиля «Урал-375», применение которого даст около 4 тыс. т экономии проката в год. Этот профиль освоен на Днепропетровском металлургическом заводе им. Петровского в 1972 г.

В целях сокращения номенклатуры замочных и бортовых колес, применяемых в автомобильной промышленности, профили замочного и бортового колец на колеса 229Г-508 и 254Г-508 унифицированы и уже освоены Днепропетрским металлургическим заводом имени Дзержинского и Чусовским металлургическим заводом в 1971 г.

Дальнейшее снижение норм расхода проката и получение экономии металла в колесном производстве может быть осуществлено за счет применения низколегированной стали для дисков колес грузовых автомобилей, позволяющей уменьшить толщину полосы на 1 мм и более.

Для этого полоса из низколегированной стали должна поставляться в отожженном травленном состоянии, с промастеной поверхностью.

Применение этой стали на Челябинском кузнечно-прессовом и Кременчугском колесном заводах позволит уменьшить толщину полос с 10, 11 до 9, 10 мм и получить экономию металла более 3 тыс. т в год.

Изготовление дисков колес грузовых автомобилей из низколегированной стали на Горьковском автозаводе с уменьшением толщины исходного металла с 8,25 до 7 и с 9 до 8 мм даст годовую экономию проката около 8 тыс. т.

Экономия металла в колесном производстве автомобильной промышленности только за счет перечисленных мероприятий составит 40 тыс. т проката в год.

УДК 658.563:002.2:53

## Общемашиностроительные типовые нормы времени на изготовление металлорежущего и измерительного инструмента

Б. И. ПАСТЕРНАК

Горьковский проектно-конструкторский технологический институт Министерства автомобильной промышленности

**3** АДАЧИ дальнейшего роста производительности труда в промышленности требуют приведения в действие всех резервов и возможностей, которыми она располагает. Огромной народнохозяйственной экономии можно достичь благодаря выявлению и использованию резервов, заложенных в научно-обоснованном нормировании труда.

В целях упорядочения нормирования труда на предприятиях различных отраслей автомобильной промышленности, сектором технического нормирования отдела экономики и организации производства ГПКИ разработаны общемашиностроительные типовые нормы времени на изготовление металлорежущего и измерительного инструмента.

Общемашиностроительные типовые технически обоснованные нормы времени предназначены для изготовления большего количества типов нормализованного инструмента, чем ранее разработанные опытно-статистические нормы.

Общемашиностроительными типовыми нормами времени охвачена наиболее распространенная номенклатура металлообрабатывающего (190 видов) и измерительного (110 видов) инструмента, изготавливаемого на большинстве предприятий различных министерств.

Сборник типовых норм состоит из двух разделов, которые содержат 41751 расчетно-техническую норму времени на изготовление режущего инструмента и 6450 расчетно-технических норм времени на изготовление измерительного инструмента.

Типовые нормы времени предусматривают нормальные припуски на обработку, точность и чистоту поверхности инструмента согласно нормам машиностроения. Типовые нормы времени финишных операций рассчитаны с учетом того, что на предыдущих операциях обеспечивалась высокая чистота обработки и нормальные припуски.

Карты типовых технологических процессов охватывают типоразмеры инструмента и содержат характеристику и эскиз инструмента, размеры заготовки и основные размеры детали, перечень операций и нормы штучного времени. Режимы обработки рассчитаны по общемашиностроительным нормативам. Материал инструмента принят согласно нормам машиностроения.

При разработке типовых норм времени предусматривалось, что эти нормы должны применяться при выполнении следующих организационно-технических условий:

- 1) документация заготовки деталей своевременно доставляется на рабочее место вспомогательными рабочими;
- 2) инструмент получают и сдают производственные рабочие;
- 3) детали проверяют и сдают на рабочем месте;
- 4) переточка резцов, сверл и других режущих инструментов выполняется самим рабочим, а более сложных (фрез, долбяков, разверток и т. д.) — централизованно;
- 5) документация, инструмент и универсальные приспособления хранятся в тумбочке у рабочего места;
- 6) подготовка рабочего места до начала работы и уборка его в конце смены, а также чистка, смазка, наладка и подналадка оборудования в течение рабочей смены осуществляются рабочим;
- 7) рабочие места станочников обеспечены инструментами в соответствии с выбранными рациональными режимами работы оборудования;
- 8) обрабатываемые изделия пооперационно закреплены за станками определенных типов в зависимости от выполняемой работы и размеров инструмента;
- 9) на рабочих местах соблюдаются установленные требования по охране труда, технике безопасности, промсанитарии и гигиене труда.

Тарификация работ осуществляется в соответствии с «Единым тарифно-квалификационным справочником работ и профессий рабочих».

В целях более широкого охвата номенклатуры инструмента, т. е. для нормирования инструмента любых параметров, разработаны таблицы норм штучного времени на отдельные операции.

Типовые нормы времени для большинства операций установлены расчетным методом на основе действующих общемашиностроительных нормативов времени для мелкосерийного и единичного производства.

Применение такого метода определения норм дало возможность обеспечить постоянный уровень жесткости и сопоставимости норм времени. При определении числовых величин типовых норм времени общемашиностроительные нормативы применялись с поправочными коэффициентами, учитывающими условия инструментального производства, размеры партии изготавливаемых деталей, точность и чистоту обработки и марки обрабатываемого материала.

Полученные расчетные нормы штучного времени перед заполнением карт анализировались методом сопоставления их с результатами хронометражных наблюдений, с действующими нормами времени и заводскими нормативами и при необходимости корректировались.

Сборник типовых норм времени разрабатывался по рабочей

методике, согласованной с Центральным бюро промышленных нормативов по труду.

Большинство машиностроительных заводов дало положительные отзывы, а также высказало конкретные предложения и замечания, которые были учтены при окончательной подготовке норм.

В качестве положительных сторон сборника большинством заводов и организаций были отмечены:

- 1) полнота охвата номенклатуры изготавливаемого инструмента;
- 2) удобство применения типовых норм и гарантированный минимум затрат времени на нормирование инструмента;
- 3) правильный выбор факторов, влияющих на величину норм времени, их градация, удовлетворяющая основным требованиям применимости;
- 4) подробная разбивка технологического процесса на операции, благодаря чему типовыми нормами времени можно пользоваться нормировщикам и технологам;
- 5) соответствие предусмотренного нормами оборудования и оснастки, применяемого на заводах;
- 6) степень точности нормативного материала и фактических затрат времени на изготовление инструмента, позволяющие нормировать изготовление аналогичных деталей с минимальными отклонениями;
- 7) соответствие в основном оргтехусловий, предусмотренных при разработке типовых норм, условиям в сборнике, действующим на большинстве заводов.

Наряду с положительными отзывами на сборник общемашиностроительных нормативов, заводы отметили отсутствие в нем норм на изготовление специализированного инструмента.

В результате проверки в производственных условиях проекта первой редакции типовых норм времени было получено 75 предложений и замечаний заводов. Из них большинство предложений было принято и сделана соответствующая корректировка, а по некоторым — даны разъяснения причин их неприемлемости.

На основе полученных отзывов и замечаний по результатам проверки типовых норм времени в производственных условиях при подготовке второй редакции сделаны соответствующие дополнения и изменения. Так, например, разработаны карты норм штучного времени на заточку инструмента, клеймение на прессе, рубку заготовок на прессе, нарезку резьбы под доводку, доводку резьбы; в карте штучного времени изменена градация на нарезку резьбы в соответствии с применяемыми шагами резьбы; откорректированы параметры в карте на доводку диаметров рабочей части, откорректирована также карта норм штучного времени на чистовое шлифование и т. п.

При составлении отчетных материалов к проекту настоящих нормативов были определены по среднеулучшенным показателям на основе фактических затрат времени, установленных по хронометражным наблюдениям самих предприятий, результативные данные, характеризующие уровень прогрессивности типовых норм.

При обработке данных проверки был выявлен уровень выполнения норм по видам обработки, проанализировано, как выполнялись они на каждом заводе в отдельности по сравниваемым работам, определены средние данные по каждому заводу и общие для всех предприятий.

Проведенный анализ показал, что средний процент выполнения действующих норм времени на изготовление режущего инструмента составляет 167,4, на изготовление измерительного — 153, на выполнение проектных норм — соответственно 110 и 88.

По данным заводов о выполнении действующих и проектных норм были рассчитаны проценты ужесточения действующих норм времени, в том числе 29,3% для режущего инструмента и 43% для измерительного инструмента.

Внедрение общемашиностроительных типовых норм времени на изготовление режущего и измерительного инструмента при рациональной научной организации труда и прогрессивной технологии изготовления позволит повысить производительность труда в инструментальных цехах предприятий машиностроения.

Опыт заводов показал, что внедрение общемашиностроительных нормативов по труду при сохранении установленной заработной платы рабочим повышает производительность труда примерно на 12%.



## НАПРАВЛЕНИЕ РАЗВИТИЯ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**УВЕЛИЧИВАЮЩЕЕСЯ** с каждым годом количество передач, выполняемых по различным кинематическим схемам, обуславливает появление новых конструкций фрикционных муфт и механизмов управления ими.

Анализ конструкций гидромеханических передач, появившихся за последнее время, показывает, что фрикционные муфты совершенствуются по нескольким направлениям: применение нескольких исполнительных цилиндров, компенсация действия сил центробежного давления жидкости на поршень вращающихся муфт, уменьшение времени разрыва потока мощности при переключении ступеней, обеспечение плавного включения фрикционных муфт.

Применение нескольких цилиндров вызвано необходимостью передавать фрикционной муфтой на разных ступенях различный по величине крутящий момент. В тех случаях, когда подводимый к фрикционной муфте крутящий момент на одной ступени значительно отличается от момента на другой ступени, для передачи увеличенного крутящего момента достаточно увеличить давление в гидравлической системе управления. Однако когда передаваемый муфтой крутящий момент на различных передачах различный, кроме увеличения давления масла, используют дополнительное нажимное устройство. Примером

может служить фрикционная муфта (рис. 1, а) гидромеханической передачи автомобиля «Остин Мини» [1]. В ее конструкцию входят два цилиндра и два поршня. При работе муфты на прямой передаче масло под давлением  $7 \text{ кгс/см}^2$  подводится в первый исполнительный цилиндр 1, а при включении передачи заднего хода оба поршня 2 и 3 сжимают пакет ведущих и ведомых дисков при увеличенном давлении масла в исполнительных цилиндрах 1 и 4 ( $p = 10,5 \text{ кгс/см}^2$ ). Оба исполнительных цилиндра муфты гидропередачи автомобиля «Остин Мини» при включении заднего хода заполняются маслом одновременно, поэтому нельзя увеличить плавность включения, которая возможна при последовательном заполнении полостей фрикционной муфты.

В автоматической гидромеханической передаче W3D 080 (рис. 1, б) фирмы Даймлер-Бенц [2] для городских автобусов фрикционный тормоз 5 сконструирован аналогично фрикционной муфте гидропередачи автомобиля «Остин Мини», однако полости нажимного устройства тормоза заполняются по различным каналам. Вследствие того, что нельзя одновременно заполнять полости нажимного устройства, имеющие различный объем, при заполнении их по каналам с различным гидравлическим сопротивлением усилие, сжимающее диски

тормоза, изменяется ступенчато, что способствует плавному включению муфты.

Фрикционная муфта 6 гидромеханической передачи W3D 080 фирмы Даймлер-Бенц (рис. 1, б), используемая для включения третьей ступени и реверса, — оригинальной конструкции. При включении третьей ступени усилие сжатия, создаваемое поршнем 7, в несколько раз меньше, чем при включении заднего хода. Такая разница достигается за счет того, что при включении заднего хода гидравлическое давление действует на поршень только с одной стороны, а при включении третьей ступени часть усилия сжатия компенсируется подачей масла под давлением на поршень с противоположной стороны. При этом давление, действующее с противоположной стороны первого поршня 7, удерживает поршень 8 второй фрикционной муфты и одновременно выключает поршень 7 первой фрикционной муфты при переключении с третьей ступени на вторую. Первый поршень 7 — разъемный, состоящий из двух кольцевых поршней. Внутренний кольцевой поршень 9 имеет буртик, который при включении заднего хода передает усилие с внутреннего поршня 9 на наружный кольцевой поршень. Такая конструкция поршня позволяет снизить силу сопротивления перемещению наружного кольцевого поршня при включении третьей ступени.

