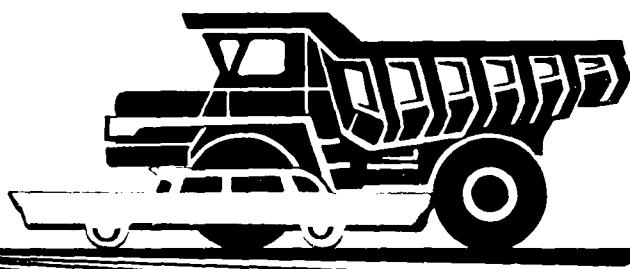


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1973

12



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

6. 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 цилиндрям V-образного шестицилиндрового двигателя	5
Г. С. Исаевин, 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. Ечиштов, 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. Соболькова — Оборудование для изготовления стержней в холодной гибких 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. Соболькова — Оборудование для изготовления стержней в холодной оснастке	40
Т. С. Пильщук — Штамповка поковок полусош 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. Сенькович — 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. Ечиштов, 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. Просвирин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсупович, 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
Сдано в набор 5/Х 1973 г.
Печ. л. 6,0 Уч.-изд. л. 10,8

Корректор Ж. Л. Суходолова
Подписано к печати 22/ХI 1973 г.
Формат 60×90/8 Тираж 11 334 экз.
Зак. 3668

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

Автомобильная промышленность

12

ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1973

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

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 обусловливается 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 определилась 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 приближениях. 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:

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

где u и ρ — 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 λ , β , 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-

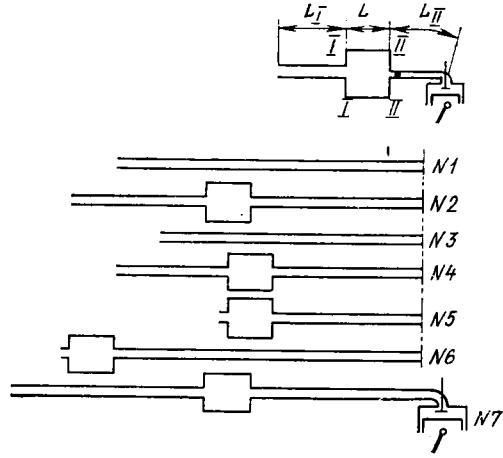
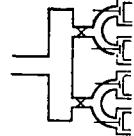


Рис. 1. Исследованные варианты впускных систем



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

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

Недостающие переменные (λ или β) 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 α_1 и α_{II} , определяемых из стационарной проработки 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.

Границные условия в сечениях I—I, II—II для квазистационарной модели записываются в следующей форме. Для сечения I—I:

если $u_1 \geq 0$, то

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

откуда неизвестное

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

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

$$\frac{a_0^2}{k-1} \left(\frac{\lambda_I + \beta_I}{2} \right)^2 + \frac{a_0^2}{2\sigma_I^2} \left(\frac{\lambda_I - \beta_I}{k-1} \right)^2 = \frac{a^2}{k-1}, \quad (6)$$

где $a^2 = \frac{kp}{\rho}$.

Из выражения (6) имеем

$$\beta_I = \frac{-\lambda_I [a_1^2(k-1)-2] + 2a_1 \sqrt{\{A^2 [a_1^2(k-1)+2] - 2\lambda_I^2\}(k-1)}}{a_1^2(k-1)+2}. \quad (7)$$

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

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

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 экспериментами 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 p_K 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, обуславливается понижением частоты собственных колебаний воздушного столба во впускной системе при введении в нее емкости, дополнительными потерями (вследствие развивающихся интенсивных колебаний давления в емкости и прилегающих к ней участках и скорости) и уменьшением эффективности преобразования волны разрежения (обусловленной подсасывающим действием поршня) в волну давления. Изменения ко-

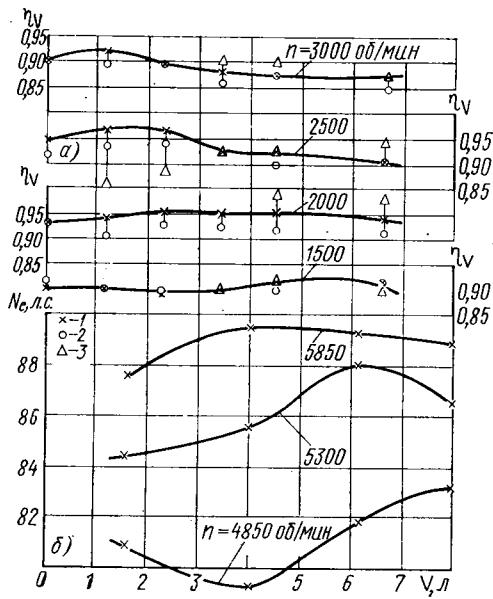


Рис. 2. Результаты расчетного и экспериментального определения влияния величины емкости во впускной системе на коэффициент наполнения одноцилиндрового отсека (а) и мощность полноразмерного экспериментального двигателя (б):

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

лебаний и коэффициента наполнения при укорочении и удлинении труб в основном обусловливаются 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 рассмотренном 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 ($L_{tr}=L_1+L_2=750 \div 1750$ 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 ($L_{tr}=350 \div 600$ 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, schema 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 оказывается 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 ($L_{tr}=$

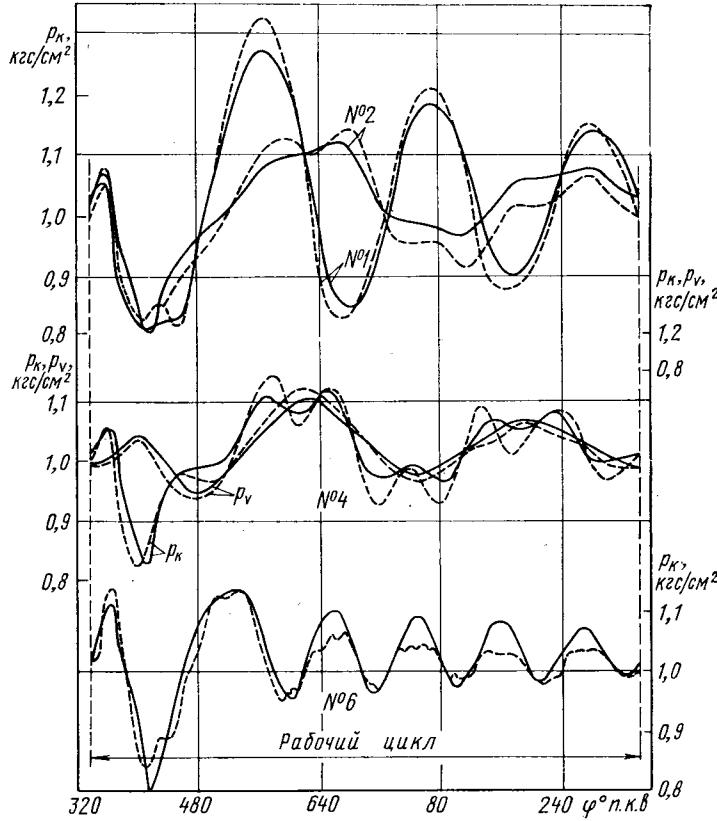


Рис. 3. Сопоставление результатов расчетного и экспериментального определения колебаний давления в различных вариантах впускного тракта одноцилиндрового отсека двигателя с $S/D=95/108$:

$$\text{№ 1} - \eta_V^0 = 0,945; \eta_V^0 = 0,96; \text{№ 2} - \eta_V^0 = 0,85; \eta_V^0 = 0,86; \text{№ 4} - \eta_V^0 = 0,87;$$

$$\eta_V^0 = 0,89; \text{№ 6} - \eta_V^0 = 0,93; \eta_V^0 = 0,945$$

(сплошные линии — расчетные, штриховые — экспериментальные)

Вологодская областная универсальная научная библиотека

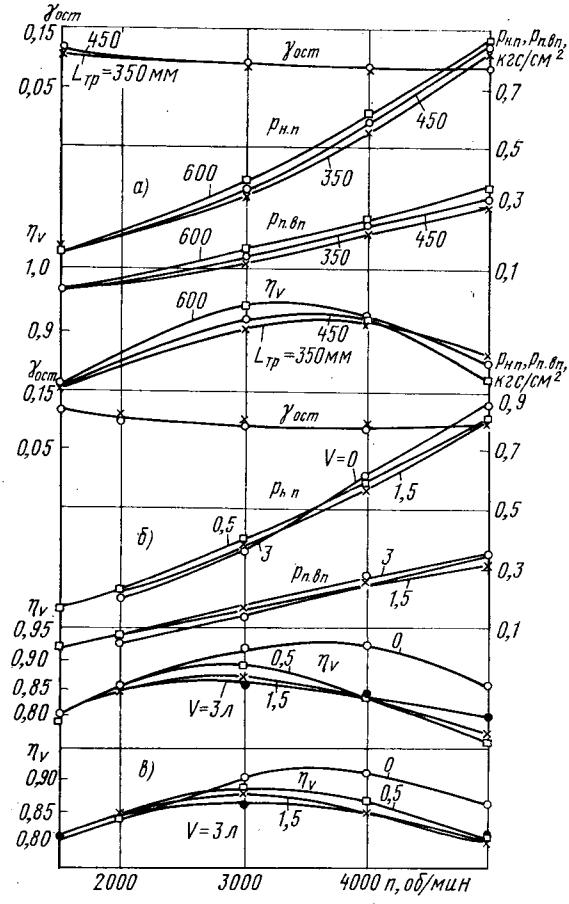


Рис. 4. Изменение расчетных показателей газообмена по скоростной характеристике:

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

=450 мм) близко к оптимальному. Так, при уменьшении длины трубы до 350 мм коэффициент наполнения η_V снижается на 0—1,5% практически по всей скоростной характеристике, а при увеличении до 600 мм величина η_V , хотя и возрастает на 0—4% в области $n=1500 \div 4000$ 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 η_V при высоких числах оборотов и смещение η_V 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 равнозначным 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 $\gamma_{\text{ост}}$, 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 η_V в области высоких чисел оборотов). При этом ($V=0,5$ л) коэффициент наполнения на 4—4,5% оказывается выше, чем при $L_{\text{тр}}=450$ 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 $L_{\text{тр}}=350$ 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 однцилиндрового 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 η_V отмечаются при больших значениях емкости. С повышением числа оборотов величина $(\eta_V)_{\text{max}}$ 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 η_V и мощности лишь в определенном узком диапазоне чисел оборотов. Например, $(N_e)_{\text{max}} = f(V)$ 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 оптимального значения параметра $K = \frac{\omega_c}{\omega_b}$ выделить не удается. Более или менее близкие друг к другу значения $K_{\text{опт}}$ 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 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 $F = 1280 \text{ mm}^2$, а второго варианта — круглые с переходом в овальные поперечные сечения площадью $F = 1134 \text{ mm}^2$.

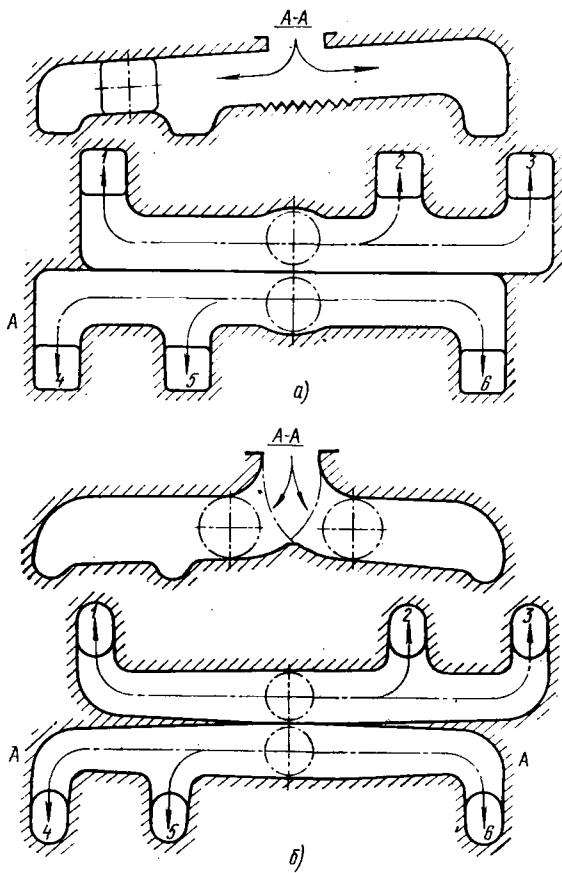


Рис. 1. Схемы впускных труб первого (а) и второго (б) вариантов (1—6 — номера цилиндров)

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:

$$H_{\text{р.в.}} = \left(\frac{V_d}{V_{\text{д.ср}}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (1)$$

где $V_{\text{д.ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n V_d}{i}$ — 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:

$$H_x = \left(\frac{G_{\text{д.х}}}{G_{\text{д.ср}}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (2)$$

где $G_{\text{д.х}}$ — весовое наполнение одного цилиндра в мг за цикл на 1 л;

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

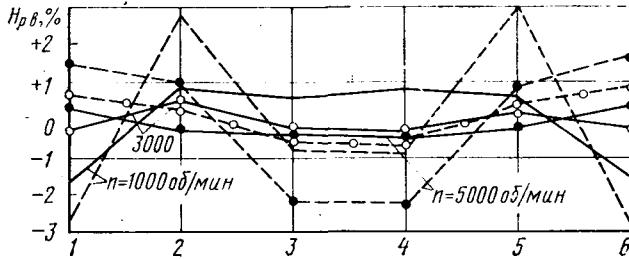


Рис. 2. Неравномерность распределения количества воздуха по цилиндрам при прокрутке вала с полностью открытым дросселем (1—6 — номера цилиндров)

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 a , 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 температуры 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-

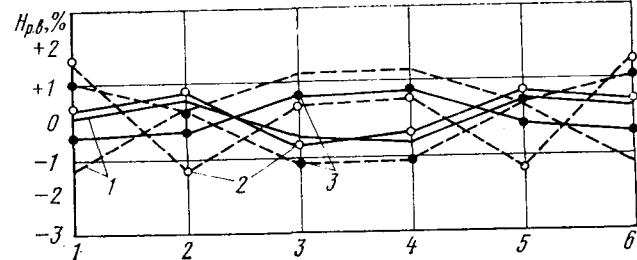


Рис. 3. Влияние элементов впускной системы на неравномерность распределения воздуха по цилиндрам при прокручивании вала:

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-алюминевыми термопарами, которые устанавливались за выпускными клапанами. Степень неравномерности распределения смеси для каждого из цилиндров определялась по формуле

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

где a_{ti} — действительный состав смеси в цилиндре двигателя, при котором средняя температура газов достигает максимального значения;
 a_{di} — состав смеси, подаваемой карбюратором в двигатель в то время, когда в i -м цилиндре температура газов достигает наибольшего значения.

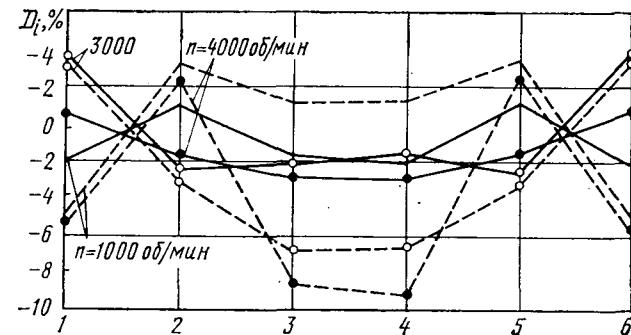


Рис. 4. Неравномерность распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя, работающего под нагрузкой при открытии дросселя 100%

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																							
Головка цилиндров с насадком	1 и 6	-2,8	-1,0	-2,3	-0,6	-1,4	+0,5	-0,2	+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	+0,9	+0,9	+0,1	+0,6													
	3 и 4	+1,8	+1,0	+1,3	+0,4	+0,9	-0,9	-0,5	-0,5	-0,5	-0,7	+1,2	-0,8													
	1 и 6	-5,8	-0,6	+1,1	+1,3	+1,3	-1,2	+0,4	+0,4	+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	+0,8	+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	-1,2	-1,2	-1,2	-0,4	0,0	+0,6												
	1 и 6	-1,9	-0,8	-0,6	+0,7	+1,5	+1,4	+0,6	+0,6	+0,6	+0,0	+1,0	+0,4	+0,6												
	2 и 5	+5,4	+2,3	+1,9	+0,9	+1,7	-0,4	+1,0	+1,0	+1,0	+0,8	+0,2	+0,6	+0,0	+0,2											
	3 и 4	-3,6	-1,2	-1,3	-1,3	-3,4	-1,3	-1,8	-1,8	-1,8	-1,8	-0,4	-1,2	+0,6	+1,5	+0,4										
	1 и 6	-2,7	-1,7	-2,0	-1,1	+0,6	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	+0,5	+0,5	+0,5	+0,5	+0,5	+0,2				
	2 и 5	+2,7	+0,7	+0,8	-0,2	+0,2	+0,3	+1,1	+1,1	+1,1	+1,1	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4				
	3 и 4	-0,5	+0,8	+1,4	+1,2	-0,5	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2				
Впускная система в сборе																										

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. ИСАВНИН, 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 шеек 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 самопищий потенциометр ЭПП-09 РДМ со шкалой от 0 до 300° с ценой деления 2°, позволяющий последовательно измерять температуру в 24 точках.

Термометрированию подвергались вкладыши первого, третьего и пятого коренных подшипников (с идентичными полярными 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-свинцовистым с присадкой цинка припоем, температура плавления которого 340°C, 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

осьмью 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°C и воды в системе охлаждения 80°C, небольших 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, частиц 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°C.

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°C) значениям температуры масла в системе смазки. Давление масла в системе смазки p_m при этих испытаниях поддерживалось равным 4 кгс/см².

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.

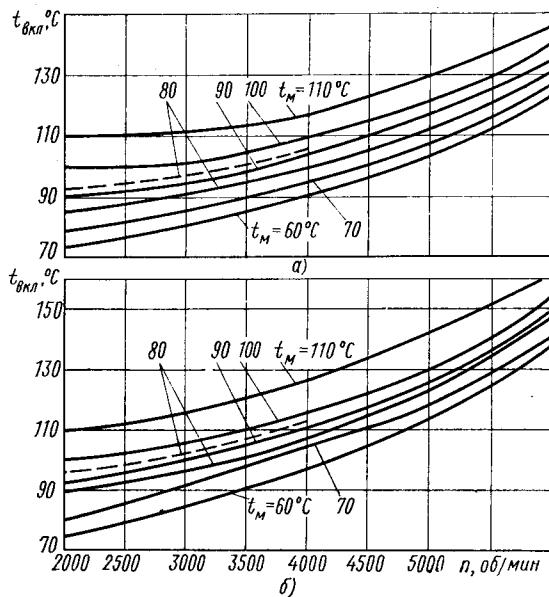


Рис. 1. Изменение температур вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по внешней характеристике при различных температурах масла

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, изготовленных 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 ха-

рактеристике (рис. 3) показали, что вкладыши шатунных подшипников из-за более неблагоприятных условий отвода тепла (меньший расход масла, невыгодные условия теплоотдачи в металле сопрягаемых деталей) и больших газовых нагрузок на всех оборотах имеют значительно большие температуры, чем вкладыши коренных подшипников.

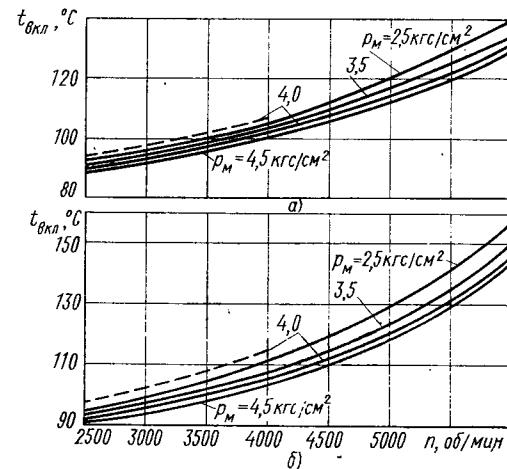
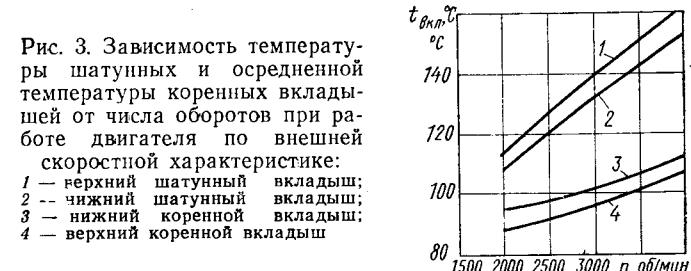


Рис. 2. Изменение температур вкладышей коренных подшипников при работе двигателя по внешней характеристике при различных давлениях масла в системе смазки

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.



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

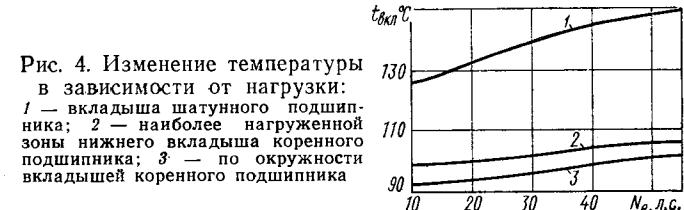


Рис. 4. Изменение температуры в зависимости от нагрузки:
1 — вкладыша шатунного подшипника; 2 — наиболее нагруженной зоне нижнего вкладыша коренного подшипника; 3 — по окружности вкладышей коренного подшипника

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., Кунявский Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 1.
2. Взоров Б. А. Труды НАМИ, 1961, № 38.
3. Григорьев М. А., Смирнов В. Г., Рогозин 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 практическом 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_{φ} .

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:

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

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

Вологодская областная научная библиотека

www.booksite.ru

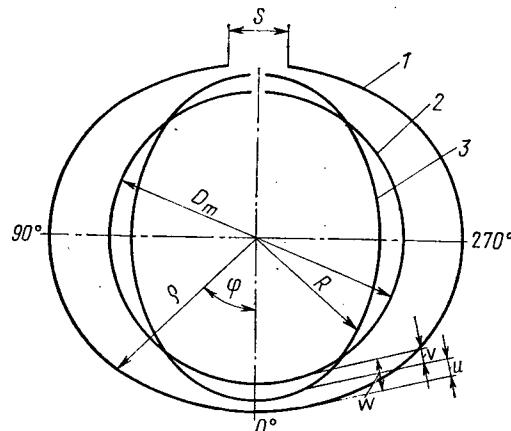


Схема для расчета формы поршневого кольца (ρ — переменный радиус-вектор средней линии кольца в свободном состоянии; D_m — средний диаметр кольца в цилиндре):
1 — кольцо в свободном состоянии; 2 — кольцо в цилиндре; 3 — кольцо, нагруженное равномерной нагрузкой

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

$$P_{\varphi} = \frac{1}{K} [9A_2 \cos 2\varphi + 64A_4 \cos 3\varphi + \dots + (n^2 - 1)^2 A_n \cos n\varphi]. \quad (5)$$

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

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

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

$$v = p_0 K \sum_2^{\infty} \frac{p_n}{(n^2 - 1)^2} \cos n\varphi. \quad (6)$$

* Энглиш К. Поршневые кольца, т. I. М., Машгиз, 1962.

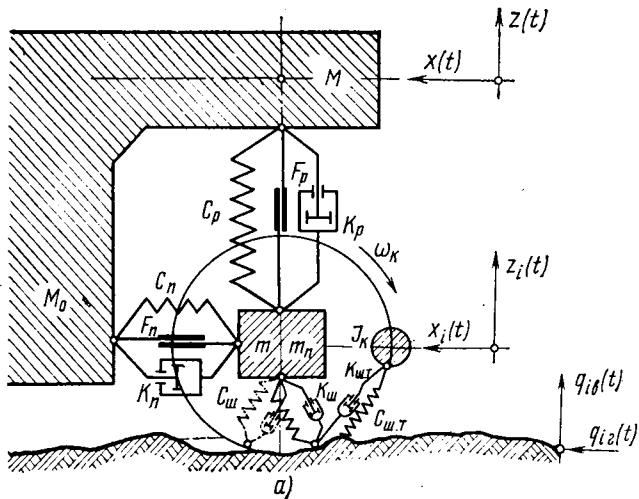


Рис. 1. Продольно-упругая подвеска автомобиля:
 α — эквивалентная схема колебаний системы $m \approx m$, $M_0 \approx 2M$, $C_{\text{п}} > 2C$; δ — упругое пропление продольной тяги нижнего рычага передней подвески; ε , ε — сайлентблоки на оси верхнего и нижнего рычагов; δ — упругая полусерёга крепления переднего конца задней рессоры; ε — втулка переменной жесткости (более жесткая в вертикальном направлении); ε — 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 типа упругого и направляющего устройства 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]:

$$\Pi_{\text{св}} = f(K_{\text{п}}, B_{\text{вых}}), \quad (1)$$

где $\Pi_{\text{св}}$ — потенциальные свойства подвески, независимые от эксплуатационных факторов;

$K_{\text{п}}$ — конструктивные параметры подвески и шин (величины параметров постоянные);

$B_{\text{вых}}$ — 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.

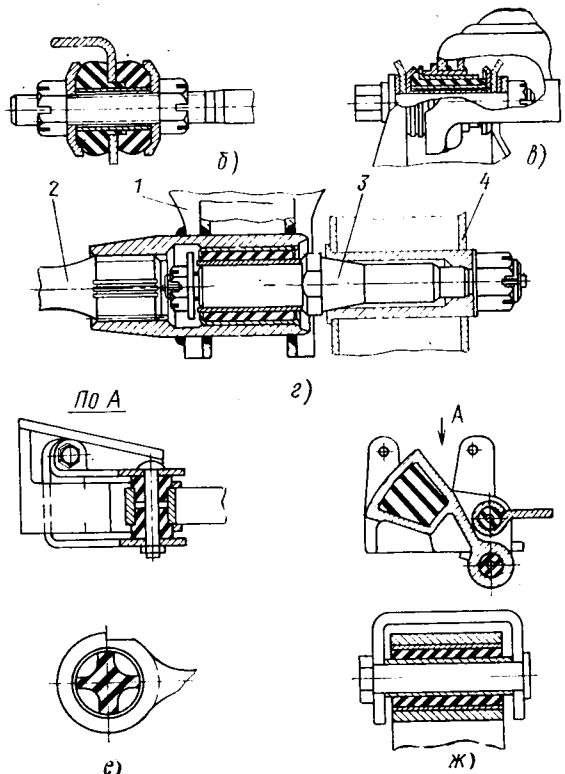
Полученные данные можно использовать для построения аналитических выражений функциональной или корреляционной зависимости измерителей эксплуатационных свойств от внутренних (потенциальных) и внешних (эксплуатационных) факторов.

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 громоздкие выражения. Для обычной системы замены подвески с двумя степенями свободы (обозначено индексом I)

$$\Pi_{\text{св}}(I) = f \left\{ \frac{K_{\text{п}}}{[m, M, \rho, \mu, q_{\text{кт}}]}, \frac{B_{\text{вых}}}{[C_{\text{ш}}(\varepsilon, \delta), K_{\text{ш}}(i), C_{\text{п}}(\gamma), K_{\text{п}}(i), F]} \right\}. \quad (2)$$

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

$$\Pi_{\text{св}}(II) = f \left\{ \frac{K_{\text{п}}}{[J_{\text{к}}, m, m_{\text{п}}, M, M_0, \rho, \mu, q_{\text{кт}}]}, \frac{B_{\text{вых}}}{[C_{\text{ш}}(\varepsilon, \delta), K_{\text{ш}}(i), C_{\text{ш},\text{т}}(\varepsilon_{\text{т}}, \delta), K_{\text{ш},\text{т}}(i), C_{\text{п}}(\gamma), K_{\text{п}}(i), F, C_{\text{п}}(\gamma), K_{\text{п}}(i), F_{\text{п}}]} \right\}, \quad (3)$$



где $m, m_{\text{п}}, M, M_0$ — величины неподпрессоренных и подпрессоренных масс соответственно для вертикальных и продольных колебаний;

$J_{\text{к}}$ — полярный момент инерции вращающихся масс колеса;

ρ — компонентные параметры автомобиля;

μ — кинематические связи в подвеске;

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

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

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

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

$C_{\text{п}}, C_{\text{п}}, K_{\text{п}}, K_{\text{п}}$ — вертикальная и продольная жесткости и соответствующие коэффициенты сопротивления подвески;

γ — параметр нелинейности упругих характеристик;

$F, F_{\text{п}}$ — 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 подпрессоренной массы $Z(t)$, $X(t)$ (рис. 1) или их производных $\dot{Z}(t)$ и $\dot{X}(t)$.

Для обычной подвески

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

для продольно-упругой подвески

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

где $B_{\text{ср}}$ — 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. функций Рэлея (R), и обобщенных сил F_i , характеризующих возбуждение системы по отдельным степеням свободы, обусловленное разнородными факторами:

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

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 «входе» подрессоренной 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 крутины 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 горожанении, 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 автомобильном заводе 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 (апериодичности) 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.