Определенный интерес представляют фрикционные муфты, описанные в патенте США № 3265175, принадлежащем Форд Мотор Компани. Рассматриваются муфты двух вариантов, предназначенные для передачи двух величин крутящих моментов. В гидромеханической передаче эта муфта служит для включения третьей ступени и заднего хода. Нажимное устройство в первом варианте фрикционной муфты (рис. 1, в) состоит из корпуса 10 с двумя цилиндрами и ступенчатого поршня 11, образующего с корпусом муфты две рабочие полости. В корпусе фрикционной муфты установлен шариковый клапан 12, разобщающий первую (внутреннюю) полость 13 фрикционной муфты со второй 14. Когда отверстие между первой и второй полостями закрыто шариковым клапаном, вторая полость соединена с атмосферой. Усилие пружины 15 шарикового клапана выбрано таким, что при включении третьей передачи давление в гидравлической системе не может открыть клапан, и нажимное усилие создает только одна полость 13. При включении заднего хода давление в гидравлической системе увеличивается.

Сила, создаваемая давлением масла, преодолевает сопротивление пружины клапана и перемещает шарик, который садится на противоположное гнездо 16 и закрывает отверстие 17, сообщающее вторую полость фрикционной муфты с атмосферой. Внутренняя полость 13 при этом непосредственно соединяется

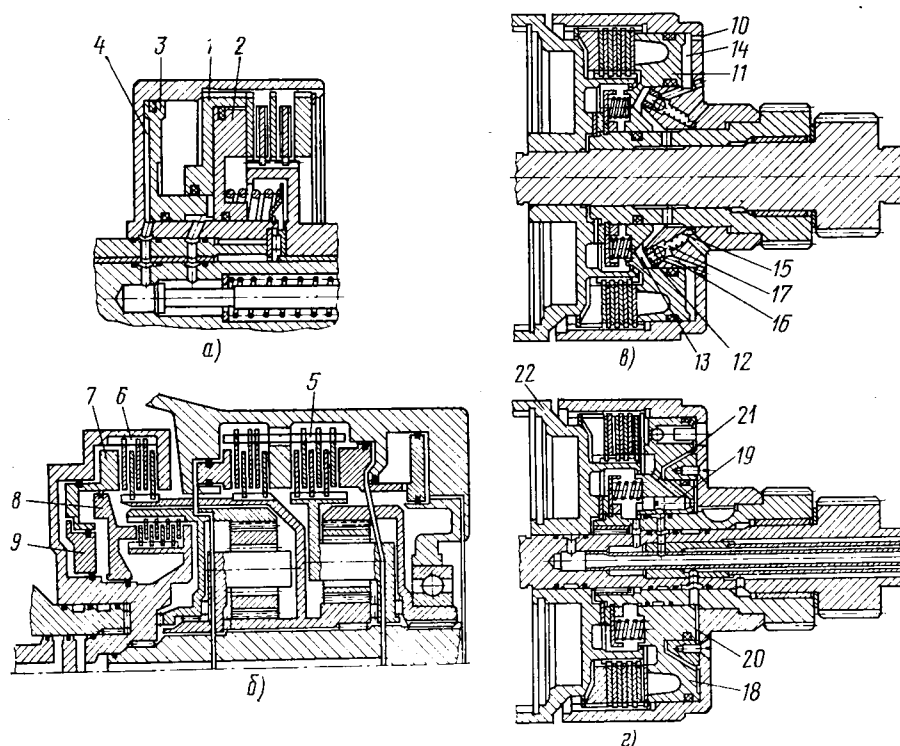
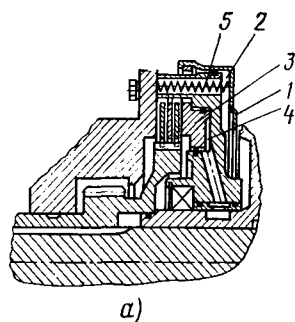


Рис. 1. Конструктивные схемы фрикционных муфт с несколькими исполнительными цилиндрами:

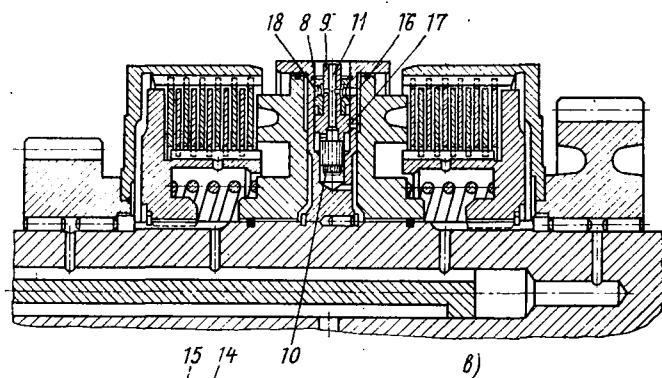
а — фрикционная муфта гидромеханической передачи автомобиля «Остин Мини»; б — схема гидромеханической передачи W3D080 Даймлер-Бенц; в — фрикционная муфта с шариковым клапаном; г — фрикционная муфта с управляемым золотниковым клапаном

Рис. 2. Устройства, снижающие величину силы центробежного давления жидкости:

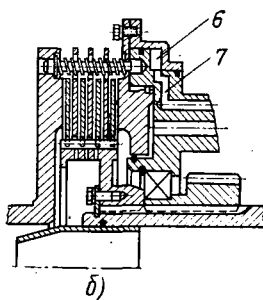
а — конструктивная схема нажимного устройства фрикционной муфты со штампованным кожухом гидромеханической передачи самоходного скрепера Катерпиллер; б — схема фрикционной муфты с закрытой компенсационной полостью; в — продольный разрез фрикционной муфты с клапаном; г — поперечный разрез фрикционной муфты с золотниковым клапаном; д — график изменения усилия, приложенного к поршню



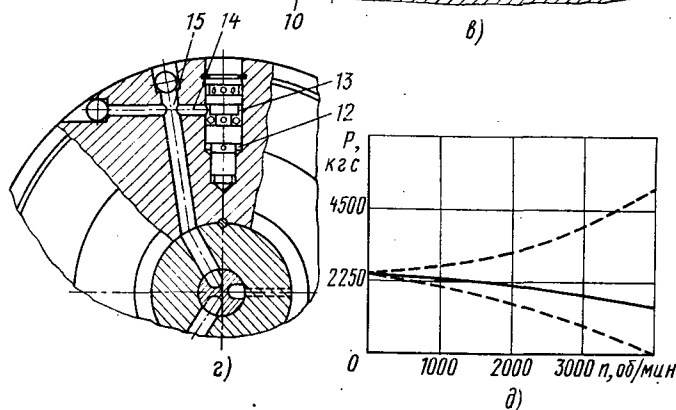
а)



б)



в)



д)

с наружной кольцевой полостью 14. Таким образом, при включении заднего хода давление масла действует на обе ступени поршня, что обеспечивает передачу фрикционной муфтой увеличенного крутящего момента.

Второй вариант фрикционной муфты (рис. 1, г) предназначен также для работы на третьей ступени и заднем ходу. Нажимное устройство этой муфты отличается от рассмотренного применением управляемого золотникового клапана, расположенного в поршне 18. Золотниковый клапан 19 разобщает малую 20 и большую 21 кольцевые полости при включении третьей ступени и соединяет обе полости при включении заднего хода. Золотниковый клапан, прерывающий сообщение между первой и второй полостью, управляется давлением масла, поступающего в исполнительный цилиндр 22 фрикционной муфты, расположенной рядом.

Первый вариант фрикционной муфты с шариковым клапаном дает возможность обеспечить плавное включение заднего хода. Для включения заднего хода необходимо увеличить давление в гидравлической системе управления. Вариант фрикционной муфты с золотниковым клапаном в поршне может применяться при одном и том же давлении масла на ступенях переднего и заднего хода.

Сила центробежного давления масла вращающихся фрикционных муфт не только изменяет коэффициент запаса сцепления, но и увеличивает силу сопротивления перемещению поршня при выключении муфты. Вследствие этого для выключения муфты значительного диаметра, вращающейся с большой угловой скоростью, необходимо, устанавливать пружины, создающие большое усилие. Такое усилие требует повышения давления в гидравлической системе управления, а следовательно, и потери мощности. Для избежания этого недостатка в современных фрикционных муфтах применяются различные устройства [3 и 4], компенсирующие действие силы центробежного давления жидкости на поршень.

В гидромеханической передаче самоходного скрепера Катерпиллер используются устройства двух видов для снижения силы центробежного давления масла на поршень. Одно устройство (рис. 2, а) выполнено в виде кожуха 1, образующего открытую по внутреннему диаметру кольцевую полость 2. Кожух соединен с поршнем 3 фрикционной муфты. При этом рабочая полость фрикционной муфты 4 и полость 2, образованная кожухом, разделены стенкой ци-

линдра муфты. Кожух уплотняется резиновым кольцом по наружному диаметру барабана муфты. Таким образом, наружный диаметр барабана является поршнем цилиндра, выполненного в виде штампованного кожуха. Поршень 3 фрикционной муфты при ее выключении отводится в исходное положение пружинами 5, расположенными между кожухом 1 и стенкой цилиндра. Вследствие того, что жидкость в рабочую полость муфты подводится из канала, расположенного вблизи вала коробки передач, сила центробежного давления масла имеет значительную величину.

Если бы поршень кожуха имел наружный диаметр, равный наружному диаметру поршня фрикционной муфты, то при открытой кольцевой поверхности, образованной кожухом, невозможно было бы получить значительные силы центробежного давления масла в этой полости. Поскольку диаметр поршня кожуха (наружный диаметр барабана фрикционной муфты) больше диаметра поршня муфты, усилие центробежного давления масла в полости, образованной кожухом, значительно снижает усилие центробежного давления в полости фрикционной муфты.

Вторая фрикционная муфта (рис. 2, б) по конструкции устройства снижения усилия центробежного давления масла отличается от первой тем, что компенсационная полость 6 — закрытая. Масло в нее подводится из канала 7 системы смазки. Такая конструкция более эффективна, но имеет ряд недостатков. Одним из них является конструктивная сложность, а другим то, что при давлении смазки 1—1,5 кгс/см<sup>2</sup> значительно снижается усилие, действующее на поршень включенной фрикционной муфты.

В последнее время начали появляться клапаны такой конструкции, которая позволяет снизить центробежное давление масла при вращении цилиндра исполнительного механизма за счет слива и перекрыть слив при действии только статического давления. Муфта с таким клапаном (рис. 2, в) описана в па-

тенте США № 3534840. В стенке муфты расположены гильза 8, ступенчатый золотник 9 и толкатель 10. Отверстие, в котором расположен толкатель 10, с одной стороны соединено каналом с полостью цилиндра муфты, а с другой — каналом 11 в ступенчатом золотнике 9 с атмосферой. Полость 12 со стороны большого торца золотника соединена с атмосферой, а кольцевая полость 13, образуемая торцом ступенчатого золотника 9 и торцом гильзы 8, соединена с каналами 14 и 15 подвода масла на включение фрикционной муфты. Полость 16 цилиндра муфты соединена отверстием 17 с отверстием расположенного большого пояса ступенчатого золотника. Полость цилиндра также соединена с кольцевыми канавками 18 в гильзе ступенчатого золотника 9 и может соединяться с осевым каналом 11 в ступенчатом золотнике при его верхнем положении.

При включении фрикционной муфты масло под давлением, действующим на кольцевую поверхность большого пояса золотника 9, преодолевает центробежную силу ступенчатого золотника и толкателя и поступает в полость цилиндра. Усилие, создаваемое давлением масла на нижний торец толкателя, и центробежная сила ступенчатого золотника и толкателя стремятся закрыть отверстие 17. При определенном соотношении усилия, создаваемого давлением масла на кольцевую поверхность ступенчатого золотника и направленного к оси вращения, а также суммарного усилия, приложенного к ступенчатому золотнику в радиальном направлении, этот золотник перемещается вверх и открывает слив из полости цилиндра муфты. Поскольку усилие центробежного давления масла и центробежная сила ступенчатого золотника и толкателя зависят от квадрата угловой скорости, можно при определенной величине массы ступенчатого золотника и толкателя достигнуть необходимой степени снижения усилия удельного давления в полости фрикционной муфты.

В отличие от расположенных во фрик-



дионных муфтах устройств, снижающих усилия центробежного давления масла, механизмы, обеспечивающие сокращение времени разрыва потока мощности или перекрытие ступеней, и механизмы плавного включения ступеней могут располагаться как во фрикционных муфтах, так и в корпусах золотниковых коробок и картерах. Расположение этих механизмов в корпусах золотниковых коробок значительно упрощает конструкцию фрикционных муфт.