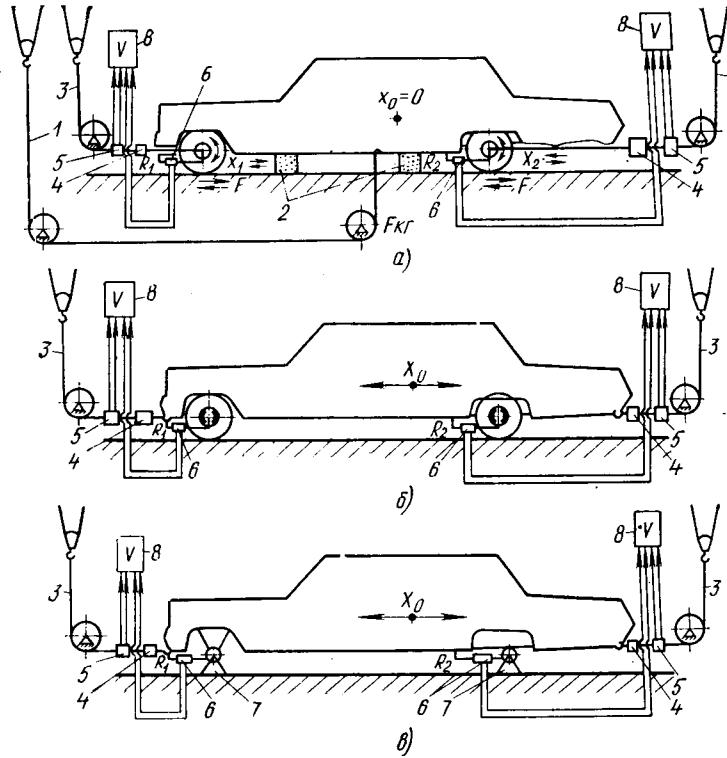


Рис. 2. Схемы закрепления кузова и нагружения продольно-упругой подвески в опытах по определению упругих характеристик и колебательных параметров при свободных колебаниях:

а — кузов закреплен неподвижно, возбуждаются продольные колебания колес (с перекатыванием на шинах); б, в — возбуждаются 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 перекатываться на шинах.

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

Нагружения подвески (составлены 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

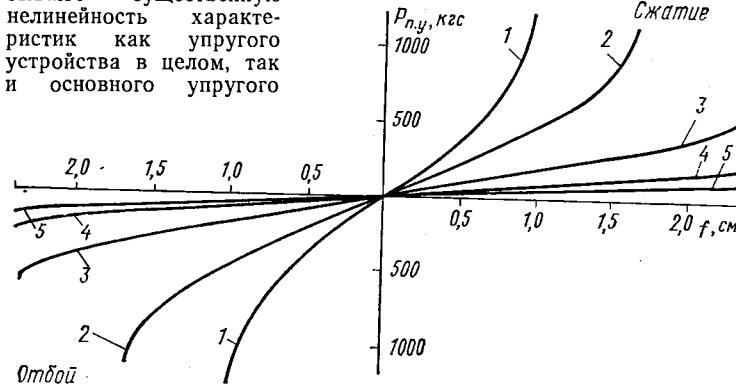


Рис. 3. Продольные упругие характеристики передней подвески в сборе и по-элементно (по средним линиям петли гистерезиса):

1 — серийный передний блок втулки; 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 апериодичности свободных колебаний, в систему (рис. 2) нагружатель — 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 дорожи. Отсюда следует, что продольные силы, действующие на кузов автомобиля и его массу M_0 , могут достигать величины порядка $P_{\text{п.макс}} \approx M_0 \approx 0,25 G_A$, так как $\ddot{Z}_{\text{макс}} \leq 0,5g$.

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

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

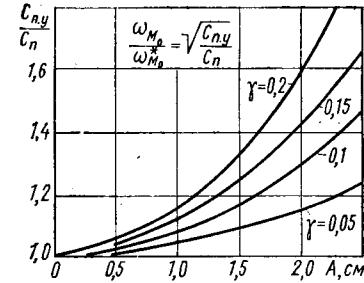
Обработка и интерпретация материалов испытаний показали, что анализ продольно-упругой подвески требует привлечения методов нелинейной механики. Статические характеристики продольно-упругой подвески могут аппроксимироваться выражением вида

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

где $C_{\text{п}}$ — 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 γ и амплитуды колебаний A в сравнении с квазилинейными показателями $C_{\text{п}}$ и ω_{M_0}



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

для массы $m_{\text{п}}$

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

для массы M_0

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

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

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

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

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

Мера нелинейности подвески может быть определена отношением жесткости линеаризованной подвески $C_{\text{п.у}}$ к жесткости начального квазилинейного участка упругой характеристики $C_{\text{п}}$. Это отношение зависит от величины малого параметра γ и квадрата амплитуды деформаций упругого устройства A^2 . Оно определяет увеличение парциальной частоты колебаний, что показывает рис. 4, на котором даны зависимости $C_{\text{п.у}}/C_{\text{п}}$ и $\omega_{M_0} / \omega_{M_0}^*$ от A и γ , причем $\omega_{M_0}^* = \sqrt{C_{\text{п}} M_0^{-1}}$.

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 ¹ $C_{\text{п}}$ в кгс/см	Прогиб квазилинейной зоны $X_{\text{к.л}}$ в см	Параметр γ и прогиб квазилинейной зоны ²		Парциальные частоты колебаний в квазилинейной зоне подпрессоренных масс M_0		Парциальные частоты колебаний в квазилинейной зоне неподпрессоренных масс $m_{\text{п}}$		Парциальные коэффициенты апериодичности колебаний массы M_0		
			γ в см^{-2}	$X_{\text{п.у}}$ в см	$^* f_{M_0}$ в Гц	$^* \omega_{M_0}$ в с^{-1}	$^* f_{M_0}$ в Гц	$^* \omega_{m_{\text{п}}}$ в с^{-1}	$^* \psi_{M_0}$	$\psi_{M_0} = \frac{\psi_0}{2}$	$^* \psi_{M_0}$
Передняя независимая	1470	0,2—0,3	0,19—0,2	0,5	3,2	20	17,1	106	0,1	0,04	0,06
			0,5—0,6	0,14—0,17	2,3	14,5	12,2	77	0,20	0,05	0,15
Задняя зависимая	380	1,0—1,2	0,045	2,8	1,6	10	8,8	54	0,25	0,07	0,18
			0,2	0,7	5,7	26	20,5	129	0,05	0,02	0,03
1	4585	0,15—0,2	0,2	0,35	4,3	27	15,5	98	0,1	0,03	0,07
			0,3—0,4	0,7							
2	2580										

¹ Прогиб $X_{\text{к.л}} < A$, удовлетворяющий неравенству $1,03 < C_{\text{п.у}}/C_{\text{п}} < 1,05$.

² Прогиб $X_{\text{п.у}} < 2 \div 3 X_{\text{к.л}}$.

³ Определяется по первым двум полупериодам свободных колебаний: $\psi = \psi' + \psi'' = \frac{\psi_0 + \psi_c}{2}$, где ψ_0 и ψ_c — коэффициенты апериодичности соответственно при отбое и сжатии.

задней — в 5—7 раз. При этом величины неподрессоренной массы при колебаниях в вертикальном и продольном направлениях могут приниматься в расчетах равными (с точностью не ниже 10%). Отклонения возникают в основном за счет не участвующих 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 подрессоренной и неподрессоренной масс. Обращает на себя внимание фактическое совпадение парциальных частот колебаний неподрессоренных масс в продольном и вертикальном направлениях в вариантах 2. Такая близость собственных частот вертикальных и продольных колебаний неподрессоренных 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 связанный системы:

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

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

$$\Omega_{\text{топ}} \approx \sqrt{\frac{[2C_{\text{п.у1}}C_{\text{п.у2}} + C_{\text{ш.т}}(C_{\text{п.у1}} + C_{\text{п.у2}})]C_{\text{ш.т}}}{M_0 [C_{\text{п.у1}}C_{\text{п.у2}} + (C_{\text{п.у1}} + C_{\text{п.у2}} + C_{\text{ш.т}})C_{\text{ш.т1}}]}} = \sqrt{\Omega_1^2 + \Omega_2^2}, \quad (10)$$

где Ω_1 — собственная частота связанный системы передней подвески (индекс 1 относится к передней подвеске).

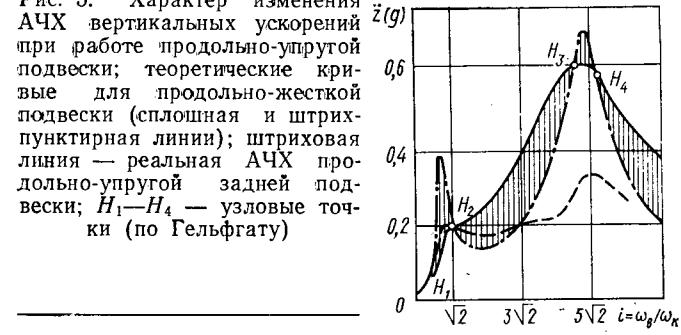
Расчетные и опытные данные почти совпадают. Например, результаты испытаний серийного автомобиля на свободные продольные колебания с заторможенными колесами дают собственную частоту $\Omega_{\text{топ}} \approx 14 \text{ с}^{-1}$, а по расчету (с помощью последней формулы) получаем $\Omega_{\text{топ}} = 16.1 \text{ с}^{-1}$. Однако решающее влияние на величину $\Omega_{\text{топ}}$ 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 ω_{M_0} и ω_{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 параболой 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 подрессоренных и неподрессоренных масс. Представленные в таблице величины ψ 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 подрессоренной 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 штрих-пунктирная 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 $\tilde{Z} = f(q; i; \psi)$ для $\psi = 0,1 \div 0,3$ при $q = 1 \text{ см}$ ($i = \frac{\omega_0}{\omega_k}$ — 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 комфорта 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:

$$10 \leq \omega_{M_0} \leq 20 \text{ с}^{-1} \text{ при } 0,2 \leq \psi_{M_0} \leq 0,4 \text{ и } 60 \leq \omega_{m_1} \leq 120 \text{ с}^{-1} \text{ при } 0,1 \leq \psi_{m_1} \leq 0,3 \text{ и, соответственно, для связанных систем } 10 \leq \Omega_{\text{таг}} \leq 12 \text{ с}^{-1} \text{ и } 12 \leq \Omega_{\text{топ}} \leq 16 \text{ с}^{-1}.$$

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. Осепчугов 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. 670/74.
8. Дербадемдикер 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. Дербадемдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.
11. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972.
12. Бондарев В. Д. и др. Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. В сб. статей Московского автозавода имени И. А. Лихачева. Вып. 5. НИИ Навтоприм, 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

ДЛЯ 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, принятая 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 Δ 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 θ 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_L и z_P 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 выяснить 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-

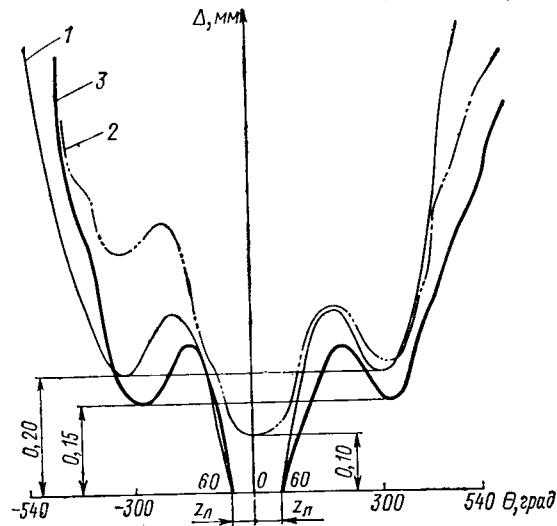


Рис. 1. Закон изменения зазоров в передаче:
1 — рекомендуемый; 2 — после обкатки червяка с рекомендуемым профилем; 3 — с рекомендуемым червяком после регулирования передачи

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 картера, в крышке которого сделаны специальные вырезы для прохождения светового луча.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

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 можно 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

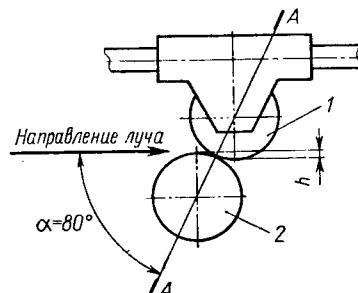


Рис. 2. Схема установки механизма на проекторе

нем рулевым механизмом до тех пор, пока длина $l_{общ}$ тени (проекции) от пятна контакта на экране не становилась минимальной (рис. 3). Середина этого минимального отрезка l_{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_{min} угол поворота стола проектора является одновременно и углом наклона винтовой линии нарезки в данной точке.

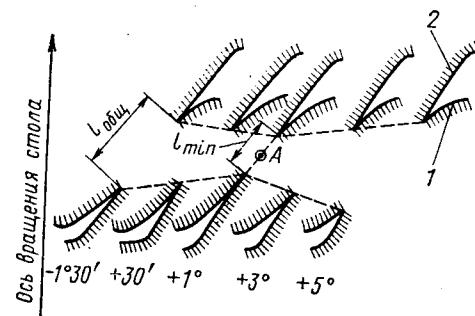


Рис. 3. Взаимное положение витков червяка при различных углах поворота рулевого колеса:
1 — контур в конусе ролика; 2 — контур витка червяка

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 одним 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 наплыты металла, препятствовавшие правильной регулировке зацепления.

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

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 исследовании 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 наплывов 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-

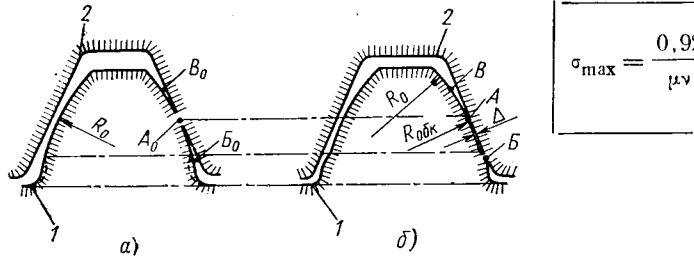


Рис. 4. Касание червяка и ролика до обкатки (а) и после нее (б)

ла из рабочей зоны A_0 перетекает к основанию витков (зона B на рис. 4, б), образуя наиболее ярко выраженные наплывы, что можно объяснить направлением сил, действующих в зацеплении. Максимальные наплывы 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 наплывы, являющиеся практическим результатом перелома двух дуг: дуги радиуса R_0 , первоначально образующей сечение витка и, дуги радиуса $R_{об}$, образующей сечение витка в рабочей зоне после обкатки.

Образовавшиеся наплывы искажают профиль витка и нарушают правильность зацепления, так как касание ролика и червяка происходит после обкатки только по этим наплывам; в то время как в рабочей зоне A между рабочими поверхностями имеется зазор Δ , приблизительно равный величине наплыва. Это отрицательно сказывается на распределении нагрузок в зоне контакта и может служить причиной задиров и пятиновых разрушений рабочих поверхностей червяка и ролика в период эксплуатации, так как аналогичные наплывы имеются и на каленых деталях, снятых с автомобилей. Кроме того, наличие наплывов в рабочей зоне нежелательно, потому что контактирование ролика только с наплывами является причиной неправильной регулировки зацепления рулевого механизма.

Эксперименты показали, что вершины гребней ролика во всех относительных положениях звеньев механизма находятся всегда за пределами зоны наплывов, 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 перекатывается по витку червяка, наплывы образуются по всей рабочей длине червяка, по глобоидальным винтовым линиям, ограничивающим поверхность контакта, расположенную в зоне поверхности начального глобоида. Наплывы постепенно уменьшаются по мере удаления от средней плоскости червяка, где они являются максимальными. Следователь-

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

Устранения или уменьшения деформаций поверхностей в передаче можно достичнуть 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.

Наплывы, касающиеся поверхности ролика, образовываются, постепенно увеличиваясь, по мере обмятия боковой поверхности витка. До того момента, пока они не коснулись поверхности гребня ролика, условия контакта остаются удовлетворительными. Исключение наплывов увеличит площадь пятна контакта, повышая тем самым нагружочную 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 поверхности, в данном случае червяка и ролика [2]:

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

где μ и ν — коэффициенты Герца, учитывающие кривизну тел в точке их касания;
 ϑ_1 и ϑ_2 — коэффициенты эластичности, зависящие от модуля упругости материала соприкасающихся тел;
 P — нормальное усилие к поверхностям соприкасающихся тел;
 $K_{\chi \max}$ и $K_{\chi \min}$ — главные радиусы закругления одной поверхности витка (червяка) в точке контакта;
 $K_{p \max}$ и $K_{p \min}$ — 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 индикаторов Дюпена 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 $R_{p \max}$ червяка в точке контакта уменьшается при перемещении ее по виткам нарезки червяка вдоль оси по мере поворота рулевого вала.

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

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

$$R_{p \min} = \frac{l \cos \beta}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (3)$$

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

4. Величина минимального радиуса кривизны червяка $R_{\chi \min}$ 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, описывающей 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 A (рис. 4, б) радиус дуги R_{0b} стал больше радиуса R_0 до обкатки (рис. 4, а). Однако в зонах B и V появились наплысы металла, выступающие за поверхность, описанную радиусом R_{0b} . Чистота поверхности обкатанной зоны A получалась 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 наплысы 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, наплысы 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 полноту нарезки. 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 A 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 изменения 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 наплысы, выступающие над поверхностью рабочей зоны. Вследствие этого касание гребней ролика происходило по вершинам наплысов, 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 наплысы у оснований профиля витков не выступали за пределы рабочей зоны. Проекция пятна 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 устранил появления наплысов 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 наплысов после обкатывания под нагрузкой.

Проведенные эксперименты и данные расчета методом индикаторис 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 наплысов 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 № 1 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 наплысы, 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

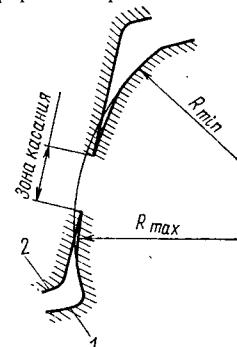


Рис. 5. Рекомендуемый профиль витка червяка и касание его с роликом

изготовления таких червяков, а также совместно с Московским станкостроительным 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., Гостехиздат, 1955.
3. Коростелев Л. В. Применение индикаторис Дюпена в контактной задаче теории упругости. В сб. «Исследования в области металорежущих 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 полуси, 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.

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. Петрушевым, 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. Петрушевым [4] выражение, если в нем r_k считать равным радиусу качения 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

$$M = X(r_d + Zk_t + k_r Z |X|) + Za_0. \quad (6)$$

Из этого выражения видно, что первый член правой части может принимать как положительные, так и отрицательные значения в зависимости от режима движения колеса, а сумма остальных двух членов в правой части выражения (6) всегда

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 в扭转а. 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, $\rho_w=1,0$ кгс/см², $t=2^{\circ}\text{C}$). 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, принятное в начале статьи. Выше было отмечено, что излом функции $M=f(X)$ обусловлен видом выражения (4). С

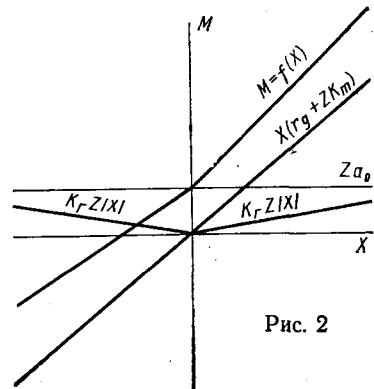


Рис. 2

учетом результатов эксперимента это выражение должно быть переписано следующим образом:

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

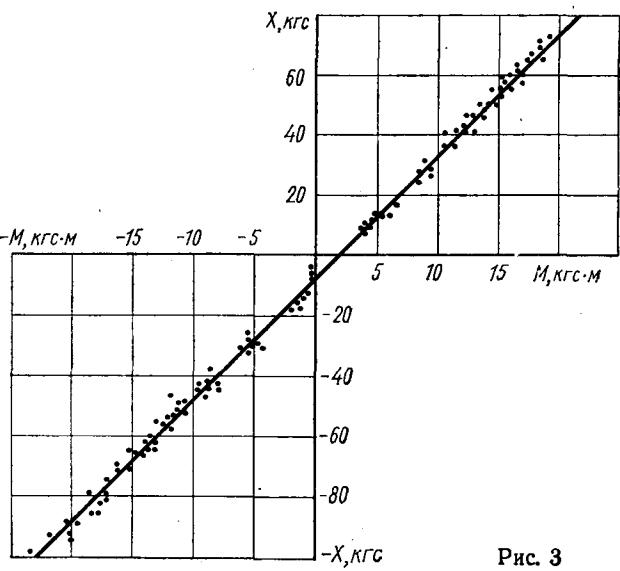


Рис. 3

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_{st} , можно последнее выражение переписать так:

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

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

$$X = \frac{M - Za_0}{r_{st} - \frac{Z}{C_t}}.$$

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_{st} 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. Вирабов 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:

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

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

$$A_{\tau \text{п}} = \frac{A_{\tau \text{п}}}{A_{\tau \text{п}} + A'_{\tau \text{п}} + A_f + A_\varphi} (\Delta T \pm \Delta \Pi) = K_{\tau \text{п}} (\Delta T \pm \Delta \Pi),$$

где ΔT , ΔT и ΔT — уменьшение кинетической энергии соответственно тягача, прицепа и автопоезда в кгс·м.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

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

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

$A'_{\tau \text{т}}$ и $A'_{\tau \text{п}}$ — 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_φ — работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой в кгс·м;

$K_{\tau \text{т}}$, $K_{\tau \text{п}}$ и $K_{\tau \text{оп}}$ — 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 энергонагруженостями 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

$$J_t = [(\gamma_{t,t} + \gamma_t)(1 - m) + \gamma_{t,p}m] g, \quad (2)$$

где $m = \frac{G_p}{G_t + G_p}$ — весовой коэффициент автопоезда;

g — ускорение силы тяжести в м/с^2 .

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

$$K_{t,t} = \frac{\gamma_{t,t}(1 - \lambda_c)}{(\gamma_{t,t} + \gamma_t)(1 - \lambda_c) + f}, \quad (3)$$

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

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

G_t и G_p — вес тягача и прицепа в кГ;

γ_t — удельная тормозная сила, создаваемая за счет трения в агрегатах трансмиссии и сил сопротивления в дополнительном тормозе;

f — коэффициент сопротивления качению;

λ_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 γ_t приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения γ_t	$K_{t,t}$	$K_{t,p}$
$\gamma_{t,t} = \gamma_{t,p} = 0,1$	0,825	0,825
$\lambda_c = 0,06$	0,835	0,835
$\lambda_c = 0$		
$\gamma_{t,t} = \gamma_{t,p} = 0,2$	0,905	0,905
$\lambda_c = 0,05$	0,908	0,908
$\lambda_c = 0$		

Из приведенных данных следует, что при определении $K_{t,t}$ и $K_{t,p}$ 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 тече-

нию 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 $K_{t,t} = 0$, а коэффициент распределения для прицепа будет зависеть от необходимой удельной тормозной силы и определяться по формуле (4).

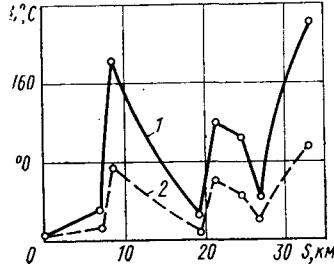
На основании этих предпосылок можно определить для каждого участка и для всего маршрута в целом энергию (в $\text{кгс}\cdot\text{м/м}$), преобразуемую в тепло тормозными механизмами прицепа (табл. 2), и методом математического моделирования

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 поверхности трения во времени и по длине маршрута. Результаты моделирования, приведенные на рисунке, показывают, что в конце выбранного участка горной дороги Карпат температура поверхности трения передних тормозных механизмов прицепа достигает 200°C , а задних 90°C .

Температуры поверхности 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 поверхности 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 равнотягивании тормозных механизмов колес разных осей автопоезда является установка вспомогательных тормозов на тягаче и прицепе.

ЛИТЕРАТУРА

- Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
- Schmidt H. — „ATZ“, 1972, № 74, 7.
- Генбом Б. Б., Кизман А. М., Разумов А. Б. — «Автомобилестроение», НИИГАГтопром, 1966, № 8.
- Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 12.
- 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 $q = (1-5) \cdot 10^7 \text{ Вт/м}^2$.

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_p 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

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = a_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \right) + \frac{W}{C_p \gamma_p}. \quad (2)$$

Начальные и граничные условия поставленной задачи [3]:

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

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_p — коэффициенты температуропроводности дорожного покрытия и протекторной резины;

λ_d, λ_p — коэффициенты теплопроводности дорожного покрытия и протекторной резины;

q — удельный тепловой поток в зоне скольжения;

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

$C_p \gamma_p$ — 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 λ_d существенно повышает поверхностную температуру T_p шины (рис. 1). Резкое увеличение температуры T_p происходит при $q > 5,815 \cdot 10^7 \text{ Вт/м}^2$. Так как при качении шины без бокового увода работа трения L мала и удельные тепловые потоки не превышают, как правило, $5 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$, то и поверхностные температуры невелики, повышение температуры T_p в этом случае можно не учитывать.

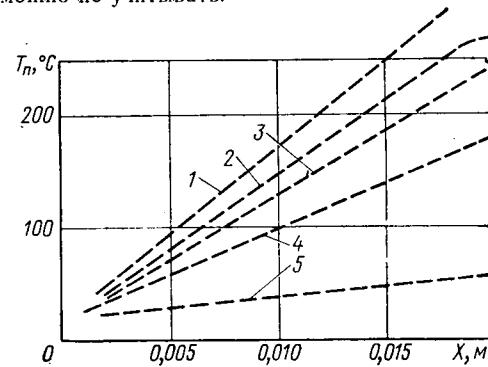


Рис. 1. Зависимость температуры поверхности шины при скорости автомобиля 80 км/ч:

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

Изменение максимальной температуры T_p 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_p будет выше, так как возрастает величина теплового потока q , а уменьшение длины зоны скольжения l обеспечивает меньшее влияние величины v на величину T_p . Температура T_p изменяется в тонком пограничном слое протекто-

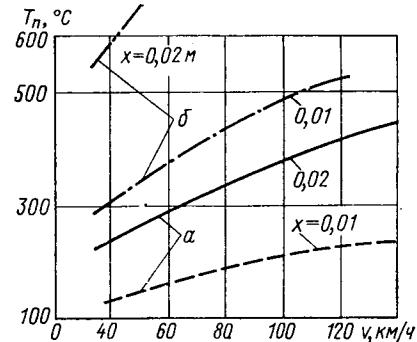


Рис. 2. Зависимость максимальной поверхностной температуры от скорости движения автомобиля при удельной работе трения $L=1 \text{ Дж/см}^2$ (a); $L=2 \text{ Дж/см}^2$ (b)

ра. Дорожному покрытию более низкой теплопроводности соответствует большая глубина распространения температуры T_p , но практически это изменение весьма мало и составляет десятые 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_p развиваются в пограничном слое протектора и тем более интенсивно она уменьшается с глубиной.

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

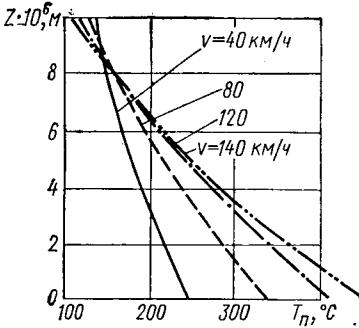


Рис. 3. Зависимость распределения температуры по глубине протектора шины от скорости движения автомобиля

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 α_{Tn} в функции критерия P_1 , характеризующего теплофизические характеристики контактируемых тел, имеет вид, как показано на рис. 4.

$$\text{Критерий } P_1 = \frac{\sqrt{\lambda_d C_d \gamma_d}}{\sqrt{\lambda_n C_n \gamma_n}}.$$

Для основных типов дорожных покрытий коэффициент α_{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

$$C_n \gamma_n W_n \Delta T = \alpha_2 F (T - T_0) \Delta \tau,$$

где W_n — объем, в котором изменяется контактная температура;

ΔT — изменение температуры пограничного слоя шины;

α_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

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{T} = \frac{\alpha_2 F}{C_n \gamma_n W_n} \Delta \tau. \quad (6)$$

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

$$F = F_k + F_d, \quad (7)$$

где F_k — площадь поверхности теплообмена беговой дорожки шины с окружающей средой;

F_d — площадь контакта.

Вологодская областная научная библиотека

www.booksite.ru

Обозначим отношение этих площадей через

$$\frac{F_k}{F_d} = \chi. \quad (8)$$

Количество тепла, отводимое от шины в окружающую среду,

$$Q' = \alpha_2 F_k (T_w - T_0) \Delta \tau_1, \quad (9)$$

где T_w — температура поверхности шины.

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

$$Q'' = \frac{\alpha_2}{\delta} F_d (T_w - T_d) \Delta \tau_2, \quad (10)$$

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

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

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

имеет порядок χ . Величина $\frac{\alpha_2}{\delta}$ имеет размерность α_2 , а отношение этих величин для шин, вращающихся в спокойном воздухе, $\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_n} \approx 0,5 \div 0,7$, для шин, вращающихся в набегающем потоке воздуха, $\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_n} \approx 2 \div 3$.

Если температура дорожного покрытия $T_d = T_0$, то

$$Q'' = \frac{\alpha_2}{(2 \div 3)} \frac{F_k}{\chi} (T_w - T_0) \frac{\Delta \tau_1}{\chi},$$

или

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

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

Кроме того, в условиях летней эксплуатации шин, когда температура T_d , как правило, выше T_0 и T_w [7], тепловой поток будет направлен от дорожного покрытия в шину, а не наоборот.

По результатам исследований можно заключить, что поверхностная температура T_w 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 $Z=2,5 \cdot 10^{-5}$ м от наружной поверхности шины всякие изменения температуры T_w , 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

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

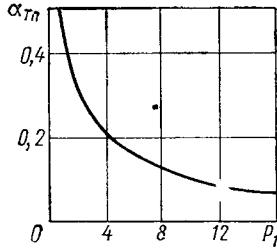


Рис. 4. Зависимость величины α_{Tn} от критерия P_1

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; ω — 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.