Существуют системы клапанов, обеспечивающих гарантированное перекрытие ступеней, и устройства, снижающие разрыв потока мощности. К последним можно отнести нажимные устройства фрикционных муфт со ступенчатыми поршнями, гидравлические аккумуляторы, обратные клапаны с дроссельными отверстиями и механизмы увеличения давления масла в гидравлической системе управления во время переключения ступеней. С помощью гидравлических аккумуляторов и обратных клапанов можно добиться не только сокращения времени разрыва потока мощности, но и перекрытия ступеней. Наличие нажимных устройств со ступенчатым поршнем и кратковременное увеличение давления масла в гидравлической системе не обеспечивают полной безразрывности потока мощности, а лишь уменьшают время разрыва.

Высокие требования к комфортабельности легковых автомобилей вынуждают применять сложные устройства, управляющие процессом переключения ступеней. Такие устройства содержат ряд клапанов, переключающих ступени при переключении с низших на высшие и обеспечивающих время разрыва потока мощности при переключении в обратном направлении. Эти устройства из-за их сложности нельзя располагать в малогабаритных фрикционных муфтах гидромеханических передач легковых автомобилей. Коробки передач некоторых автобусов, грузовых автомобилей, самосвалов и тракторов оборудованы фрикционными муфтами, содержащими устройства, снижающие разрыв потока мощности. Это чаще всего ступенчатые поршни.

Наличие нажимных устройств со ступенчатыми поршнями, регулировки давления в гидравлической системе управления и перекрытия ступеней при переключении с низших на высшие — способствуют также обеспечению комфортабельности автомобиля и снижению динамических нагрузок в трансмиссии. Гидравлические системы современных гидромеханических передач включают в себя различные сочетания перечисленных устройств и механизмы плавного включения ступеней. Так, например, в гидромеханической передаче ZF—Гидромедия—Гэтрибе ЗНМ-60 для плавного переключения ступеней используется перекрытие передач и регулирование давления в зависимости от нагрузки двигателя.

В автоматической гидромеханической передаче Даймлер-Бенц [6] с гидромуфтой ступени переключаются плавно за счет перекрытия ступеней при переключении с низших на высшие, регулирования давления в гидравлической системе управления от положения педали подачи топлива и разрежения во впускном трубопроводе двигателя и клапана плавного включения дроссельного типа. Чтобы не было влияния утечек масла и температуры, последний включает в себя

аккумулятор и регулирующий клапан. Этот клапан регулирует давление масла при переключении с I на II, со II на III, с III на IV и со II на I ступень. Однако кроме всех перечисленных средств увеличения плавности переключения ступеней, во вращающейся фрикционной муфте устанавливается упругое стопорное кольцо. При деформации его на 1 мм сила упругости составляет 120 кгс. Это показывает, насколько сложно плавно включить вращающуюся фрикционную муфту.

Многочисленные испытания по определению динамических нагрузок в деталях трансмиссии показали, что трудно плавно переключать ступени клапаном, расположенным в картере передачи. В случае применения для уплотнения исполнительных цилиндров нажимных устройств чугунных колец задача по обеспечению плавности переключения всех ступеней одним клапаном является почти неразрешимой. Чаще всего применяемые клапаны плавного включения сливного или дроссельного типа содержат аккумулятор (реле времени), который для всех передач обеспечивает одно и то же время регулирования давления масла. Однако поскольку исполнительные цилиндры фрикционных муфт имеют различные объемы, утечки по уплотнениям вращающихся деталей цилиндров, различное сопротивление подводящих каналов, одного клапана явно недостаточно. Установка клапана плавного включения на каждый фрикцион при расположении его в картере устраняет некоторые недостатки. Однако такой клапан не может четко работать вследствие неопределенной величины утечек по уплотнениям вращающихся деталей.

Для исключения отрицательного воздействия утечек жидкости по уплотнениям деталей и особенно утечек во фрикционной муфте при уплотнении цилиндра чугунными уплотнительными кольцами лучше всего располагать механизм плавного включения во фрикционной муфте. Примерами такого расположения механизма плавного включения являются сдвоенные фрикционные муфты Рокфорд и Твин Диск. Функцию механизма плавного включения в них выполняет ступенчатый поршень, который позволяет при включении муфты получить ступенчатое изменение усилия сжатия дисков и сокращение разрыва потока мощности.

В патентной литературе все чаще появляются описания конструкций фрикционных муфт с клапанами плавного включения. Так, например, в патентах США № 3370682 и 3421608, принадлежащих концерну Джeneral Моторс, описаны клапаны, расположенные в корпусе фрикционной муфты. В патенте № 3369639 фирмы Твин Диск рассматривается фрикционная муфта с клапаном плавного включения сливного типа, расположенным в поршне.

На гидромеханических передачах автомобилей БелАЗ устанавливают фрикционные муфты, со-

держающие нажимные рычаги, удваивающие усилие, создаваемое поршнем нажимного устройства. Такая конструкция имеет ряд преимуществ: позволяет снизить размеры цилиндра нажимного устройства и, следовательно, уменьшить усилие центробежного давления масла. Снижение величины усилия центробежного давления масла позволяет устанавливать отжимные пружины со сравнительно небольшим усилием. На Белорусском автозаводе разработано [5] и испытано несколько новых конструкций фрикционных муфт (рис. 3). При этом ставилась задача за счет конструктивного выполнения муфты плавно переключать ступени в гидромеханической передаче и максимально снижать в это время разрыв потока мощности.

Нажимное устройство муфты (рис. 3, а) состоит из двух цилиндров, расположенных в барабане 1, и ступенчатого поршня 2, которые образуют малую 3 и большую 4 рабочие полости. Эти полости соединены между собой дроссельным отверстием 5. Полость 4 соединена с атмосферой через отверстия 6. Для обеспечения поступления воздуха в большую полость 4 по отверстиям 6 в поршне расположены толкатели, выполненные в виде шариков 7 и пружин 8.

При включении фрикционной муфты масло по каналу 9 поступает в малую полость 3 и перемещает поршень 2 до упора в пакет ведущих 10 и ведомых 11 дисков. Во время перемещения поршня большая полость 4 заполняется воздухом, поступающим по отверстиям 6, и маслом — по отверстию 5. Вследствие того, что площадь проходных сечений отверстий 6 значительно больше, чем дроссельного отверстия 5, полость 4 заполняется в основном воздухом. После закрытия отверстий 6 гладким стальным диском 10 масло, поступающее по дроссельному отверстию 5, сжимает воздух. Благодаря этому в большой полости постепенно увеличивается давление масла. Таким образом, ступенчатый поршень позволяет быстро сжать пакет ведущих 10 и ведомых 11 дисков с усилием, обеспечивающим их пробуксовывание, и заполнить большую полость воздухом, что обеспечивает не только сокращение

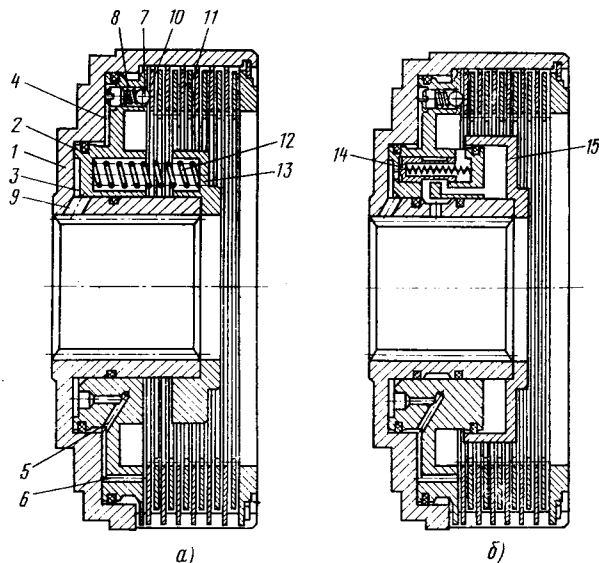


Рис. 3. Фрикционные муфты со ступенчатым поршнем:

а — фрикционная муфта, включаемая пружинами; б — конструктивная схема фрикционной муфты с цилиндром гидро-включения

времени разрыва потока мощности, но и плавное включение ступеней в передаче.

При выключении муфты поршень 2 возвращается в исходное положение пружинами 12, расположенными между поршнем 2 и опорой пружин 13.

Фрикционная муфта второго варианта (рис. 3, б) в отличие от предыдущей снабжена клапаном 14 и цилиндром 15 гидравлического включения. Это дает возможность снизить давление в гидравлической системе управления и тем самым повысить к.п.д. гидромеханической передачи.

При сравнительных испытаниях на автомобиле коробки передач с серийными фрикционными муфтами и муфтами опытной конструкции было установлено, что динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля во время переключения ступеней при использовании муфт опытной конструкции снижаются в 1,5—2 раза в диапазоне оборотов двигателя 600—800 в минуту и в 1,2—1,5 раза при оборотах 800—1500 в минуту.

Выбор конструкций устройств, улучшающих характеристику гидромеханической передачи и качество переходных

процессов при переключении ступеней, зависит от мощности, передаваемой передачей, ее кинематической схемы, количества фрикционных муфт и тормозов.

Вследствие того, что в планетарных коробках передач обычно фрикционных муфт меньше, чем тормозов, а каналы к последним герметично уплотнены, влияние утечек масла на работу устройств, управляющих тормозами, исключено. Поэтому все устройства управления, за исключением тех, которые снижают силу центробежного давления жидкости, могут быть расположены в картере передачи. В планетарных передачах при переключении ступеней чаще всего включается тормоз и муфта. Поэтому, например, для плавного переключения ступеней достаточно плавно включать тормоз. Это достигается с помощью клапана, расположенного в картере передачи.

В вальных коробках передач, к которым каналы не могут быть уплотнены без утечек масла, устройства плавного включения и уменьшения разрыва потока мощности стремятся располагать не-

посредственно во фрикционных муфтах. Такое расположение исключает также влияние падения давления масла в каналах на работу устройств плавного включения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М., «Машиностроение», 1971.  
2. Förster Hans-Joachim. «ATZ», 1971, № 5.  
3. Гапоян Д. Т. Фрикционы автоматических коробок передач. М., «Машиностроение», 1966.  
4. Горбунов П. П., Черпак Ф. А., Львовский К. Я. Гидромеханические трансмиссии тракторов. М., «Машиностроение», 1966.  
5. Тарасик В. П., Кежун С. В. — «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 5 (авторское свидетельство № 293146).  
6. Förster Hans-Joachim, «ATZ», 1970, № 9.

В. Я. КОРЕЙВО,  
канд. техн. наук В. П. ТАРАСИК

УДК 621.743.073

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СТЕРЖНЕЙ В ХОЛОДНОЙ ОСНАСТКЕ

**ПРЕИМУЩЕСТВАМИ** способа изготовления стержней в холодной оснастке, который заменил обычный способ с сушкой в печи и способ с применением стержневой смеси на жидком стекле, являются высокая производительность, достигаемая за счет быстрого отверждения стержня в холодном состоянии в течение 30 с, отсутствие токсичных газодыделений, высокое качество поверхности стержней, стабильность размеров и хорошая выбываемость. Стержни, изготовленные этим способом, можно использовать для получения отливок из чугуна и цветных сплавов. Для изготовления стержней применяется обычное оборудование, основанное на пескоструйном принципе.

В ГДР пескоструйные машины мод. КСBS 12 и КСBS 20 изготавливаются предприятием ФЭБ Гизаг. Производительность этих машин (в шт. в смену) при работе одного и двух операторов следующая:

	КСBS 12	КСBS 20
Один оператор . . . . .	300—600	125—200
Два оператора . . . . .	650—1200	250—350

Пескоструйная стержневая машина КСBS 12 С-образной конструкции имеет следующую техническую характеристику:

Максимальные размеры стержневого ящика (с зажимным приспособлением) в мм . . . . .	400×355×330
Объем стержня в дм³ . . . . .	0,5—4
Рабочее давление воздуха в кгс/см² . . . . .	6
Потребление воздуха на один выстрел в дм³ . . . . .	3,40
Мощность в кВт . . . . .	4,5
Средняя производительность в рабочих циклах в час на стержневой ящик . . . . .	90

Изготовленные на машине КСBS 20 стержни быстро извлекаются из стержневого ящика и по истечении одного часа устанавливаются в форму, поэтому отпадает необходимость в драйерах.