Траекторографы, 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 тарировки такого рода траекторографов 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 бачок 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/см². 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 срабатывания электромагнитного клапана гидроотметчика, а следовательно, и частоту меток на дороге.

На рис. 2 показана блок-схема стреляющего отметчика траекторий, служащего для нанесения на полотне 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 восьмицилиндрового двигателя. При этом ротор через равные регулируемые промежутки времени подводит напряжение от источника тока высокого напряжения к свечам зажигания стреляющих устройств, вследствие чего искры, проскаивающие между электродами свечей, воспламеняют порох, а продукты сгорания выталкивают из стволов стреляющих устройств цветной толченый мел. В результате на полотне дороги получают несколько разноцветных пятен (точек), принадлежащих тра-

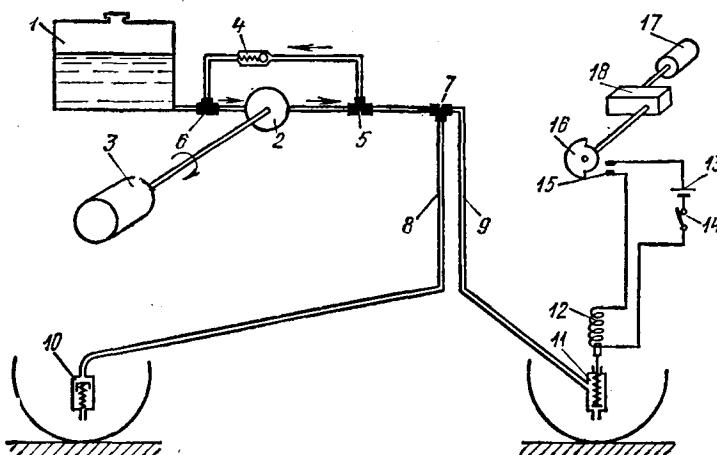


Рис. 1. Электрогидравлическая схема отметчика траектории

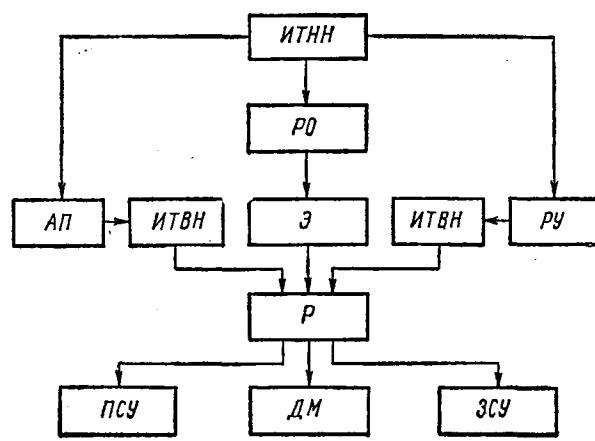


Рис. 2. Блок-схема стреляющего отметчика траектории

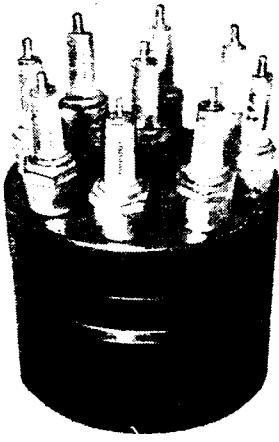


Рис. 3. Внешний вид стреляю-клонения середин передней и задней осей автомобиля.

Пуск стреляющих устройств выполняют вручную РУ или автоматически с помощью автомата пуска АП, приемная трубка которого выведена с наветренной стороны. В последнем случае пуск происходит автоматически при въезде автомобиля в зону действия бокового ветра.

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 пульта отмечника 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 мембранный 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 калотом двигателя, а конец трубы Пито выведен наружу через отверстие в правом или левом крыле автомобиля.

Отметчик траекторий (рис. 5) работает следующим образом. При замыкании контактов включателя ВК1 к приборам отмечника подводят напряжение 12 В, вследствие чего загорается контрольная лампа Л1. Перед нанесением на полотно дороги траекторий движения осей автомобиля, замыкая контакты включателя ВК2, осуществляют пуск электродвигателя Э1 привода распределителя и с помощью реостата R1 устанавливают такое число оборотов его якоря, при котором получают заданные промежутки времени между вспышками пороха в стволах стреляющих устройств. При этом загорается контрольная лампа Л3 и начинают вращаться ротор Р и кулачок КО распределителя РП. Подвод тока высокого напряжения вручную от вторичной обмотки катушки зажигания КЗ-2 к распределителю РП выполняют, включая реле Р1 замыканием контактов пусковой кнопки КН3. При этом одни из нормально открытых контактов К1Р1 реле, замыкаясь, включают в цепь первичную обмотку I катушки зажигания КЗ-2 и контрольную лампу Л2, 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 подводит к свечам передней и зад-

него стреляющих устройств. Для выключения реле Р1 служит кнопка КН2.

При автоматическом включении стреляющих устройств реле Р1 включают замыкающие нормально открытые контакты КР автомата пуска. Контакты замыкаются при въезде автомобиля в зону действия бокового ветра в результате прогиба стенки мембранный коробки МК автомата под действием скоростного напора воздуха, возникающего в трубке Пито ТП. При размыкании контактов кнопки КН2 реле Р1 и первичная обмотка катушки зажигания КЗ-2 выключаются из цепей.

Для нанесения на полотно дороги нулевых отметок замыкают и тут же размыкают контакты кнопки КН1. При этом в первичной обмотке I катушки зажигания КЗ-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.

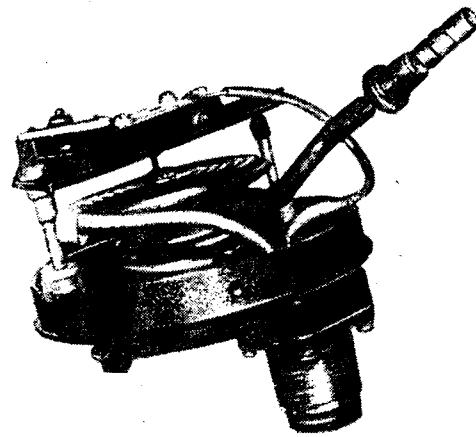


Рис. 4. Внешний вид автомата пуска отмечника траектории.

Чтобы зафиксировать отметки прерывателя на ленте осциллографа при ручном управлении, замыкают контакты кнопки КН4 и тем самым включают реле Р2 в цепь. При этом контакты КО прерывателя, замыкаясь и размыкаясь, включают и выключают реле Р2, нормально открытыми контактами К1Р2 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 в крайнее верхнее положение. При автоматическом управлении реле Р2 включают замыкающиеся нормально открытыми контакты КЗР1 реле Р1. Во время работы электро-

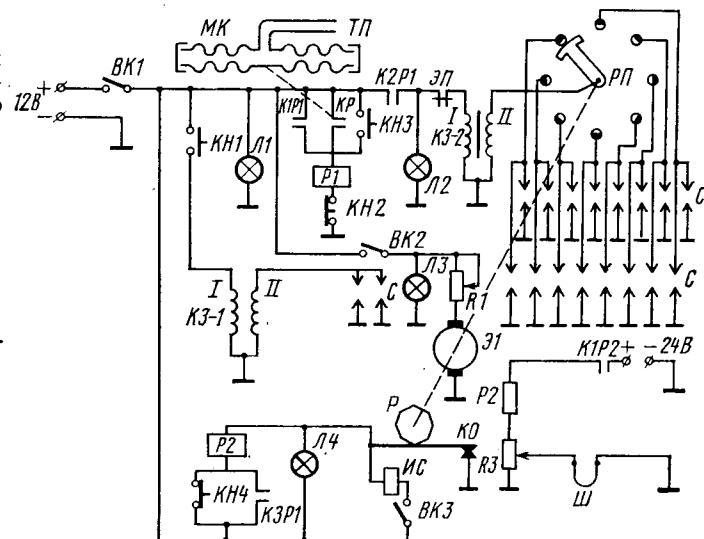


Рис. 5. Принципиальная электрическая схема стреляющего отмечника траектории

двигателя $\mathcal{E}1$ периодически загорается и гаснет («мигает») контрольная лампа $\mathcal{L}4$. После окончания эксперимента выключают катушку зажигания $K3-2$, нажав на кнопку $KH2$, 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 тарировки траекторографов, 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 подпрессоривания 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 подпрессоривания шасси соизмерим с высотой микропрофиля дороги, а динамический ход системы вторичного подпрессоривания — с перемещением колеблющегося основания.

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

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

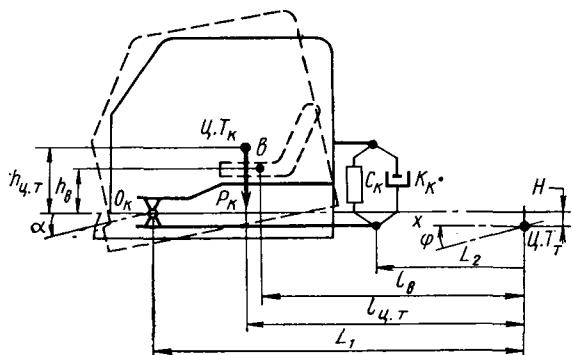
Движение кабины, находящейся на колеблющемся основании, описывается уравнением

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

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

где M_k — масса кабины;

J_k — момент инерции кабины относительно ее центра тяжести $ЦT_k$;



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

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

где β_0 — установочный угол параллелограммного механизма;
 β — изменение угла раствора параллелограммного механизма;
 a — длина наклонного плеча параллелограммного механизма системы подпрессоривания 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

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

где h_b , $h_{\text{п.т}}$ — 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 подпрессоривания кабины;

K_k — коэффициент вязкого сопротивления амортизатора в системе подпрессоривания кабины;

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

φ — угол перемещения шасси.

В качестве критерия оценки эффективности подпрессоривания кабины примем отношение перегрузок в месте крепления сиденья водителя в случаях подпрессоренной и неподпрессоренной кабины.

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

$$\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}} = 1 - \frac{M_k l_{\text{п.т}}^* l_b}{J_{\text{пр}}}. \quad (5)$$

При угловых колебаниях шасси

$$\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}} = \frac{1}{1 - \frac{l_b^*}{L_1}} \left[1 - \frac{M_k l_b^*}{J_{\text{пр}} L_1} (L_1 l_{\text{п.т}}^* + H h_{\text{п.т}}) \right]. \quad (6)$$

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

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

а при угловых колебаниях шасси

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

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

P_k в кг	775	K_k в кгс · см ⁻¹	600
$l_{\text{п.т.}}$ в мм	2880	J_k в кгс · см ²	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 ⁻¹	240	H в мм	-100
		$h_{\text{п.т.}}$ в мм	500

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

Подпрессоривание 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 неподпрессоренной кабины определяется из кинематического соотношения:

для схемы по рис. 1

$$\ddot{X}_{\text{в.неподр}} = (H + h_b) \ddot{\varphi} + \ddot{X};$$

для схемы по рис. 2

$$\ddot{X}_{\text{в.неподр}} = (H + a \sin \beta_0 + h_b) \ddot{\varphi} + \ddot{X}.$$

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

$$\ddot{X}_{\text{в.подр}} = (H + h_b) \ddot{\varphi} + h_b \ddot{\alpha} + \ddot{X},$$

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

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

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

$$\Delta \ddot{X}_{\text{в.подр}} = - \frac{M_k l_{\text{п.т.}}^* h_b}{J_{\text{пр}}} \ddot{Z} - \left[h_b + \frac{M_k h_b}{J_{\text{пр}}} (L_1 l_{\text{п.т.}}^* + H h_{\text{п.т.}}) \right] \ddot{\varphi} - \left(1 - \frac{M_k}{J_{\text{пр}}} h_{\text{п.т.}} h_b \right) \ddot{X}, \quad (9)$$

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

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

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

Подпрессоривание 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 подпрессоривание кабины позволяет уменьшить высокочастотные составляющие перегрузок, действующих в месте крепления сиденья водителя, в несколько раз по сравнению с неподпрессоренной кабиной при малых величинах β_0 .

В общем случае параметры колебаний в месте крепления сиденья водителя определяются совместным решением уравнений движения подпрессоренной 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_b в мм	$\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}}$ при $\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$			$\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$			$\frac{\ddot{Z}_{\text{в.подр}}}{\ddot{Z}_{\text{в.неподр}}}$ при $\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$	$\frac{\ddot{X}_{\text{в.подр}} - \ddot{X}_{\text{в.неподр}}}{\ddot{X}_{\text{в.подр}}}$ при $\ddot{Z} \neq 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} = 0$			$\frac{\ddot{X}_{\text{в.подр}}}{\ddot{X}_{\text{в.неподр}}}$ при $\ddot{Z} = 0; \ddot{X} = 0; \ddot{\varphi} \neq 0$			$\frac{\ddot{X}_{\text{в.подр}}}{\ddot{X}_{\text{в.неподр}}}$ 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		$h_b = 0,3$ 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	
2,30	0,83	0,83	0,84	0,78	0,83	0,93	0,14X	—	—	—	—	0,90	0,84	0,75	—	—	—
2,85	0,89	0,89	0,80	0,88	0,90	0,96	0,27X	0,37 \ddot{Z}_b	0,31 \ddot{Z}_b	0,28 \ddot{Z}_b	0,28 \ddot{Z}_b	0,16 \ddot{Z}_b	0,26 \ddot{Z}_b	0,90	—	—	—
3,30	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,97	0,40X	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 2

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

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

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

Было рассмотрено влияние параметров системы подпрессоривания кабины на ее колебания при движении автомобиля грузоподъемностью 16 тс по дороге с булыжным покрытием со скоростью 36 км/ч. В данном примере рассмотрено подпрессоривание 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 подпрессоривания кабины.

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

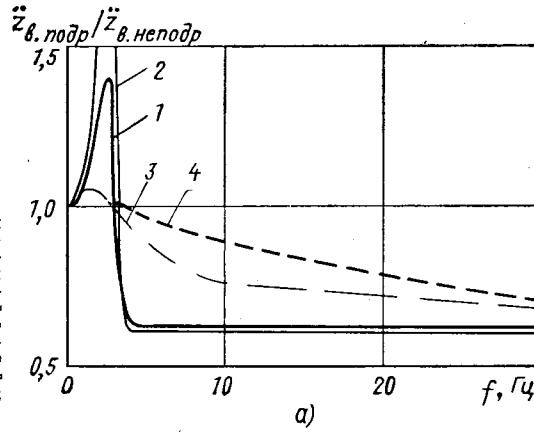
вания шасси автомобиля. Малые значения высокочастотных составляющих воздействия не позволяют оценить эффективность подвески кабины с достаточной точностью.

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.