Техническая характеристика машины мод. КСBS 20 следующая:

Максимальные размеры стержневого ящика в мм:	
с зажимным приспособлением . . . . .	500×175/175×450
без зажимного приспособления . . . . .	1250×630×600
Размер стола в мм . . . . .	1250×630
Высота стола в мм . . . . .	800
Производительность в шт/ч . . . . .	30—40
Рабочее давление воздуха в кгс/см² . . . . .	6
Потребление воздуха на один выстрел в дм³ . . . . .	540
Эффективное давление запрессовки в кгс . . . . .	8000
Мощность в кВт . . . . .	12,5
Наружные размеры электропульта включения в мм . . . . .	800×420×1600
Вес машины в кг . . . . .	4500

Машина КСBE 25/1 четырехколонной конструкции является дальнейшим усовершенствованием машин КСBS 12 и КСBS 20. Она предназначена для изготовления стержней объемом 3—12 дм³ в стержневых ящиках с вертикальным разъемом. Отвержденные стержни автоматически отделяются от оснастки. Ручные работы сведены к извлечению стержней и очистке стержневого ящика. Техническая характеристика машины КСBE 25/1 следующая:

Максимальные размеры стержневого ящика в мм . . . . .	630×220/220×470
Рабочее давление воздуха в кгс/см² . . . . .	6
Потребление воздуха на один выстрел в дм³ . . . . .	550
Мощность в кВт . . . . .	15
Средняя производительность в рабочих циклах в час на стержневой ящик . . . . .	50

Формовочная смесь подается пневматически в бункер, расположенный в верхней части машины.

Основной составной частью всех машин для механизированного изготовления стержней в холодной оснастке является смеситель непрерывного действия модели AMD-15, выпускаемый предприятием ФЭБ Гизаг. На машине, осна-

щенной этим смесителем, при двухсменной работе изготавливаются стержни для выпуска 3000—6000 т годного литья в год.

Техническая характеристика смесителя модели AMD-15 следующая:

Производительность в т/ч . . . . .	15
Мощность в кВт . . . . .	9,6
Рабочее давление воздуха в кгс/см² . . . . .	6

Фирма Биардслэй энд Пайпер (США) выпускает пескоструйные машины «Флэкс-сбломатик» нескольких моделей для изготовления стержней из смесей на смоляных связующих и на жидком стекле, твердеющих в холодных ящиках.

Машины модели СС — однопозиционные. Пескоструйная головка имеет два положения: для надува смеси и продувки стержня газом-отвердителем. В машине используются стержневые ящики с горизонтальным разъемом. Нижняя часть ящика фиксируется на столе машины, а верхняя имеет плавающую подвеску на четырех колонках. При подъеме стола верхняя и нижняя части ящика соединяются и закрытый ящик поджимается пескоструйной головкой. По окончании надува смеси стол немного опускается и освобождает головку, а после ее перемещения в положение продувки вновь поднимается. Стержень продувается газом, а затем воздухом для удаления остаточного газа. Отходящие воздух и газ перед выбросом в атмосферу фильтруются. Затем стол опускается, ящик раскрывается и твердый стержень выталкивается из его нижней части. С выталкивателей стержень снимают вручную. Техническая характеристика машин модели СС приведена в таблице.

Фирма Реперверк (ФРГ) по лицензии фирмы Даймлер-Бенц разработала генератор для получения паров катализатора, который позволяет управлять процессом отверждения при изготовлении стержней в холодной оснастке. Генератор

Показатели	CB-15-CC, CB-154-CC	CB-18-CC	CB-25-CC, CB-254-CC	CB-184-CC
Размеры стержневого ящика в мм . . . . .	457×650	508×762	711×965	508×812
Вес выдаваемой смеси в кг . . . . .	24,9	56,6	56,6	56,6
Усилие прижима в тс . . . . .	8,6	15,3	27,1	15,3

тор можно использовать при мелкосерийном производстве стержней на обычных пескодувных стержневых машинах и автоматах и при крупносерийном — на автоматических машинах и установках.

Генератор соответствует стандарту G-630 системы VDG, в качестве катализатора в нем используется триэтиламин.

Работа генератора рассчитана на двухступенчатое отверждение, т. е. процесс отверждения начинается с момента продувки пара-катализатора через стержень под низким давлением. Стержень начинает затвердевать сначала в местах прохождения пара, затем происходит полное его отверждение. Таким образом устраняется образование отверстий.

Фирма Мишель Конструкциясбюро унд Аппаратэвау (ФРГ) изготавливает устройства для насыщения газами, оснащенные приспособлением для точного дозирования и распределения сжатого воздуха. Устройство состоит из опорной станины с пультом управления клапанами, дозирующим приспособлением и напорным резервуаром. В шкафу с вентилями находится масло и автоматические водоотделители. Устройство снабжено прибором для контроля постоянного давления. Величина предварительного и последующего давления контролируется двумя специальными манометрами. Для регулирования давления азота предусмотрен предохранительный клапан.

1. «Giessereitechnik», 1972, т. 18, № 6, с. 195—200.
2. «Giessereitechnik», 1972, т. 18, № 7, с. 223—224.
3. «Giessereitechnik», 1971, т. 17, № 7, с. 227—228.
4. «Die Technik», 1972, т. 27, № 3, с. 156.
5. «Die Technik», 1971, т. 26, № 3, с. 188.
6. «Technique de fonderie», 1968, № 110, с. 515—518.
7. «Giesserei — Praxis», 1970, № 7, с. 110—112.
8. «Giesserei», 1971, т. 58, № 24, с. GK 879.
9. «Giesserei», 1971, т. 58, № 7, с. GK 838.
10. «Giessereitechnik», 1972, т. 18, № 10, с. 333.

В. А. СОБОЛЬКОВА

УДК 621.735.043:629.113.01

## ШТАМПОВКА ПОКОВОК ПОЛУОСЕЙ И КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Ф ИРМА Бюик Дивижн оф Джeneral Моторс Корпорейшн (США) для штамповки полуоси ведущего моста автомобиля использует автоматизированный высадочный пресс «Аякс». После автоматической загрузки в контейнер заготовки поступают на конвейер и проходят через три расположенных в наклонном ряду индуктора, где нагреваются до 1220°C. Каждая заготовка затем штампуются. Производительность прессы 600 деталей в час.

Американской фирмой Дэвид Этчеллз (Машинери) Лимитед сконструирована машина «Малтифердж» для изготовления высадки фланцев полуосей к автомобилям серии «Форд Коргина». Заготовки по позициям четырехручьевого штампа на машине передаются автоматически или вручную. Мощность электродвигателя машины 73,6 кВт. Максимальное усилие штамповки 1000 тс достигается, когда ползун находится приблизительно на расстоянии 2,5 мм от нижней крайней точки. Конструкция станины обеспечивает свободный доступ к инструменту с трех сторон.

Применение механических клещей для передачи заготовок по позициям четырехручьевого штампа при горячей штамповке осей задних мостов автомобиля позволило фирме Олдсмобил Дивижн Джeneral Моторс Корпорейшн (США) повысить производительность до 450 деталей в час. Для штамповки валов применяются прутки из стали SAE 1038 диаметром 33 мм и длиной 718 мм, которые нагреваются в печи с газовым обогревом, а затем автоматически загружаются в бункер. Подача прутков в клещи производится синхронизированным пневматическим толкателем.

На автоматической установке фирмы Хазенклевер (ФРГ) на автомобильном заводе Фольксваген изготавливаются полуоси длиной 225 мм, диаметр высадочной головки 106 мм. Из бункера заготовка диаметром 35 мм в вертикальном положении подается клещами на одну из восьми электровысадочных позиций

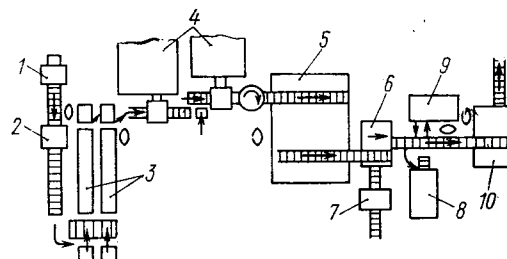
револьверного стола. На каждой позиции установлены индивидуальный трансформатор и гидроцилиндр привода пуансона для набора металла со скоростью 10 м/с. На следующую позицию заготовка передается также клещами. После полного оборота стола заготовка поступает на кривошипный горячештамповочный пресс усилием 800 тс, где головка штампуются за один ход. Производительность установки 1640 полуосей в час. Производительность аналогичной установки в Японии — 450 деталей длиной 900 мм в час.

Применение горячей штамповки с последующим холодным выдавливанием при изготовлении полуосей для автомобиля «Хилман Авенджер» на линии фирмы Рихард Бэрри энд сан (Англия) позволяет получать поковки с хорошими механическими свойствами, высокой точности и снизить стоимость продукции на 15%. Горячая высадка осуществляется после того, как конец прутка нагреется до температуры 621°C. После нормализации прутки очищаются и смазываются.

Следующая операция выдавливания выполняется на прессе фирмы Клиринг, предназначенном для холодного выдавливания деталей типа вала. Производительность прессы — до 380 деталей в час. Диаметр прутков редуцируется с 38 до 25,4 мм (35; 31,7; 30; 25,4), а длина увеличивается с 374 до 736 мм. После выдавливания прутки подвергается термообработке для последующей накатки шлицев. Все операции при изготовлении полуосей механизированы.

На заводе Интэрнейшнл Харвэстр в Кентукки (США) создана современная высокопроизводительная линия для горячей штамповки коленчатых валов сельскохозяйственных машин и транспортных средств (см. рисунок). Главным оборудованием линии является кривошипный пресс усилием 8 тыс. тс фирмы Нэшнл Машинери Ко.

После предварительного нагрева металла в нагревательной печи 1 до 240°C пресс-ножницами 2 нарезаются заготовки длиной 762 мм, весом 113 кг. Затем заготовка, нагретая до ковочной температуры в индуктивных нагревателях 3, предварительно формуется в двух ковочных вальцах 4. Профилированные заготовки штампуются на кривошипном прессе 5, после чего на прессе 6 обрезаются облой. Затем поковки зачищаются на прессе 7 и поступают на склад или по конвейеру — к горизонтально-ковочной машине 8 для высадки фланца. После этого поковки передаются на машину 9 для выкрутки коленчатых валов. Последней операцией является правка на прессе 10.



Агрегаты линии связаны конвейерами. Для замены инструментов на линии требуется около 18 ч, а для смены штампов 2 ч. Линия обслуживается пятью операторами и двумя контролерами.

### ЛИТЕРАТУРА

1. «Precision Metal», 1971, т. 29, № 11, с. 43.
2. «Machinery» (Лондон), 1971, т. 119, № 3082, с. 838.
3. «Machinery» (Нью-Йорк), 1970, т. 76, № 6, с. 113—118.
4. «Machinery» (Нью-Йорк), 1960, т. 76, № 6, с. 74—76.
5. «Machinery and Production Engineering», 1970, т. 117, № 3032, с. 1014.
6. «Formage et trait métaux», 1969, № 7, с. 37—38.

Т. С. ПИЛЬЦУК

# НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

## Завод алюминиевого литья фирмы ФИАТ

Одним из крупных предприятий фирмы ФИАТ является завод алюминиевого литья в г. Карманьоле. Завод производит каждый день примерно 175 т литья: около 50% составляет кокильное литье, остальное — литье под давлением. На данном заводе потребляется 90% всех отливок. Изготавливаются отливки различной конструкции весом от 50 г до 6,35 кг, более 180 наименований. В одном из цехов завода в 1967 г. были установлены 63 машины для литья под давлением с запирающим усилием 350—1000 тс. Машины с запирающим усилием 350 тс снабжены вертикальной камерой сжатия. Кроме того, в новом цехе в 1972 г. было установлено еще 14 машин с запирающим усилием 1500 тс. Отливки зачищаются в специальном цехе, который связан с литейными цехами транспортирующей системой.

«Giesserei—Praxis», июнь 1973, № 12, с. 217—218.

## Литье под давлением с контролируемой скоростью прессующего поршня

От толщины стенок отливки зависит максимально допустимое время заполнения рабочей полости формы. Если осуществлять заливку более медленно, будут появляться поверхностные и другие дефекты отливки. Чтобы избежать этого, следует металлом заполнить полость формы в течение максимально допустимого времени. Таким образом, время заливки тем меньше, чем меньше толщина стенки отливки. Однако скорость прессующего поршня нельзя повышать бесконечно. Итак, необходимо измерять эффективную скорость прессующего поршня, при этом нужно знать, можно ли увеличить скорость прессующего поршня на данной машине. Существуют различные измерительные устройства для определения скорости прессующего поршня: измерительная и контролирующая система фирмы Wotan (ФРГ), прибор «Injetrol» для контроля процесса заливки фирмы Gebrüder Bühler AG (Швейцария) и др.

«Giesserei—Praxis», май 1973, № 9, с. 169.

## Новая смазка для горячей штамповки

Фирма Acheson Colloids разработала новую смазку «Deltaforge 105», в результате применения которой увеличивается производительность и повышается в 3 раза срок службы штампов при горячей штамповке. Новая смазка состоит из графита на водной основе. Смазка успешно применяется одной из автомобильных фирм при изготовлении деталей сложной конфигурации выдавливанием, например, шестерен диаметром 203 мм. весом 5,4 кг. Обычно после изготовления примерно 1000 поковок заменяют нижний штамп, а в случае применения новой смазки его заменяют после изготовления 3800—4200 поковок. Смазка распыляется непосредственно на раскаленную заготовку, что способствует хорошему заполнению штампа.

«American Machinist», апрель 1973, т. 117, № 9, с. 26.

## Автомобильные детали, изготавливаемые холодной штамповкой

В Англии фирмой Diamand Chain Indianapolis разработана новая технология изготовления втулок цепей повышенной точности, для чего используется установка «Notra-Matic» производительностью 300 деталей в минуту, предложенная фирмой Dake Corp. Grand Haven. Детали выполняют в двухпозиционном штампе. На первой позиции цилиндр оформляется профилированием, на второй — доводится до заданного размера. Окончательный диаметр втулок равен 72 мм. Втулки изготавливаются из углеродистой стальной ленты AISI-1020. Транспортирующий механизм подает материал, при этом контролирует его подачу, а также скорость работы пресса. Разработанный технологический процесс можно применять при изготовлении цилиндров длиной до 76 мм и диаметром до 76 мм. Смазка ложится тонкой пленкой, которую можно легко удалить.

«Production», апрель 1973, т. 71, № 4, с. 89.

## Новые порошки фирмы International Nickel Co

Новый легированный стальной порошок «Incos IN-861» разработан фирмой International Nickel Co. В его состав входит 2% Ni, поэтому после спекания порошка не требуется дополнительной термообработки. При этом прочность материала на разрыв составляет 49,2—63,3 кгс/мм<sup>2</sup>. Материал можно использовать для изготовления высокопрочных деталей методом горячей штамповки. После горячей штамповки детали сложной конфигурации имеют такие же усталостные свойства, как и детали, выполненные из компактных заготовок. Эта фирма разработала также никелевый порошок высокой чистоты типа 435 с меньшим содержанием углерода, чем у порошка типа 123. Порошок можно получить распылением и применять его для изготовления фильтров и электродов.

«American Machinist», апрель 1973, т. 117, № 9, с. 24.

## Влияние температуры спекания на изменение размеров заготовок из меди и олова

Изучению влияния давления прессования и температуры спекания на свойства заготовки из меди и олова (до 10%) посвятила свою научно-исследовательскую работу компания Flintshire College of Techn. Отмечено, что объем заготовки после спекания постепенно увеличивается, причем в вертикальном направлении больше, чем в радиальном. Металлографическим исследованием выявлено, что взаимодействие олова с медью заканчивается при высокой температуре спекания в течение 15 мин. При продолжении нагрева может быть дальнейшее уплотнение заготовки. Следует контролировать размеры пор, поскольку бронза используется при изготовлении подшипников.

«Metallurgy and Metal Forming», май 1973, т. 40, № 5, с. 1. 48—151.

## Применение робота в прессовых операциях

Для автоматизации штамповки металлов служит последняя модель роботов («Multi-in-line»), разработанная фир-

мой Auto-Place. Центры захватывающих устройств устанавливаются в соответствии с формой заготовок. Пальцы рук робота заменяются также в зависимости от формы заготовок. Система робота управляется автоматически. С помощью робота можно осуществить подъем деталей на высоту до 127 м, а также продольное (на 457 мм) и параллельное (на 609 мм) перемещения. Усилие захвата робота составляет 58 кгс, а высота подъема руки 1524 мм. Скорость каждого движения робота можно регулировать.

«American Machinist», апрель 1973, т. 117, № 8, с. 112—113.

## Контроль и регистрация измерений в процессе шлифования кулачковых валов

Для обеспечения точного профиля кулачков распределительного вала насоса подачи топлива применяется новый метод, разработанный фирмой Magross Gauges Corp. Это метод активного электронного контроля при автоматическом шлифовании. Диаметр основной окружности всех рабочих частей кулачка измеряется в процессе шлифования и на станок подаются соответствующие команды для получения окончательного размера. Прибор с двумя щупами, имеющими алмазные наконечники, представляет собой измерительную головку. Головка установлена на станине станка, на направляющей. По этой направляющей головка может передвигаться посредством гидропривода перед шлифовальным кругом. Когда измерительная головка приводится в рабочее положение и ее щупы входят в контакт с поверхностью кулачка, начинается шлифование. В случае получения предварительного размера от измерительной системы подается команда с изменением величины подачи. При достижении окончательного размера подается команда для отвода шлифовального круга. После этого шлифование кулачка завершается.

«American Machinist», май 1973, т. 117, № 7, с. 74—76.

## Использование для холодной штамповки инструмента со вставками из бронзовых сплавов

При операциях холодной штамповки можно повысить износостойкость инструмента и улучшить качество изготовляемых изделий путем использования Cu—Al-железистой бронзы для вставок. Целесообразно в случае изготовления выдавливанием маленьких деталей делать рабочий инструмент из сплавов бронзы, а в случае изготовления больших деталей — только вставки. В этом случае большое значение имеет правильная их конструкция. При производстве стального стакана длиной 228 мм и внешним диаметром 190 мм из стальной заготовки диаметром 470 мм, пользуясь обычным инструментом, следует осуществлять две предварительные операции вытяжки перед окончательной. Гильзу диаметром 280 мм получают на первой позиции, диаметром 235 мм — на второй и диаметром 190 мм — на третьей. Можно обойтись без первой стадии обработки, используя инструмент с вставками из сплавов бронзы «Ampro» (Ampro Metal Ltd), поскольку сразу получается стакан

диаметром 235 мм и затем при второй стадии обработки — диаметром 190 мм. Заготовки, обработанные таким инструментом, не имеют заусенцев, зарубок и других дефектов и легко очищаются. Кроме того, можно обходиться без покрытия заготовок медью.

«Machinery and Production Engineering», май 1973, т. 122, № 3157, с. 664—668.

#### Ленточное шлифование валов и роликов

Шлифование, а также полирование валов и роликов (валиков) диаметром от 20 до 400 мм и длиной от 300 до 6000 мм фирма Niederburger (Швейцария) осуществляет на ленточно-шлифовальном станке, абразивной лентой шириной от 50 до 150 мм за 2—3 мин. Шпиндель приводится в действие гидравлическим мотором при помощи зубчатой рейки и зубчатого колеса. При этом он вращается в двоянных подшипниках качения. Лента натягивается с помощью системы из трех шкивов, а прохожде-

ние контролируется эксцентриковым кулачковым устройством. Двигатель мощностью 10 л. с. вращает шпиндель со скоростью 1400, 1500 или 900 об/мин. В зависимости от назначения станка на шпинделе устанавливается фрикционное колесо диаметром 400 мм и шириной 50—150 мм. Подача — пневматическая с регулируемым механическим устройством ограничения хода. Скорость шлифования может быстро переключаться на 6 м/мин и бесступенчато изменяться от 0 до 2 м/мин. Бесступенчатый привод передней бабки обеспечивает 50—500 об/мин. В работу задняя бабка гидравлического действия включаетсся нажатием педали, а вращением заготовки от электрогидравлического устройства — ее сцепление. Для охлаждения на станке установлен бак с охлаждающей жидкостью емкостью 1800 л и отстойник емкостью 50 л. Эта жидкость подается из резервуара емкостью 100 л в зону шлифования насосом. Этот насос монти-

руется на основании станка. Производительность его 100 л/мин.

«Metalworking production», май 1973, т. 117, № 5, с. 21.

#### Выпускная система автомобиля из алюминированной стали

Исследованиями английской фирмы R. Bainbridge and Son Ltd., поставляющей фирмам оборудование для системы выпуска отработавших газов, установлено, что лучшим материалом для системы выпуска является алюминированная сталь — низкоуглеродистая сталь с покрытием из алюминия. Срок службы стали с алюминиевым покрытием значительно больше, чем оцинкованной стали. Хотя алюминированная сталь вдвое дороже обычной низкоуглеродистой, однако во много раз превосходит ее по коррозионной стойкости и сроку службы. Эта система выпуска приспособлена для одиннадцати различных типов автомобилей.

«Sheet Metal Industries», апрель 1973, т. 50, № 4, с. 250.

## УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В ЖУРНАЛЕ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ» В 1973 Г.

№ журн. стр.		№ журн. стр.	
<b>Передовые</b>		<b>и технической подготовки производства в автомобильной промышленности</b>	
Технология автомобилестроения в девятой пятилетке		4	1
Титков А. И., Петрушов В. А. — Некоторые задачи перспективного развития конструкторских работ по отечественным автомобилям		2	1
<b>Экономика и организация производства</b>		<b>Конструирование, исследование, испытания</b>	
Бадюля А. К., Каримов А. И., Черешко В. В. — Прогрессивные способы межзаводских перевозок аккумуляторных батарей		Авдонькин Ф. Н. — Зависимость износа деталей заднего моста от пробега автомобиля	
Барановский Ю. В. — О методике оценки уровня производства		1	3
Белокриницкий В. В., Незванов В. В., Ходалов Д. И. — Тара для прессовых цехов		8	26
Бочков М. Г. — Результаты исследования процессов перемещения в литейных цехах		4	17
Жигулева Ф. В. — Эффективность планирования и внедрения комплексов мероприятий по техническому прогрессу		5	1
Иванова М. Г., Скрынник А. С. — Определение взаимосвязи показателей уровня организации производства, труда и управления с технико-экономическими показателями работы предприятия		4	6
Киселев Ю. М., Борисенко Л. К., Суворова В. И. — Совершенствование методов оперативного контроля и управления основным производством на автозаводах		2	6
Лаптев Б. Ф. — Межзаводская многооборотная тара — средство организации производства		3	1
Ляхно Р. П., Ненасева Ж. А. — Об учете долговечности при планировании себестоимости изготовления автотранспортных средств		8	3
Новиков Л. И., Харитонов В. М. — Транспортирование сортового и фасонного длинномерного проката в оборотной металлической таре		6	1
Похвощев В. А., Котляренко А. Ю. — Механизация расчетов производственной мощности		11	1
Федорцов П. В. — О повышении технологичности конструкторских разработок на предприятиях автомобилестроения		7	1
Юсуфович Б. Е. — Освоение проектной трудоемкости новых изделий		3	3
Юсуфович Б. Е., Федорцов П. В. — О совершенствовании организации планирования		8	1
		6	4
		9	1
		3	25
		2	12
		6	27
		8	9
		2	20
		3	25
		11	24
		11	25
		2	12
		6	27
		8	9
		2	20
		3	25

Багров Г. М., Ракша А. А., Малышченко Б. П. — Выбор углов наклона стоек кузова легкового автомобиля	9	27
Балабин И. В., Логунов А. А., Прокопов В. В. — Исследование эксплуатационных качеств легкового автомобиля с шинами низкого профиля	6	22
Балабин И. В., Давыдов А. Д., Сальников В. И. — Режимы использования тормозов и их термонагруженность при испытаниях	11	21
Барский И. А. — Потери, вызванные радиальным зазором в лопатках регулируемого соплового аппарата турбины	2	14
Бахмутский М. М., Гинцбург Л. Л. — Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы автопоезд — водитель	2	32
Беленький Ю. Б., Мамити Г. И., Баранчик Г. Н., Денисов А. Г. — Стенд для испытаний тормозов автомобилей большой грузоподъемности	1	27
Боровских В. Е., Дмитриченко С. С., Солянов А. Н. — Параметры распределений эксплуатационного ресурса рамы троллейбуса	7	17
Бородин Ю. П., Паршин А. С., Хренов В. У. — Отметчики траектории для испытания автомобиля на устойчивость и управляемость	12	
Бояджиев К., Калайджиев Х., Попов К. — Метод вычисления нагрузочных характеристик четырехтактных дизелей	5	8
Бульканов В. А., Квайт С. М., Пономаренко Ю. А., Сивакова Л. И., Чижков Ю. П. — Эффективность подогрева впускного воздуха при холодном электростартерном пуске дизелей рабочим объемом 14—23 л.	9	6
Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. — Выбор оптимального способа восстановления работоспособности подвесок при поломках рессор	2	34
Бурдасов Е. И., Кирсанов Е. А. — Назначение количества объектов при испытаниях на долговечность	6	15
Василенко В. С. — Пути увеличения долговечности карданных валов	10	19
Виташевский Е. П. — Исследование резинокордных упругих элементов с различными способами герметизации в автономных пневматических подвесках	11	29
Вихерт М. М., Мазинг М. В. — Параметры топливной аппаратуры дизелей с непосредственным впрыском	11	8
Владыкин Н. Г., Геккер Ф. Р., Спичина Д. Н., Югов Б. В. — Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля	10	19
Воинов А. Н., Нечаев С. Г., Туровский Ф. В. — Исследование калильного зажигания в форсированном двигателе воздушного охлаждения	2	16
Выборнов Э. П., Тусов С. М. — Анализ конструктивных схем автомобильных комплексных гидротрансформаторов	8	22
Гапоян Д. Т., Кичжи А. С., Гаронин Л. С. — Исследование потерь в трансмиссии, вызываемых тормозами-замедлителями	10	22
Генбом Б. Б., Кизман А. М., Разумов А. Б., Машатин В. И., Меламуд Р. А., Львов М. В. — К методике оценки выходных показателей и режимов работы тормозных систем прицепных автопоездов	1	23
Генбом Б. Б., Разумов А. Б., Гудз Г. С. — К вопросу применения тормозов-замедлителей на автопоездах	12	19
Гинцбург Л. Л., Златовратский О. Д., Липгарт С. А., Носенков М. А. — О взаимной сопряженности управляемости легкового автомобиля и некоторых его объективных характеристик	8	13
Гиссар В. В. — Исследование новой конструкции осевого потолочного вентилятора для вентиляции кузова автобуса	1	17