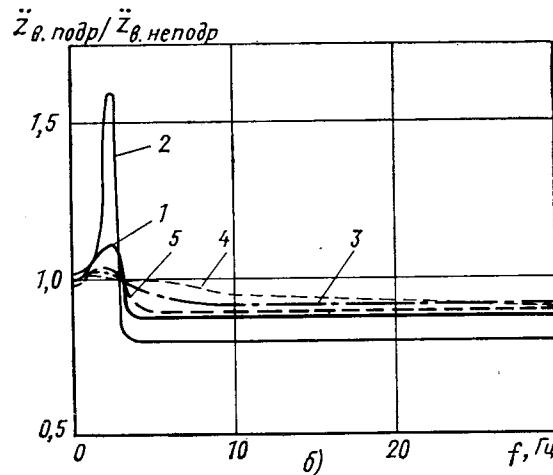
Таблица 3

Вариант подпрессоривания кабины (по рис. 3)	Параметры системы подпрессоривания кабины		Дорожное покрытие	Скорость движения в км/ч	$D\ddot{Z}_{\text{в}}, g^2$	$\sigma\ddot{Z}_{\text{в}}, g$
	Приведенная жесткость $C_{\text{к}}$ в кгс/см	Коэффициент демпфирования $K_{\text{к}}$ 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

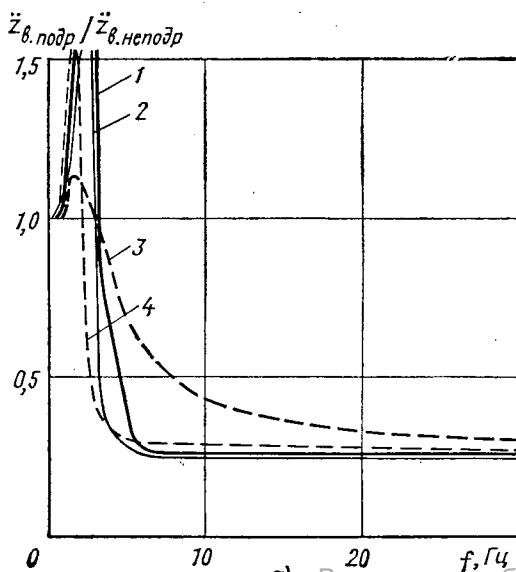
В результате раздельного рассмотрения случаев воздействия линейных вертикальных и угловых колебаний выявлено, что в области частот, превышающих 3—4 Гц, перегрузки, действующие на водителя, уменьшаются, и больше, чем меньше демпфирование системы подпрессоривания кабины. В области частот, меньших 3 Гц,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



a)



б)



а) Вологодская областная универсальная научная библиотека

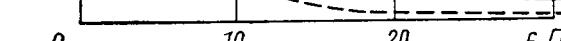


Рис. 4. Коэффициент передачи динамической нагрузки в кабине, подпрессоренной по схеме, изображенной на рис. 2:

а — при линейных вертикальных колебаниях шасси при разных параметрах подвески; б — при угловых колебаниях шасси и разных параметрах подвески 1 — $C_{\text{к}} = 240$ кгс/см, $K_{\text{к}} = 600$ кгс·с/м; 2 — $C_{\text{к}} = 240$ кгс/см, $K_{\text{к}} = 0$; 3 — $C_{\text{к}} = 120$ кгс/см, $K_{\text{к}} = 600$ кгс·с/м; 4 — $C_{\text{к}} = 240$ кгс/см, $K_{\text{к}} = 2400$ кгс·с/м; 5 — $C_{\text{к}} = 600$ кгс·с/м, $K_{\text{к}} = 600$ кгс·с/м, $I_{\text{в}} = 0,75 I_{\text{п.т.}}$; 6 — $K_{\text{к}} = 0$, $I_{\text{в}} \approx I_{\text{п.т.}}$; 7 — $K_{\text{к}} = 600$ кгс·с/м, $I_{\text{в}} = 0,75 I_{\text{п.т.}}$; 8 — $K_{\text{к}} = 3000$ кгс·с/м, $I_{\text{в}} \approx I_{\text{п.т.}}$; 9 — $K_{\text{к}} = 3000$ кгс·с/м, $I_{\text{в}} = 0,75 I_{\text{п.т.}}$

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

может быть признано такое подпрессоривание кабины, при котором отношение $\frac{\ddot{Z}_{\text{подр}}}{\ddot{Z}_{\text{неподр}}}$ 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 $K_k = 3000 \text{ кгс}\cdot\text{с/м}$;

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

Для первой схемы подпрессоривание 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 подпрессоривания кабины с помощью параллелограммного механизма с выбранными параметрами элементов системы подпрессоривания 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 подпрессоренной по первой схеме кабиной. Испытания проводились на дорогах с асфальтовым и булыжным покрытием.

Отмечено, что в случае подпрессоривания кабины среднеквадратичное значение пререгрузок на полу кабины в месте крепления сиденья водителя уменьшается почти вдвое при параметрах элементов подпрессоривания 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-

жет быть объяснена наличием резиновых втулок в передней шарнирной опоре конструкции испытываемого 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 подпрессоривание 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 подпрессоренной кабиной подтвердили основные результаты теоретических исследований. Система подпрессоривания 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 α , — 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;

α — 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 хрупкие, имеют очень высокий коэффициент термического расширения и зоны фазовых превращений в интервале температур 573 и 1300°C (рис. 1).

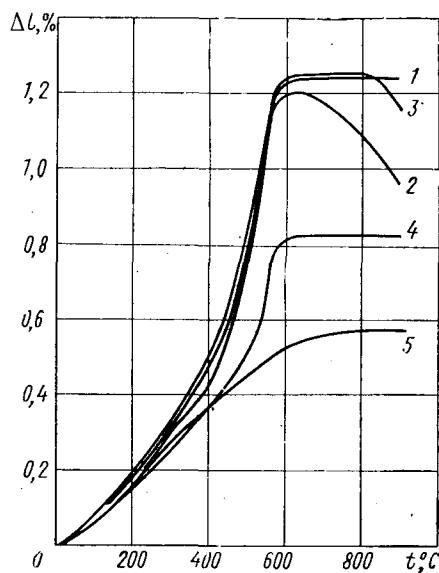


Рис. 1. Зависимость термического расширения керамических образцов от температуры t :

1 — четыре слоя на этилсиликате; 2 — три слоя на этилсиликате и два слоя на жидким стекле; 3 — четыре слоя на этилсиликате и один слой на жидким 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

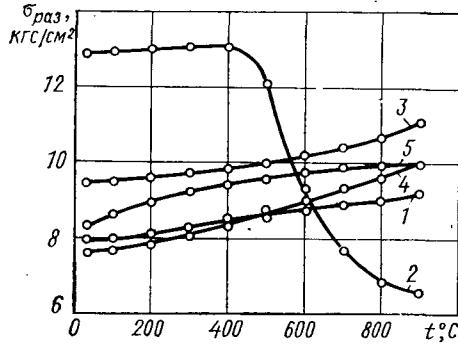


Рис. 2. Зависимость прочности керамических образцов от температуры при скорости нагрева 10°C/мин (обозначения те же, что на рис. 1)

и двух слоев на жидким 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 жидким стекле, показали практическую равнозначность 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 НИИТавтпрома в последнее время получает 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 присыпочного наполнителя при комбинированном способе, с сохранением технологии приготовления и применения супензии на пылевидном кварце, но в ка-

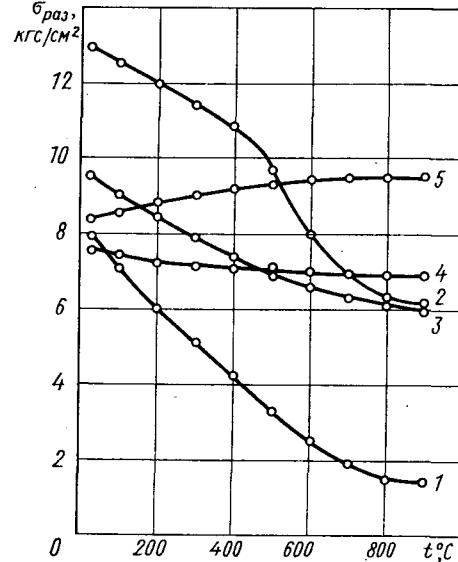


Рис. 3. Зависимость прочности керамических образцов от температуры при скорости нагрева 100°C/мин (обозначения те же, что на рис. 1)

честве наполнительного материала в супензии 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 гепловом 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 урежиму 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, устраивается 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 дилатометрических 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).

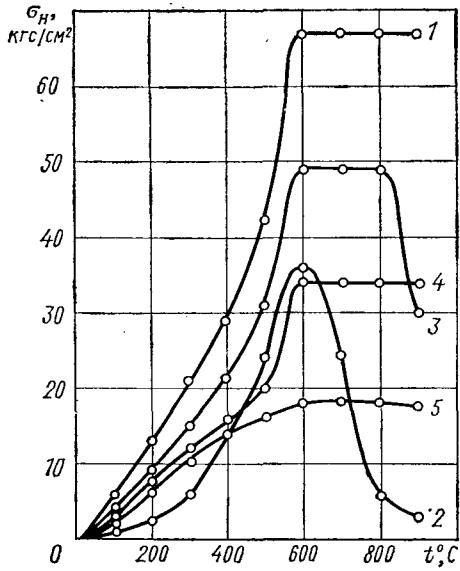


Рис. 4. Зависимость напряжений в керамических образцах от температуры (обозначения те же, что на рис. 1)

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 жидким 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 присыпочного 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 σ_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.

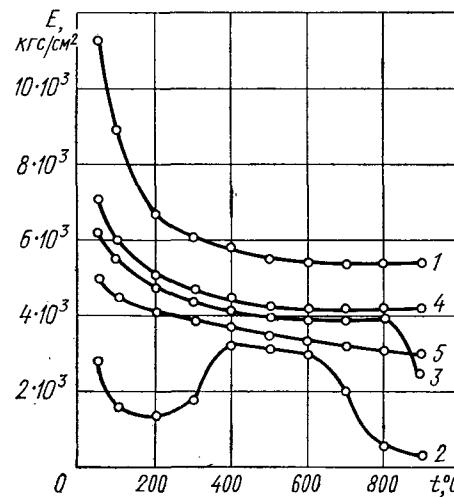


Рис. 5. Зависимость модуля упругости керамических образцов от температуры (обозначения те же, что на рис. 1)

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

$$\sigma_n = a E \Delta T \leq \sigma_{pa},$$

где $\Delta T = \frac{\sigma_{pa}}{a E}$,

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 жидким стекле 70

Пятислойная оболочка на основе пылевидного кварца и кварцевого песка: четыре слоя на этилсиликате и один слой на жидким 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 жидким 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 высокоглиноzemном 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 жидкостекольного 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 супензии и присыпки материалов с низким коэффициентом термического расширения (высокоглиноzemный 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 заполнимость 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 заполнимости форм сталью, имеющей температуру 1600—1610°C, показали, что максимальная заполнимость 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 литьих 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 лигой 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 германических 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 очистка газовых выбросов из сушильных установок для лакокрасочных материалов применяется 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 катализитическое 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 терморадиационных 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, обогащенныйарами 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 $m^3/ч$;

V_p — количество воздуха, требуемое для дожигания растворителя, в $m^3/ч$.

Загрязнение воздуха дымовыми газами, наоборот, ухудшает процесс горения природного газа, а с определенного предела содержания 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 $V_t = V_g''$ (где V_g'' — 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 отно-

шением $\frac{V_t}{V_b}$, 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

$$V_b = V_g' + V_{c,1}$$

где V_g' — количество первичного воздуха в объеме не менее стехиометрического, потребное для сжигания технологического топлива, в $\text{м}^3/\text{ч}$;
 $V_{c,1}$ — количество свежего воздуха, дополнительно подсасываемого в камеру сушки согласно правилам техники безопасности, в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Максимальную величину этого отношения 60—70% можно получить при $V_{c,1}=0$, 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

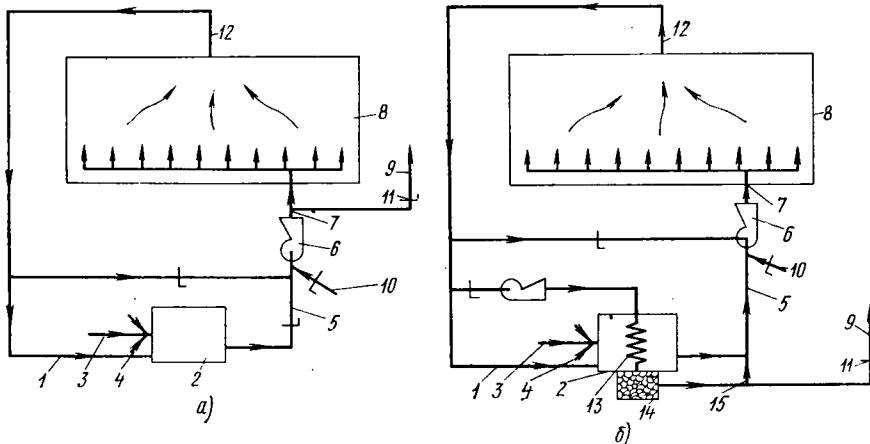


Рис. 1. Схемы конвективной сушильной установки с очисткой газовых выбросов

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 термокатализитический 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

$$V_{b,n} = V_b - (V_t + V_k),$$

где $V_{b,n}$ — 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

$$V_0 = V_g' + V_t + V_k.$$

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

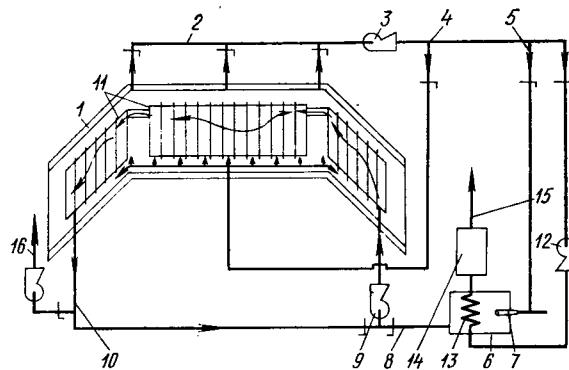


Рис. 2. Схема радиационно-конвективной сушильной установки с очисткой газовых выбросов

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 газы по

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

$$V_{\text{в.и}} = V_{\text{в}} - V_{\text{г.}}$$

Сушильные установки, в которых используются терморадиационные панели с непосредственным сжиганием газа, при модернизации требуют значительной реконструкции. Это объясняется тем, что, во-первых, существующие конструкции терморадиационных панелей не приспособлены для дожигания паров растворителя и требуют реконструкции топочной зоны; во-вторых, при сжигании природного газа в герморадиационных панелях температурный режим и загрязнение выбросов дымовыми газами более значительно влияют на полноту горения, чем при сжигании в отдельной топке; в-третьих, подача в терморадиационные 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 принятая 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 терморадиационными 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 терморадиационной 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 катализического окисления. Если температура смеси недостаточна для начала катализа, включается горелка разогрева 6. После выхода из катализического 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 терморадиационных 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% CO₂, растворителя в конвективной зоне — 20% всего количества. Загрязнение воздуха CO₂ до 1% практически не влияет на процесс сжигания газа в панелях. Однако обратное перетекание газов в конвективную зону приводит к ее загрязнению рас-

тврителем 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 $V_{\text{в}}$ и воздуха $V_{\text{г}}$, необходимого для сжигания топлива. При $V_{\text{в}} \leq V_{\text{г}}$ применяют способ попутного термического дожигания. Способ термокаталитической очистки применяется 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

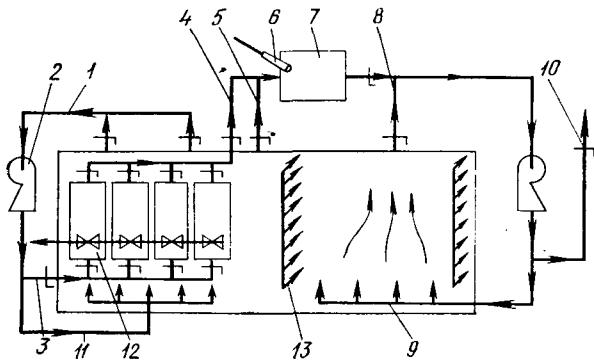


Рис. 3. Схема радиационно-конвективной сушильной установки со сжиганием газа в панелях

избыточное количество выбросов, которое находим по формуле

$$V_{\text{к}} = V_{\text{в}} - V_{\text{г.}}$$

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 правила техники безопасности о допустимых концентрациях растворителя в камере сушки не менее 10 г/м³ [7] аналогичны зарубежным (Швейцария и ФРГ).