Гитлин Н. Н., Николаенко А. В. — Об организации питания двигателей легкого топлива	11	5
Глухарев Н. Ф., Савченко Н. Н. — Имитация подъемов и спусков при стендовых испытаниях автомобилей	10	27
Горбунов К. В. — Технико-экономическая эффективность применения газотурбинных двигателей на грузовых автомобилях	1	6
Грыженков В. М., Романовский Б. В. — Повышение долговечности цепей привода распределительного вала двигателя	6	12
Гурвич И. Б., Видерман А. Г., Макаров В. В., Умнов И. А. — О натурных испытаниях узлов двигателей на долговечность	9	5
Гуреев А. А., Митрофанов В. А., Черняк Б. Я., Горячий Я. В., Азев В. С., Кольченко Б. Е. — О новых требованиях к детонационной стойкости высокооктановых бензинов	7	5
Данилов В. В., Воинов В. А., Кучава А. А., Викарий С. И. — Газотворочный электромагнитный клапан с электронным управлением	3	14
Дискин М. Е., Руднев В. Ф. — Расчет вязкостной муфты управления работой вентилятора	8	5
Дмитриев А. А., Шупляков В. С., Яценко Н. Н. — Особенности взаимодействия пневматической шины с микропрофилем дороги	5	27
Дюбек К. Л., Левин И. А., Антонов П. В. — Повышение безопасности легковых автомобилей совершенствованием тормозных систем	3	22
Дюбек К. Л., Левин И. А. — Устранение высокочастотных вибраций барабанного тормозного механизма с помощью гасителя вибраций	4	28
Ермаков И. Н., Ратников И. А., Цимох И. Я. — Повышение долговечности гильз цилиндров двигателей	9	4
Ечеистов Ю. А., Семов Д. С. — Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твердой дороге	12	18
Жуков А. В. — Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона	2	21
Закс М. Н., Белокуров В. Н. — Уравнение бимоментов в «мягком» узле автомобильной рамы	5	3
Захаров Л. А. — Распределение воздуха и горючей смеси по цилиндрам V-образного шестичилиндрового двигателя	12	5
Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. — Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах	10	15
Иванов А. А. — Расчет автомобильных рам методом конечных элементов	4	26
Ивашенко Н. И., Радин Ю. А. — К вопросу оценки ремонтпригодности автомобилей, их агрегатов и деталей	5	13
Ивашенко Н. И., Гульченко И. М. — Исследование влияния износа деталей цилиндропоршневой группы на мощностные и экономические показатели двигателей	6	14
Игнатов Л. Н., Вендель В. Е., Бахмутский М. М. — Влияние степени изношенности насоса гидроусилителя на легкость управления автомобилем	1	14
Игнатович И. В., Кутенев В. Ф., Самоль Н. Г., Павлов Н. И. — Определение содержания углеводов в отработавших газах карбюраторного двигателя на холостом ходу	11	7
Ионас Я. Б., Старинский Н. Б., Голубович М. М. — Полнопоточные центрифуги с бесшопловым гидравлическим приводом	5	10
Исавнин Г. С., Наумов С. С., Денисов В. С., Ливанов Б. М. — Определение температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя	12	7



Киселев Б. А., Куров Б. А., Ибрагимов В. И., Глаговский С. А., Башков В. В. — Математическое моделирование газодинамических процессов во впускной системе двигателя

1 8

Киселев Б. А., Морозов К. А., Ибрагимов В. И., Бикашвили А. Г. — Влияние емкости во впускной системе на наполнение четырехтактного двигателя

12 1

Китаев Н. Ф., Назаров А. Д., Нормухамедов Б. Ф., Сыркин П. Э., Цой И. М. Влияние конструкции поршневого компрессионного кольца на некоторые показатели двигателя ЗМЗ-24

10 1

Кнороз В. И., Кленников Е. В., Петров И. П., Князьков В. Н., Ягодкин Л. Г., Голубев Э. Н. — Влияние шага рисунка протектора на эксплуатационные свойства автомобиля

7 11

Коган Ю. А. — Общая методика расчета формы поршневых колец в свободном состоянии

12 5

Комиссаржевская В. Н., Исаков А. Э., Гурвич И. Б., Волкова З. П. — Способ определения износа шеек коленчатых валов

2 17

Корабельников А. А., Рамин Е. Л., Ефремов Б. Д., Медников В. В., Рыковский А. К. — Аппаратура для индикации работы двигателей внутреннего сгорания

3 10

Корчемный Л. В., Синельников Л. Н., Ивлев В. П. — Определение коэффициента демпфирования колебаний клапанной пружины двигателя

3 11

Косолапов Г. М., Сидоров Е. Н. — Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении

2 26

Косолапов Г. М., Ревин А. А. — Тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами на задних колесах

9 21

Костров А. В., Яров Б. С. — Аналитический расчет температурного поля днища поршня двигателя автомобиля «Москвич-412»

5 6

Кригер А. М. — Работы над перспективными автомобилями

2 9

Крокос Е. Л. — Особенности тормозных режимов автопогрузчиков

5 18

Круглов М. Г., Чистяков В. К. — Номограмма для определения параметров газа в цилиндре и впускной системе двигателя

6 10

Крылов О. В. — О взаимосвязи шин и трамплина

8 15

Кудрявцев С. М. — Исследование напряжений кузова легкового автомобиля расчетным путем

1 15

Кузнецов Ю. И. — К расчету конструктивных параметров, обеспечивающих устойчивую работу резинокордного упругого элемента

10 25

Маневич В. А., Маневич М. А. — О математическом моделировании поверхности детали кузова автомобиля

5 12

Мариенбах Ю. Л., Черейский Е. Е. — Исследование устойчивости движения автомобиля по прямолинейной траектории

10 16

Маркеев В. В. — Факторы, влияющие на стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов

4 12

Масино М. А. — Исследование износов и методики определения коэффициентов восстановления корпусных деталей автомобилей

8 19

Машенко А. Ф., Меламуд Р. А., Нгуен Хыу Кан — Определение параметров скоростной фрикционной характеристики тормозов автомобиля

2 23

Меняк В. Я., Карбасов О. Г., Горелик Б. М. — Распределение отказов автомобильных резиновых деталей

11 27

Михайлов В. Г., Волчанский В. И. — О выборе оптимального внутреннего давления в шине 18.00—25

11 22

Михайловский Е. В., Тур Е. Я. — Влияние формы кузова грузового автомобиля на его аэродинамику

3 20

Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я., Сыроватский В. А. — Зависимость мощности двигателя ЗМЗ-21А от пробега автомобиля

11 4

Морозов Б. И., Шишацкий А. И., Катанаев Н. Т. — Автомобильное колесо как элемент противоблокировочного устройства

3 21

Морозов Ю. А., Пархоменко Н. Д. — Конструктивные особенности двигателя автомобиля ГАЗ-52

3 29

Московкин В. В., Шуклин С. А. — О приближенной оценке потерь мощности холостого хода в трансмиссии автомобиля

8 12

Набокин В. А. — Влияние тиристорной системы зажигания на работу карбюраторного двигателя

3 16

Нарбут А. Н. — О расчете неустановившихся режимов движения автомобиля с гидротрансформатором

1 20

Нарбут А. Н., Никитин Н. Н., Сергеев А. Л., Дзядык М. Н., Пыткин А. Ю. — Исследование на инерционном стенде разгонных качеств автомобилей с гидромеханической коробкой передач

4 21

Нарбут А. Н., Никитин Н. Н., Сергеев А. Л., Дзядык М. Н., Новоселецкий И. Г. — Формирование нагрузок при торможении двигателем автомобиля с гидротрансформатором

10 5

Немцов Ю. М., Колотилина Т. Ф., Крашенинников А. А. — Исследование зацепления рулевого механизма типа глобоидальный червяк — двухгребневый ролик

12 15

Несвитский Я. И., Марков О. Д., Мамчур Г. Ц. — Техничко-экономическая эффективность применения моторного тормоза-замедлителя на автомобиле КраЗ-256Б

10 10

Осепчугов В. В., Чанков А. В. — Методика выбора конструктивных схем автобусов

11 15

Османов М. О., Султанов М. Ю., Бельский М. С. — Эффективность применения платинового, палладиевого и меднохромовокисного катализаторов для обезвреживания отработавших газов двигателя

3 13

Островцев А. Н. — Пути развития прикладной науки по автомобилю

3 5

Островцев А. Н., Дербаремдикер А. Д., Юдкевич М. А. — Развитие теории рабочего процесса и исследование конструкции продольно-упругой подвески автомобиля

12 10

Панов Ю. М., Егорова А. П., Чумак В. И., Гурвич И. Б. — Оценка износостойкости шеек коленчатых валов двигателей методом ускоренных стендовых испытаний

1 11

Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Плетнев А. Е. — О нормировании плавности хода автомобилей

11 11

Петренко А. М. — Исследование тепловых потерь энергии в пневмогидравлических рессорах Пирковский Ю. В. — Общая формула мощности сопротивления качению полноприводного автомобиля

1 34

Пономарев О. П., Булгаков Д. А. — О возможностях повышения технико-экономических показателей двухтактных дизелей

4 10

Пономарев О. П. — Метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных дизелях

10 4

Попов Б. Н. — Влияние нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели легковых автомобилей

7 15

Редчиц В. В. — Определение максимального момента сопротивления повороту управляемых колес на месте

9 17

Резвяков Е. М., Тольский В. Е. — Оценка виброакустических характеристик кузова легкового автомобиля

6 17

Рудня М. Я., Ломако Д. М. — Колебания автомобилей большой грузоподъемности с гидроневматической частично связанной подвеской при случайных внешних возмущениях

9 18



Рытвинский Г. Н., Райков И. Я. — Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов . . . . .	4	8
Савельев Г. В. — К вопросу создания конструкций колес для бескамерных шин регулируемого давления . . . . .	4	18
Силуков Ю. Д., Плужников Н. И. — Статистические характеристики воздействия микропрофиля лесовозных дорог . . . . .	5	20
Сиренко В. Н. — Колебания человека в автомобиле . . . . .	1	32
Смирнова И. А., Ямпольская Э. Г., Ершова М. И., Дижур М. М., Гжельский А. Б., Купершmidt В. Л. — Работоспособность аккумуляторных батарей в разрядных режимах при низких температурах . . . . .	10	8
Спицына Д. Н., Геккер Ф. Р., Владыкин Н. Г., Стешенко Б. А., Парилова Л. Г. — К вопросу о кручении автомобильных рам . . . . .	8	28
Стефанович Ю. Г. — О диссипативных силах в трансмиссии автомобиля . . . . .	5	24
Третьяков Н. П. — Методика анализа работы карбюратора с помощью ЭВМ . . . . .	6	7
Трикоз А. А., Гинцбург Л. Л., Алексеев А. И. — Экспериментальное исследование курсовой устойчивости автомобиля с передними и задними управляемыми колесами . . . . .	8	25
Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А., Шишкин В. И. — Экспериментальное определение коэффициентов упругости шин . . . . .	9	14
Успенский И. Н. — Определение длины листов рессоры . . . . .	4	25
Фаробин Я. Е., Петровский Г. В. — Оценка влияния конструктивных параметров на эксплуатационно-технические качества многоосных автомобилей . . . . .	1	29
Фаробин Я. Е. — Статическая поворотливость прицепов-тяжеловозов . . . . .	7	18
Фесенко С. С. — О размерности неуравновешенности валов . . . . .	3	28
Фортунков Д. Ф. — Влияние типов и качества шин на интенсивность их износа и эксплуатационные показатели легкового автомобиля . . . . .	2	30
Фрумкин К. А., Армадеров Р. Г., Шапошник Л. Б. — Мотор-колесо с высокомоментным аксиально-поршневым регулируемым гидромотором . . . . .	4	23
Храмов Ю. В., Фигуров И. В., Шур О. З. — Математическое моделирование движения автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием . . . . .	7	13
Цимберов П. И., Козленко Ю. Л., Беленький Ю. Ю. — Анализ эффективности поддрессирования кабины грузового автомобиля . . . . .	12	25
Цой И. М., Губчевский В. П., Махалов А. И. — Методика испытания масляного картера двигателя на герметичность . . . . .	7	9
Чирков И. Ф. — Прибор для контроля соосности постелей под вкладыши коленчатого вала . . . . .	4	15
Шершнев А. А., Попов М. Т., Силаев В. И. — Тепловой режим шины в зоне контакта с дорожным покрытием . . . . .	12	21
Школьников М. Б., Крылов А. А. — Расчет пассажирского салона кузова легкового автомобиля на кручение . . . . .	6	19
Школьников М. Б., Крылов А. А., Неженцева И. Г. — Исследование напряжений кузова легкового автомобиля при кручении . . . . .	7	21
Школьников М. Б., Ласевич Л. Г., Беляков Н. И. — Об основной системе для расчета кузова автобуса на кручение . . . . .	10	12
Шнейдер Ю. Г., Лебединский Г. Г., Иванов И. А. — Исследование влияния маслосмекти рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику их износа . . . . .	7	7
Шойхет Б. М., Коган В. Л. — Статистические исследования вертикальных нагрузок на несущие узлы автомобиля БелАЗ-540 . . . . .	8	17

Штейнберг А. С. — Уровень токсичности автомобильного газотурбинного двигателя . . . . .	8	6
Шуклин С. А., Борзенков В. А., Быков В. И., Грингауз Н. М. — Экспериментальное исследование плавности хода многоосных полноприводных автомобилей . . . . .	7	19
Яхимович В. А., Емец З. Г. — О факторах, влияющих на измерение эпюры сил поршневых колец . . . . .	9	8
Яценко Н. Н., Розов Р. А., Слыхов А. А., Шалдыкин В. П. — Выборочная оценка грунтовой дороги по результатам режимометрирования полноприводных автомобилей . . . . .	9	10
<b>Технология</b>		
Александров В. Н. — Определение долговечности и работоспособности упрощенных шарикоподшипников . . . . .	10	33
Алексеев Г. И., Голованов В. Н., Селисская Л. Я. — Фильтрующие добавки для непрерывной очистки электролитов блестящего никелирования . . . . .	1	36
Бортовой В. Д., Коткис М. А., Смоленцев Г. Т. — К вопросу теплостойкости нажимных пружин сцепления . . . . .	1	41
Бунтов В. Н., Новиков А. Б., Петухов Б. А., Аввакумов К. С. — Упрочнение коленчатых валов дизелей поверхностным пластическим деформированием . . . . .	2	39
Бусаров В. М., Шеламов В. А., Молчанов М. Д., Гурова Л. М., Колесов В. Б., Мешков М. А. — О некоторых вопросах улучшения качества алюминиевых сплавов . . . . .	9	32
Васин И. И., Тихомиров М. Н. — Определение эффективности технологических смазок, применяемых при листовой штамповке . . . . .	1	37
Ведмедь Ю. П., Юдович С. З., Фишман И. М., Мишанин В. Г. — Определение напряжений в детали при листовой штамповке . . . . .	3	36
Вейсман В. Ф., Скарзов Н. Е. — Шагающий конвейер с пневмоприводом . . . . .	4	35
Воронин А. В., Стржеменский М. М., Писарев Е. В. — Экспериментальная проверка траектории движения вала во втулке . . . . .	4	34
Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — Технологическое обеспечение сборки редукторов ведущих мостов автомобилей . . . . .	5	38
Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — Поведение конических подшипников и качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей . . . . .	10	28
Горфинкель Н. И., Шац-Гольденштейн М. Я. — Совершенствование технологии изготовления ободьев колес из горячекатаных профилей . . . . .	4	30
Давидсон А. М., Голубев В. С., Дунашев В. Г., Коновалов А. И., Рабинович Л. Н., Седов Н. В. — Особенности механической обработки магниевых сплавов . . . . .	6	34
Демидов И. Н. — Изготовление крупногабаритных изделий из стеклопластика методом нагнетания связующего в вакуумированную форму . . . . .	9	30
Десятник В. С., Минаков А. П. — Обработка криволинейного профиля головки разжимного кулака колодочного тормоза . . . . .	2	41
Дудко Д. А., Максимович Б. И., Ченгураев Л. И., Заводяна В. В., Агафонов Н. Г., Мираков Э. С., Бородулин Е. Г., Мензенкамф А. Г. — Технология, сплавы и оборудование для наплавки клапанов способом напорного наплавления . . . . .	2	37
Ершович А. Н., Иванов А. А., Ушерович Б. И. — Цилиндры двигателей воздушного охлаждения из чугуна с малыми примесями сурьмы . . . . .	2	35
Жугин Н. Г., Коган В. М. — Внедрение прогрессивной технологии на Уральском автозаводе . . . . .	6	30

Зверев Е. К., Колесниченко В. Д., Цейтлин Л. Б., Иванов Г. Б., Евстратов С. С. — Пути повышения стойкости непере- тачиваемых твердосплавных пластин . . . . .	11	34	Рожественский В. В., Шумский Е. Г. — Изготовление гофрированных поверх- ностей нагрева высокой компактности методом проката . . . . .	4	32
Иванова В. М., Яшунский Р. Г., Ка- шинцев Ю. А., Юрьев А. В. — Исследова- ние процесса сборки и сварки колес с использо- ванием математико-статистических методов . . . . .	7	24	Рыжиков А. А., Санков И. И. — Тор- мозные барабаны из магниевого чугуна . . . . .	6	32
Исаков А. Э., Кашинцев Ю. А. — Исследование жесткости рычагов в суперфиниш- ных головках охватывающего типа . . . . .	8	34	Савостьянов А. Н., Дмитриев П. Т., Кротов В. П. — Совершенствование техноло- гии соединения дисков с ободьями колес грузо- вых автомобилей ЗИЛ-130 . . . . .	3	32
Ицыксон Е. М., Желтухина Э. С. — Графический метод построения профиля инстру- мента и обратное обкатывание крупногабаритных деталей . . . . .	3	33	Семенов В. М., Рахштадт А. Г., Се- ребрин С. М., Минаев В. Н. — Поверхно- стное упрочнение дробью обезуглероженной рес- сорно-пружинной стали . . . . .	3	35
Козловский М. А., Козловский А. А., Петренко А. Г. — Гидроабразивная центро- бежная очистка внутренних поверхностей трубчатых заготовок . . . . .	10	35	Сенькевич Э. В. — Очистка газовых вы- бросов от паров растворителя в технологических схемах обогрева сушильных установок . . . . .	12	31
Корнеев В. А., Ерина И. И., Боро- нина Г. Г., Чернышенко О. Е. — Спектр- альный метод определения сурьмы в чугунах нах . . . . .	8	37	Скворцов Г. Д., Кравчун С. И., Ро- зен Г. М., Шумейко Д. И. — Механиза- ция прессово-кузовных работ в условиях дей- ствующего производства . . . . .	11	31
Корниенко Г. И., Саклинский В. В., Нерсисян Р. Ш. — Порошковые титановые шатуны . . . . .	10	36	Смулов А. М. — Кинематические условия деформирования на молотах . . . . .	5	36
Кузьменко А. Ф., Андронов Н. В., Пи- калов В. И., Пашко Н. М. — Накатывание на- ружной резьбы с тангенциальной подачей роликов Лебедев Ф. К. — Расчет износостойкости уз- лов трения с пластмассовыми деталями . . . . .	8	6	Сокол И. Б., Старикова Н. С., Жит- кова Л. А. — Некоторые вопросы обжига форм в вакууме . . . . .	4	31
Липчин Т. Н., Никулин Л. В., Позде- ев В. М., Шелапов В. А., Янчук В. Н., — Магниево-сплавов для литья под давлением в автомобильной промышленности . . . . .	8	33	Тихонов А. К., Шкурко Н. В. — Терми- ческая обработка главной пары редуктора зад- него моста автомобиля ВАЗ . . . . .	8	30
Люмаров Е. Н., Повар В. И., Новик Ф. С., Юсфина Л. И. — Изучение свойств не- которых цементуемых сталей для тяжело нагру- женных шестерен с помощью корреляционного анализа . . . . .	5	34	Усиков И. Т. — Экономия металла в авто- мобилестроении путем повышения качества и точности проката . . . . .	12	34
Масловский В. В., Маркин Г. М., Дуд- ко П. Д., Дудко В. Е., Алексеев В. И., Ба- ранов К. А. — Изыскание резервов при абра- зивных доводочно-притирочных работах . . . . .	1	38	Храмченков А. И., Волков В. М. — Методы дегазирования, рафинирования и моди- фицирования жидких алюминиевых сплавов . . . . .	7	31
Мещерин В. Т., Соловцов С. С., Тимо- нин А. И. — Параметры точной резки сортового проката в штампах при высоких скоростях дефор- мирования . . . . .	7	27	Чичинадзе А. В., Таланов П. И., Бра- ун Э. Д., Канторович В. И., Сирот- кин З. Л., Шерман А. Д., Денисов А. Г. — Исследование тормозных барабанов автомоби- лей большой грузоподъемности . . . . .	7	29
Митькин А. Н., Головин В. А., Кули- ков В. П., Богодист В. А. — Холодная объем- ная штамповка внутренней гайки крепления сдвоенных колес автомобиля . . . . .	6	35	Шершнев А. А., Попов М. Т., Сила- ев В. И. — Тепловой режим шины в зоне кон- такта с дорожным покрытием . . . . .	12	21
Мурашов В. В., Ильин В. М., Захаро- ва Т. Т. — Оценка прочностных свойств стекло- пластика АП-66-151 в тонкостенных крупнога- баритных деталях без их разрушения . . . . .	9	34	Яшин Ю. Д., Лунев Е. А. — Исследование обрабатываемости стали марки 18ХНМФА . . . . .	10	31
Натанзон Е. И., Глинер Р. Е. — Достиже- ние оптимальных прочностных качеств зубчатых колес из стали 55ПП . . . . .	11	37	<b>Информация</b>		
Осадчий В. Я., Ольшев А. М., Фри- вель И. С., Дорфман В. С., Летчфорд Н. И., Шарипов Э. И. — Качество и штам- пуемость листовой стали для деталей автомобиля ВАЗ-2101 . . . . .	5	30	Автосервис-73 . . . . .	5	45
Осмоловский Ф. А., Фрумин Ю. Л. — Новый способ нарезания резьбы в шариковых гайках . . . . .	3	30	Андреев М. Б. — Безопасное колесо легко- вого автомобиля . . . . .	6	43
Пастернак Б. И. — Общемашиностро- ительные типовые нормы времени на изготовление металлорежущего и измерительного инструмента Пепелин Б. А. — Новая технология подго- товки форм под заливку металлом в литье по вы- плавляемым моделям . . . . .	12	35	Андреев М. Б. — Усовершенствование под- шипниковых узлов колес легковых автомобилей . . . . .	7	42
Платонов Б. П., Ефимычев Ю. И. — Надежность и долговечность литых деталей авто- мобильного двигателя . . . . .	5	32	Балабин И. В. — Всесоюзное научно-техни- ческое совещание «Пути повышения безопасно- сти конструкции автомобилей в девятой пятилет- ке» . . . . .	7	41
Платонов Б. П., Алымов Н. И. — По- вышение износостойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием . . . . .	9	29	Баранник И. Г., Регельсон Л. М. — Перспективы применения электронной автомати- ки на автомобилях . . . . .	2	42
			Барышников И. А. — Гидростатический привод задних колес прицепа . . . . .	3	44
			Бобринский Ю. Н., Ершов В. И. — Перспективы применения промышленных роботов в автомобильной промышленности . . . . .	7	36
			Борисов К. А. — Новый узел включения кривошипного пресса модели 8-Д-60 . . . . .	1	44
			Быкадоров А. Т. — Высадка автонорма- лей из малоуглеродистых сталей . . . . .	2	46
			Варганов Н. Н. — Литейное производство ФРГ . . . . .	3	40
			Виноградова Е. А. — Холодное накатыва- ние зубчатых колес . . . . .	10	43
			Волкомич А. А., Евсеев А. С., Орлов Г. М. — Всесоюзный научно-технический семинар «Современные методы изготовления литейных форм и стержней в массовом производстве» . . . . .	5	45
			Выгодский И. А., Лаврова Т. И. — Но- вый цех по производству автомобильных отливок из чугуна с шаровидным графитом в США . . . . .	5	42