Предложенные способы очистки методом попутного термического и термокаталитического 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

- Сенькович Э. В., Клаз М. М., Стронгин М. М. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.
- Friedmund R. — «Wasser, Luft und Betrieb», 1970.
- «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1970, № 21 (Авторское свидетельство № 274715).
- Сенькович Э. В. — «Газовая промышленность», 1970, № 2.
- Майзель Б. И., Окунь Б. Ц., Чепенко Н. К. Конвекционные сушильные камеры и использование продуктов сгорания газа для сушки лакокрасочных покрытий. Л., ЛДНТП, 1965.
- Борисенко С. И. и др. Альбом оборудования окрасочных цехов. М., «Химия», 1970.
- 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

ПЯТИЛЕТИМ 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 НИИТавтотпромом разработан сортамент рессорного проката Т-образного профиля (табл. 1).

Таблица 1

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

75/52,5×10/4 мм для изготовления задней рессоры автомобиля ЗИЛ-130, которая устанавливается и на автомобиль КАЗ-608, выпускаемый Кутаинским автозаводом. Перевод изготовления задних рессор автомобиля ЗИЛ-130 на прокат Т-образного профиля дает экономию 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.

Сортамент 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	$7^{+1,10}_{-0,15}$	65	2,3
пр-51А-2913101	$8^{+0,13}_{-0,15}$	65	2,7
пр-53А-2913101	$9^{+0,13}_{-0,15}$	65	3,0
пр-51А-2912101	$10^{+0,13}_{-0,15}$	65	3,3
пр-51А-291210-10	$11^{+0,13}_{-0,15}$	65	3,7

Примечания: 1. Поверхности Π и Π_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, волосовин, плен, закатов, раковин, пузырей, песчин и вдавленной окалины; допускаемые раковины, ребристы 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 полосы 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, внедряемое 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 промышленностью 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 изготавляемых 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; видманштеттова структура — не выше балла 1 шкалы 2; в ГОСТ 5640—59: точечная неоднородность, центральная пористость, ликвация, поджарковые пузьри 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.

Экономию 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 metallurgической промышленностью на специальные профили для колес до $\pm 0,2$ мм вместо $\pm 0,5$ мм позволяет получить экономию проката более 8 тыс. т в год. Кроме того, имеется еще ряд существенных требований к металлу, поставляемому metallurgической 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 экономию 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 ± 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 рулонной полосы толщиной до 4,5 мм для колес легковых автомобилей и сельскохозяйственных машин до 16 тыс. т в 1973 г. обеспечит экономию 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 колес на колеса 229Г-508 и 254Г-508 унифицированы и уже освоены Днепропетровским 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 травленом состоянии, с промасленной поверхностью.

Применение этой стали на Челябинском кузнецко-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

ЗАДАЧИ 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 ГПКТИ 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-статические нормы.

Общемашиностроительными типовыми нормами времени охвачена наиболее распространенная номенклатура металлорежущего (190 видов) и измерительного (110 видов) инструмента, изготавляемого 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, долблеков, 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 сопоставимость норм времени. При определении числовых величин типовых норм времени общемашиностроительные нормативы применялись с поправочными коэффициентами, учитывающими условия инструментального производства, размеры партии изготавляемых 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 изготавляемого 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 применяемости;

4) подробная разбивка технологического процесса на операции, благодаря чему типовыми нормами времени можно пользоваться нормировщиками и технологами;

5) соответствие предусмотренного нормами оборудования и оснастки, применяемым 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, руку 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 кинетическим 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 незначительно 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 кгс/см² 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 ($p = 10,5$ кгс/см²). 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

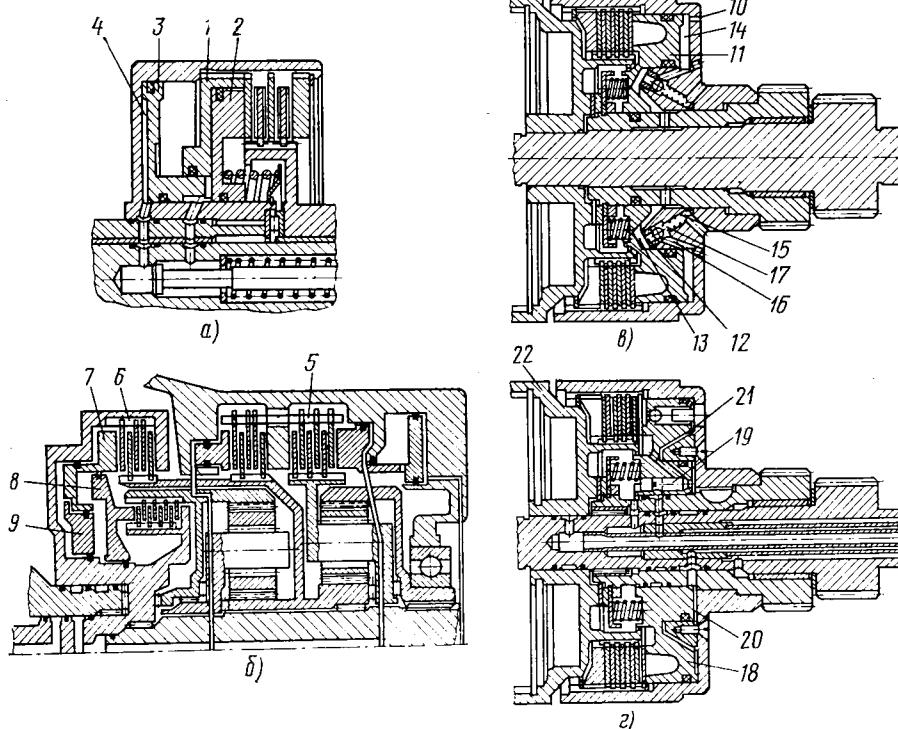
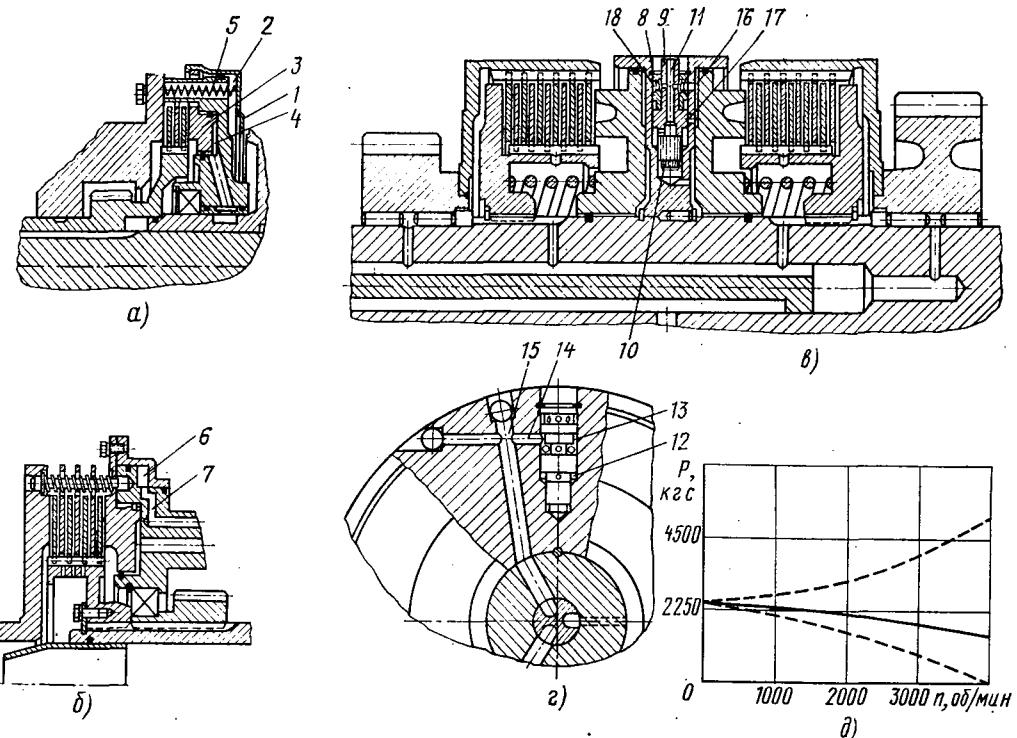


Рис. 1. Конструктивные схемы фрикционных муфт с несколькими исполнительными цилиндрами:

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



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

Второй вариант фрикционной муфты (рис. 1, г) предназначен также для работы на третьей ступени и заднем ходе. 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, управляет 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 применяют 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/см² 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 расположения большого пояска 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 пояска 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 фри-

ционных 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 комфорtabельности легковых автомобилей вынуждают применять сложные устройства, управляющие процессом переключения ступеней. Такие устройства содержат ряд клапанов, перекрывающих 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 перекрытие ступеней при переключении с низших на высшие — способствуют также обеспечению комфорtabельности 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—Гидромедиа—Гэтибе 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 упорное стопорное кольцо. При деформации его на 1 мм сила упругости составляет 120 кгс. Это показывает, насколько сложно плавно включать 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 устраивает 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 Дженерал Моторс, описаны клапаны, расположенные в корпусе фрикционной муфты. В патente № 3369639 фирмы Твин Диск рассматривается фрикционная муфта с клапаном плавного включения сливного типа, расположенным в поршне.

На гидромеханических передачах автомобилей БелАЗ устанавливают структурные схемы фрикционной муфты с цилиндром гидро-

держащие 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

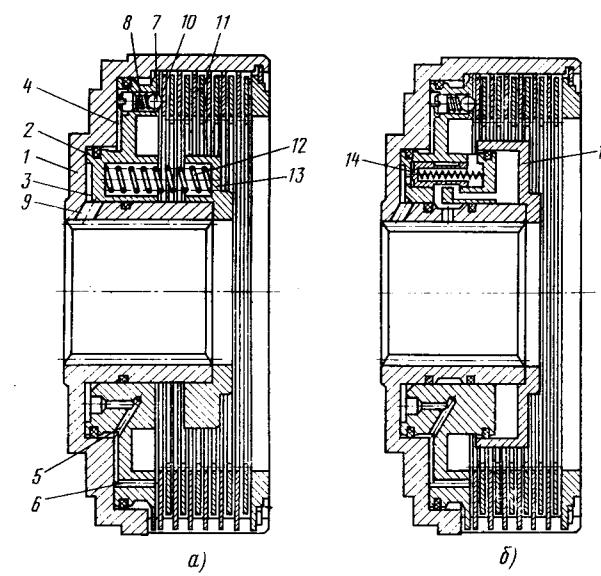


Рис. 3. Фрикционные муфты со ступенчатым поршнем:

а — фрикционная муфта, включаемая пружинами; б — конструктивная схема фрикционной муфты с цилиндром гидро-

времени разрыва потока мощности, но и плавное включение ступеней в передаче.

При выключении муфты поршень 2 возвращается в исходное положение пружинами 12, расположеннымными между поршнем 2 и опорой пружин 13.

Фрикционная муфта второго варианта (рис. 3, б) в отличие от предыдущей снабжена клапаном 14 и цилиндром 15 гидровыключения. 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 фрикционные муфты 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 вальевых 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. Фрикционные автоматические коробки 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 обряды 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 жидким стекле, являются высокая производительность, достигаемая за счет быстрого отверждения стержня в холодном состоянии в течение 30 с, отсутствие токсичных газовыделений, высокое качество поверхности стержней, стабильность размеров и хорошая выбиваемость. Стержни, изготовленные этим способом, можно использовать для получения отливок из чугуна и цветных сплавов. Для изготовления стержней применяется обычное оборудование, основанное на пескострельном принципе.

В ГДР пескострельные машины мод. KCBS 12 и KCBS 20 изготавливаются предприятием ФЭБ Гизаг. Производительность этих машин (в шт. в смену) при работе одного и двух операторов следующая:

KCBS 12 KCBS 20

Один оператор 300—600 125—200
Два оператора 650—1200 250—350

Пескострельная стержневая машина KCBS 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 340

Мощность в кВт 4,5

Средняя производительность в рабочих циклах в час на стержневой ящик 90

Изготовленные на машине KCBS 20 стержни быстро извлекаются из стержневого ящика и по истечении одного часа устанавливаются в форму, поэтому отпадает необходимость в драйерах.

Техническая характеристика машины мод. KCBS 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 KCBE 25/1 четырехколонной конструкции является дальнейшим усовершенствованием машин KCBS 12 и KCBS 20. Она предназначена для изготовления стержней объемом 3—12 дм³ в стержневых ящиках с вертикальным разъемом. Отверженные стержни автоматически отделяются от оснастки. Ручные работы сведены к извлечению стержней и очистке стержневого ящика. Техническая характеристика машины KCBE 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 пескодувные машины «Флэксимбломатик» нескольких моделей для изготовления стержней из смесей на смоляных связующих и на жидком стекле, твердеющих в холодных ящиках.

Машины модели СС — однопозиционные. Пескодувная головка имеет два положения: для наддува 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 пескодувной головкой. По окончании наддува 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 стержни 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. Генера-

Показатели	СВ-15-СС, СВ-154-СС	СВ-18-СС	СВ-25-СС, СВ-254-СС	СВ-184-СС
Размеры стержневого ящика в мм	457×650	508×762	711×965	508×812
Вес выдуваемой смеси в кг	24,9 8,6	56,6 15,3	56,6 27,1	56,6 15,3
Усилие прижима в тс				

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 Конструкционсбюро унд Аппаратэвау (ФРГ) изготавляет устройства для насыщения газами, оснащенные приспособлением для точного дозирования и распределения сжатого воздуха. Устройство состоит из опорной станины с пультом управления клапанами, дозирующими приспособлением и напорным резервуаром. В шкафу с вентилями находится масло и автоматические водоотделители. Устройство снажено прибором для контроля постоянного давления. Величина предварительного и последующего давления контролируется двумя специальными манометрами. Для регулирования давления азота предусмотрен предохранительный клапан.