Высоцкий М. С., Кочеулов В. П. — Об- разцы новой техники на выставке в США . . .	6	37	Рогожина Т. В. — Сварка трением в авто- мобилестроении . . .	10	45
Высоцкий М. С., Кочеулов В. П. — Об- разцы новой автомобильной техники на выставке в США . . .	8	45	Розенштейн М. Я. — Автоматизированные системы управления станками . . .	3	37
Гальперин А. И. — Современные уплот- няющие материалы, применяемые в автомоби- лестроении за рубежом . . .	10	44	Селиванов И. И. — Новый американский автомобиль высокой проходимости типа 6×6 . . .	4	38
Ганцевич А. С. — Отрезное автоматиче- ское устройство . . .	11	43	Селиванов И. И. — Американский двухсек- ционный автомобиль грузоподъемностью 5 т . . .	9	36
Гринберг Н. С., Сергеев А. Л. — Семи- нар по гидромеханическим передачам автомоби- лей . . .	2	47	Соболькова В. А. — Автоматизация литья под давлением в США и Японии . . .	8	40
Иванов А. Н. — Отечественные станции технического обслуживания автомобилей . . .	9	42	Соболькова В. А. — Оборудование для из- готовления стержней в холодной оснастке . . .	12	40
Иванов М. П., Серебряков В. В. — Тенденция развития литейного производства в США . . .	9	40	Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — XXXI научно - исследовательская конференция Москов- ского автомобильно - дорожного института . . .	6	39
Карцев В. И. — Совещание инструменталь- щиков автомобильной промышленности . . .	11	44	Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — XXXI научно - исследовательская конференция Москов- ского автомобильно-дорожного института (Авто- тракторные двигатели) . . .	7	38
Клементьев М. А. — Концерн Фольксва- ген — проблемы и перспективы . . .	4	36	Спесивых С. А. — Выставка фирмы Дайм- лер-Бенц . . .	8	41
Ковалев Н. П. — Комплексная механизация и автоматизация транспортных, погрузочно-раз- грузочных и складских работ в автомобильной промышленности . . .	11	46	Суханов М. В. — Новые установки для трав- ления ленты в рулонах за рубежом . . .	10	40
Козель Ю. Д., Бобятинский Л. Н. — Установка УПР-1 для определения стрелы проги- ба рессоры по контрольной нагрузке . . .	6	45	Фельдман Ф. Ю. — Горизонтальный дер- жатель запасного колеса автомобиля . . .	3	41
Колубаев Б. Д., Кедров Р. А. — Газо- баллонные автомобили Италии . . .	8	43	Чарный Д. И. — Механизм досылания и на- садки пластин радиаторов . . .	10	39
Корейво В. Я., Тарасик В. П. — На- правление развития фрикционных муфт гидrome- ханических передач . . .	12	37	Чеботаев А. А. — Эффективность приме- нения специализированных автомобилей с подъем- ным задним бортом и консольным краном . . .	1	42
Лаптев Б. Ф. — Современные транспортные средства . . .	11	39	Чеботаев А. А. — Автомобильная техника на выставке «Контейнеры-72» . . .	11	42
Лукин В. В. — Сети автоматизированных систем управления фирм за рубежом . . .	10	36	Шеленкова А. К., Тютрюмов О. С. — Особенности автомобильных аккумуляторных ба- тарей зарубежных фирм . . .	2	45
Немцов Ю. М., Веселов А. И., Андро- нов М. А., Межевич Ф. Е. — Проблемы бе- зопасности и перспективы развития конструкций легковых автомобилей . . .	7	33	Шпитальников Б. И., Рыскин С. Е., Коровов А. Е., Ламбека В. А. — Установ- ка для ультразвуковой очистки коленчатых валов . . .	10	42
Нифонтов Б. Н. — Конструктивные схемы зарубежных автопоездов большой грузоподъем- ности . . .	3	42	<b>Критика и библиография</b>		
Новости в технологии машиностроения за ру- бежом . . .	с 1 по 12		Акопян Р. А. — Рецензия на книгу Р. В. Ро- тенберга «Подвеска автомобиля». М., изд-во «Ма- шиностроение», 1972 . . .	3	46
Озолинг Э. В. — Мягкое азотирование в расплавленных солях . . .	4	41	Борисов В. Ф. — Рецензия на книгу Р. М. Петриченко, В. В. Осоновского «Рабочие процес- сы поршневых машин (двигатели внутреннего сго- рания и компрессоры)». Изд-во «Машинострое- ние», 1972 . . .	6	46
Оленев В. И., Ершов В. И. — Научно- технический семинар «Технология и средства ме- ханизации и автоматизации прессового произ- водства» . . .	6	38	Бочаров Н. Ф., Пирковский Ю. В. — Рецензия на книгу Н. Н. Яценко «Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей». Изд-во «Машиностроение», 1972 . . .	1	47
Паутова В. Б. — Всесоюзный смотр науч- но-технического творчества молодежи . . .	8	38	Вихерт М. М. — Рецензия на книгу Ю. Б. Свиридова «Смесеобразование и сгорание в дизе- лях». Л., изд-во «Машиностроение», 1972 . . .	9	45
Пильшук Т. С., Смуров А. М. — Со- стояние и перспективы штамповки поковок из спе- ченных порошковых заготовок . . .	4	43	Лебединский А. П. — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Электроника в системах пи- тания автомобильных двигателей», изд. 2-е. М., изд-во «Машиностроение», 1972 . . .	7	44
Пильшук Т. С. — Штамповка поковок по- луосей и коленчатых валов . . .	12	41			
Рогожина Т. В. — Электроннолучевая свар- ка в зарубежном автомобилестроении . . .	6	43			



## Установки для окраски металлических поверхностей

Фирма ДРАЙСИС — международная организация, специализирующаяся в разработке и установке комплексного оборудования для предварительной отделки и окончательной окраски металлических поверхностей всех видов автомобильного транспорта, сельскохозяйственных машин и других металлических изделий типа холодильников. Фирма ДРАЙСИС поставляет свои установки во многие страны мира. Крупнейшие потребители этих установок — заводы фирм ФИАТ, Форд, Дженерал Моторс, Рено, Бритиш Лейланд, Джон Дир, Крайслер, а также Горьковский автозавод. Красильные установки фирмы ДРАЙСИС эксплуатируются более чем в 30 странах, в том числе в СССР, Великобритании, США, Польше, Франции, Италии, Швеции, Югославии, Южной Африке, Испании и ГДР.

Благодаря такому широкому использованию установок ДРАЙСИС совершенствуются конструкции их отделочных установок и оборудования. Фирма ДРАЙСИС предлагает Вам самые последние технические достижения в области автоматической предварительной обработки, электрофорезной и програм-

мированной автоматической окраски, порошкового покрытия, конструкции камер для окраски распылением, методик вулканизации и мер против загрязнения окружающей среды.

Фирма ДРАЙСИС может помочь Вам повысить производительность и качество продукции.

DRYSYS EQUIPMENT (INTERNATIONAL) LIMITED  
Carrier House, Warwick Row, London SW1E 5EL,  
England. Telex 23581.  
Cables Drysys London SW1

# drysys



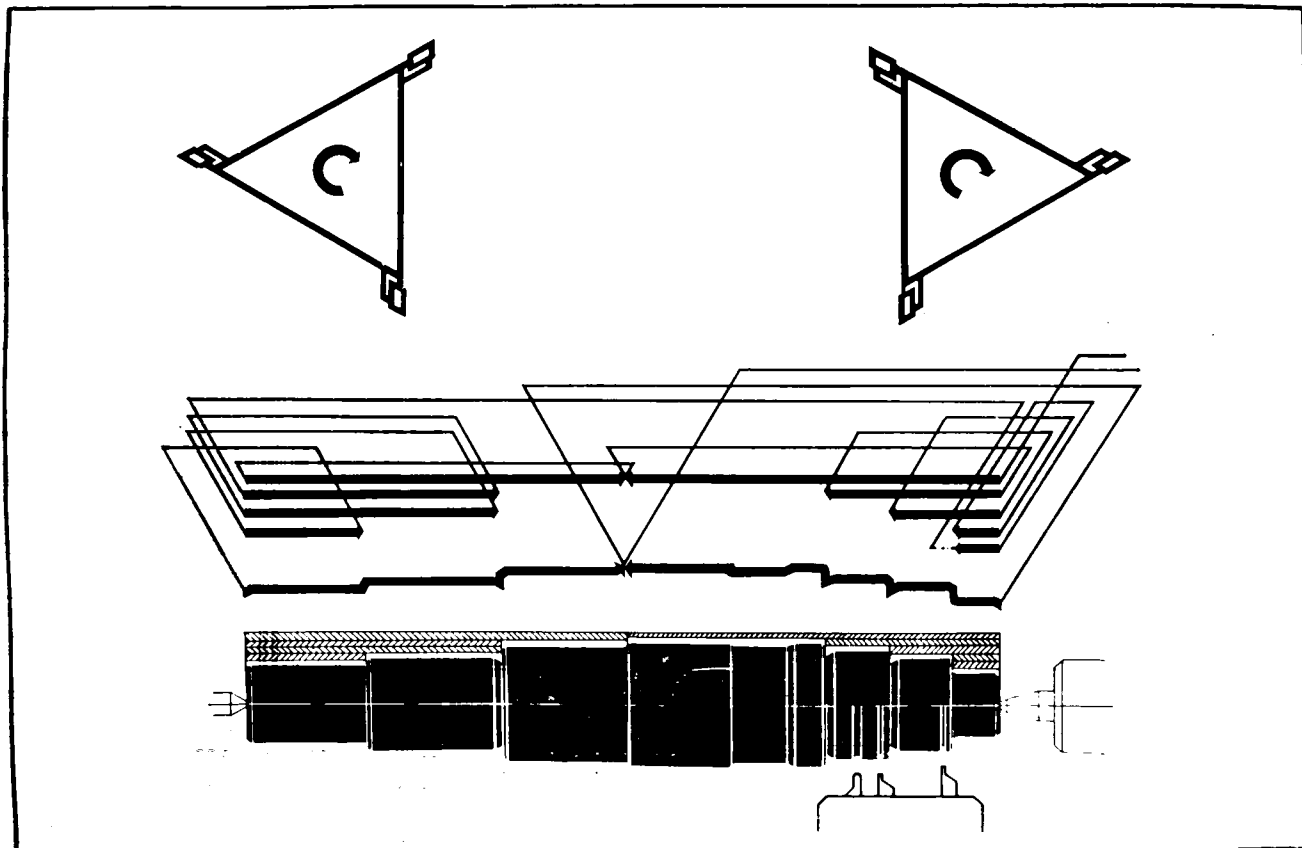
London, Paris, Bruxelles, Milano,  
Augsburg, Madrid, Port Elizabeth,  
Detroit, Sydney

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (Тел. 220-78-51).  
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Вологодская областная универсальная научная библиотека  
www.booksite.ru

# ВМВ—станкостроительная промышленность Германской Демократической Республики

КОПИРОВАЛЬНО-ТОКАРНЫЙ СТАНОК  
С КУЛАЧКОВЫМ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ DS-2-N



#### Преимущества станка:

- Высокая статическая и динамическая жесткость;
- Разделение главного привода — раздельное расположение шпинделя токарного станка и привода;
- Приспособленность привода подачи к условиям обработки;
- Обеспечение каретки продольного суппорта для высокой производительности резания одним или двумя копировальными суппортами.

Система инструмента для высоких сил резания снабжена:

простым инструментом держателем с быстросменным резцедержателем, двойным инструментом держателем с фиксатором, тройным инструментом держателем с торцовыми зубьями.

Накопитель программы — универсальный.

Подвод и отвод деталей — автоматический.



WMW — Export — Import  
Volkseigener  
Aussenhandelsbetrieb  
DDR-104 Berlin, Chausseestr. 111

**ГЕРМАНСКАЯ  
ДЕМОКРАТИЧЕСКАЯ  
РЕСПУБЛИКА**

VEB Werkzeugmaschinenkombi-  
nat «7. Oktober» Berlin  
VEB Grossdrehmaschinen  
«8. Mai» Karl-Marx-Stadt

**Торгпредство ГДР в СССР  
Отдел «Станки»  
Москва, ул. Донская, 18/7  
Тел. 236-01-20**