ЛИТЕРАТУРА

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. «Technic 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

ФИРМА Бюик Дивижн оф Дженерал 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 штампуется. Производительность пресса 600 деталей в час.

Американской фирмой Дэвид Этчеллз (Машинери) Лимитед сконструирована машина «Малтифердж» для изготовления высадкой фланцев полуосей к автомобилям серии «Форд Кортин». 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 Дженерал Моторс Корпорейшн (США) повысить производительность до 450 деталей в час. Для штамповки валов применяются прутки из стали SAE 1038 диаметром 33 м 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 высаженной головки 106 мм. Из бункера заготовка диаметром 35 мм в вертикальном положении подается клещами на одну из восьми электровысадочных позиций

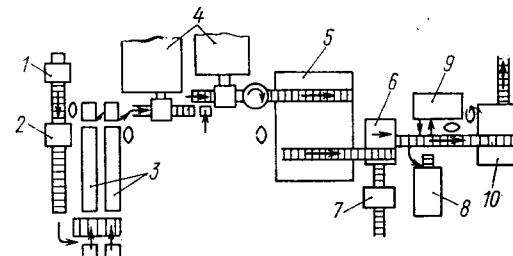
револьверного стола. На каждой позиции установлены индивидуальный трансформатор и гидроцилиндр привода пулансона для набора металла со скоростью 10 м/с. На следующую позицию заготовка передается также клещами. После полного оборота стола заготовка поступает на кривошипный горячештамповочный пресс усилием 800 тс, где головка штампуется 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 нагревается до температуры 621°C. После нормализации прутки очищаются и смазываются.

Следующая операция выдавливания выполняется на прессе фирмы Клиринг, предназначенному для холодного выдавливания деталей типа вала. Производительность пресса — 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 пруток 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 Нэншил Машинэри 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 обрезается обой. 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. ПИЛЬЩУК

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 литьевыми 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, изготавляемые холодной штамповкой

В Англии фирмой Diamond 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 выполняются 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/мм². 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», май 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—51.

Применение робота в прессовых операциях

Для автоматизации штамповки металлов служит последняя модель роботов («Multi-in-line»), разработанная фирмой

мой Auto-Place. Центры захватывающих устройств устанавливаются в соответствии с формой заготовок. Пальцы рук робота заменяются также в зависимости от формы заготовок. Система робота управляет 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 изменяется в процессе шлифования и на станок подаются соответствующие команды для получения окончательного размера. Прибор с двумя шупами, 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 шупы 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 износостойчивость инструмента и улучшить качество изготавливаемых 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 «Амрсо» (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 сдвоенных 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 включается 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 много раз превосходит ее по коррозионной стойкости и сроку службы. Эта система выпуска приспособлена для одиннадцати различных типов автомобилей.

«Sheet Metal Industries», апрель 1973, г. 50, № 4, с. 250.

УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В ЖУРНАЛЕ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ» В 1973 Г.

№ журн. стр.	№ журн. стр.
Передовые	
Технология автомобилестроения в девятой пятилетке	1 1
Титков А. И., Петрушов В. А. — Некоторые задачи перспективного развития конструкторских работ по отечественным автомобилям	2 1
Экономика и организация производства	
Бадюля А. К., Каримов А. И., Черешко В. В. — Прогрессивные способы межзаводских перевозок аккумуляторных батарей	1 3
Барановский Ю. В. — О методике оценки уровня производства	5 1
Белокриницкий В. В., Незванов В. В., Ходалов Д. И. — Тара для прессовых цехов	4 6
Бочков М. Г. — Результаты исследования процессов перемещения в литейных цехах	2 6
Жигулева Ф. В. — Эффективность планирования и внедрения комплексов мероприятий по техническому прогрессу	3 1
Иванова М. Г., Скрыник А. С. — Определение взаимосвязи показателей уровня организации производства, труда и управления с технико-экономическими показателями работы предприятия	8 3
Киселев Ю. М., Борисенко Л. К., Суторова В. И. — Совершенствование методов оперативного контроля и управления основным производством на автозаводах	6 1
Лаптев Б. Ф. — Межзаводская многооборотная тара — средство организации производства	11 1
Лахно Р. П., Ненашева Ж. А. — Об учете долговечности при планировании себестоимости изготовления автотранспортных средств	7 1
Новиков Л. И., Харитонов В. М. — Транспортирование сортового и фасонного длинномерного проката в оборотной металлической таре	3 3
Покровщев В. А., Котляренко А. Ю. — Механизация расчетов производственной мощности	8 1
Федорцов П. В. — О повышении технологичности конструкторских разработок на предприятиях автомобилестроения	6 4
Юсупович Б. Е. — Освоение проектной трудоемкости новых изделий	9 1
Юсупович Б. Е., Федорцов П. В. — О совершенствовании организации планирования	
и технической подготовки производства в автомобильной промышленности	4 1
Конструирование, исследование, испытания	
Авдонькин Ф. Н. — Зависимость износа деталей заднего моста от пробега автомобиля	8 26
Алексеев В. Ф., Василевский В. И., Воронин С. М., Пчелинцев А. А. — Термовой расчет автомобильных генераторов переменного тока	4 17
Андронов М. А., Гангус В. Е., Гаврютин Ю. К., Чухустов Ю. С. — Определение расположения органов управления автомобиля по антропометрическим характеристикам водителя	3 17
Андронов М. А., Межевич Ф. Е., Фридлянов В. Н., Гаврютин Ю. К. — Антропометрические измерения в исследовании безопасности конструкции автомобиля	5 15
Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Гаврютин Ю. К., Тимофеева Н. В. — Расчетное исследование параметров передней обзорности легковых автомобилей	7 9
Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Гангус В. Е., Тимофеева Н. В. — Математическое моделирование движения глаз водителя при исследовании передней обзорности легковых автомобилей	11 24
Армадеров Р. Г., Фрумкин К. А., Шапошник Л. Б., Кацнельсон Д. Э. — Стендовые испытания высокомоментного гидромотора	11 25
Арутюсов Л. Х., Залыгин В. И. — Прибор для автоматического замера расхода дизельного топлива	2 12
Арутюнян А. В., Иларионов В. А. — Испытание легковых автомобилей на удар	6 27
Архангельский В. М., Дербариемдикер Н. Д., Эпштейн С. С. — Исследование переходных процессов карбюраторного двигателя, переведенного на регулируемый режим принудительного холостого хода	8 9
Афанасов А. А., Назаров В. А. — К вопросу снижения затрат на изготовление изделий автотракторного электрооборудования и приборов в тропическом исполнении	2 20
Багров Г. М. — Некоторые вопросы обработки результатов генометрирования	3 25

№ журн. стр.	№ журн. стр.		
Багров Г. М., Ракша А. А., Малышенко Б. Н. — Выбор углов наклона стоек кузова легкового автомобиля	9 27	Гитлин Н. Н., Николаенко А. В. — Об организации питания двигателей легкого тоннажа	11 5
Балабин И. В., Логунов А. А., Прокопов В. В. — Исследование эксплуатационных качеств легкового автомобиля с шинами низкого профиля	6 22	Глухарев Н. Ф., Савченко Н. Н. — Имитация подъемов и спусков при стендовых испытаниях автомобилей	10 27
Балабин И. В., Давыдов А. Д., Сальников В. И. — Режимы использования тормозов и их термоагруженность при испытаниях	11 21	Горбунов К. В. — Технико-экономическая эффективность применения газотурбинных двигателей на грузовых автомобилях	1 6
Барский И. А. — Потери, вызванные радиальным зазором в лопатках регулируемого со-лового аппарата турбины	2 14	Грыженков В. М., Романовский Б. В. — Повышение долговечности цепей привода распределительного вала двигателя	6 12
Бахмутский М. М., Гинцбург Л. Л. — Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы автопоезд — водитель	2 32	Гурвич И. Б., Видерман А. Г., Макаров В. В., Умнов И. А. — О натурных испытаниях узлов двигателей на долговечность	9 5
Беленский Ю. Б., Мамити Г. И., Баранчик Г. Н., Денисов А. Г. — Стенд для испытаний тормозов автомобилей большой грузоподъемности	1 27	Гуреев А. А., Митрофанов В. А., Черняк Б. Я., Горячий Я. В., Азев В. С., Кольченко Б. Е. — О новых требованиях к детонационной стойкости высококтановых бензинов	7 5
Боровских В. Е., Дмитриченко С. С., Солянов А. Н. — Параметры распределений эксплуатационного ресурса рамы троллейбуса	7 17	Данилов В. В., Воинов В. А., Кучава А. А., Викарий С. И. — Газоотборочный электромагнитный клапан с электронным управлением	3 14
Бородин Ю. П., Паршин А. С., Хренов В. У. — Отметчики траектории для испытания автомобиля на устойчивость и управляемость	12	Дискин М. Е., Руднев В. Ф. — Расчет вязкостной муфты управления работой вентилятора	8 5
Бояджиев К., Калайджиев Х., Попов К. — Метод вычисления нагружочных характеристик четырехтактных дизелей	5 8	Дмитриев А. А., Шупляков В. С., Яценко Н. Н. — Особенности взаимодействия пневматической шины с микропрофилем дороги	5 27
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	Дюбек К. Л., Левин И. А., Антонов П. В. — Повышение безопасности легковых автомобилей совершенствованием тормозных систем	3 22
Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. — Выбор оптимального способа восстановления работоспособности подвесок при поломках рессор	2 34	Дюбек К. Л., Левин И. А. — Устранение высокочастотных вибраций барабанного тормозного механизма с помощью гасителя вибраций	4 28
Бурдасов Е. И., Кирсанов Е. А. — Назначение количества объектов при испытаниях на долговечность	6 15	Ермаков И. Н., Ратников И. А., Цимох И. Я. — Повышение долговечности гильз цилиндров двигателей	9 4
Василенко В. С. — Пути увеличения долговечности карданных валов	10 19	Ечестов Ю. А., Семов Д. С. — Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твердой дороге	12 18
Виташевский Е. П. — Исследование резинокордных упругих элементов с различными способами герметизации в автономных пневматических подвесках	11 29	Жуков А. В. — Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона	2 21
Вихерт М. М., Мазинг М. В. — Параметры топливной аппаратуры дизелей с непосредственным впрыском	11 8	Закс М. Н., Белокуров В. Н. — Уравнение бимоментов в «мягком» узле автомобильной рамы	5 3
Владыкин Н. Г., Геккер Ф. Р., Спицына Д. Н., Югов Б. В. — Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля	10 19	Захаров Л. А. — Распределение воздуха и горючей смеси по цилиндрям V-образного шестицилиндрового двигателя	12 5
Воинов А. Н., Нечаев С. Г., Туровский Ф. В. — Исследование калильного зажигания в форсированном двигателе воздушного охлаждения	8 22	Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. — Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах	10 15
Выборнов Э. П., Трусов С. М. — Анализ конструктивных схем автомобильных комплексных гидротрансформаторов	10 22	Иванов А. А. — Расчет автомобильных рам методом конечных элементов	4 26
Гапонян Д. Т., Кичжи А. С., Гаронин Л. С. — Исследование потерь в трансмиссии, вызываемых тормозами-замедлителями	1 23	Иващенко Н. И., Радин Ю. А. — К вопросу оценки ремонтопригодности автомобилей, их агрегатов и деталей	5 13
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	12 19	Иващенко Н. И., Гульченко И. М. — Исследование влияния износа деталей цилиндро-поршневой группы на мощностные и экономические показатели двигателей	6 14
Генбом Б. Б., Разумов А. Б., Гудз Г. С. — К вопросу применения тормозов-замедлителей на автопоездах	8 13	Игнатов Л. Н., Вендель В. Е., Бахмутский М. М. — Влияние степени изношенности насоса гидроусилителя на легкость управления автомобилем	1 14
Гинцбург Л. Л., Златовратский О. Д., Липгарт С. А., Носенков М. А. — О взаимной сопряженности управляемости легкового автомобиля и некоторых его объективных характеристиках	1 17	Игнатович И. В., Кутенев В. Ф., Самоль Н. Г., Павлов Н. И. — Определение содержания углеводородов в отработавших газах карбюраторного двигателя на холостом ходу	11 7
Гиссар В. В. — Исследование новой конструкции осевого потолочного вентилятора для вентиляции кузова автобуса	12 7	Ионас Я. Б., Старинский Н. Б., Голубович М. М. — Полнопоточные центрифуги с бесспловым гидравлическим приводом	5 10
		Исаевин Г. С., Наумов С. С., Денисов В. С., Ливанов Б. М. — Определение температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя	12 7

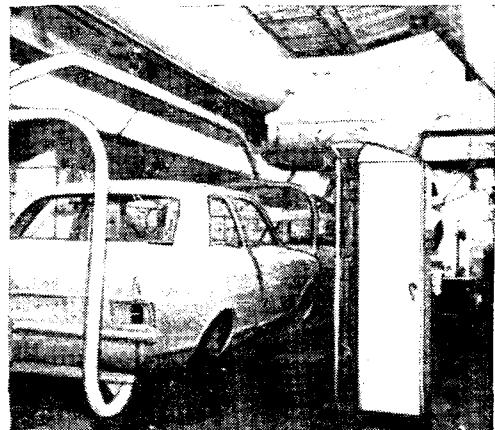
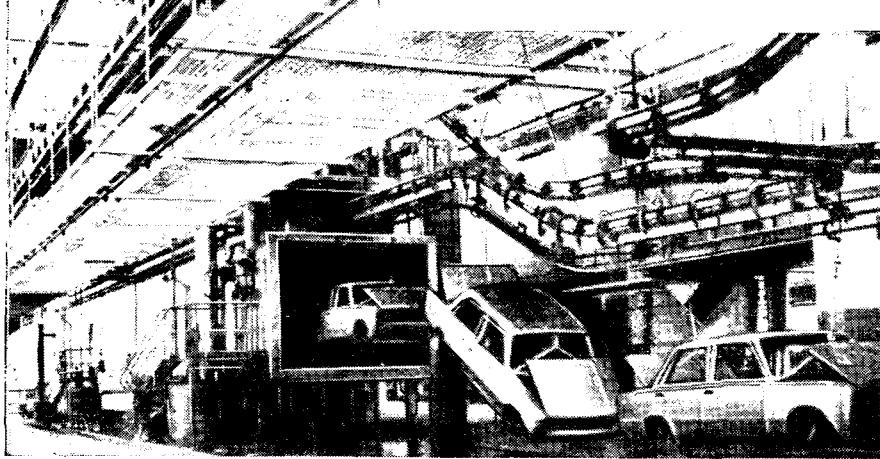
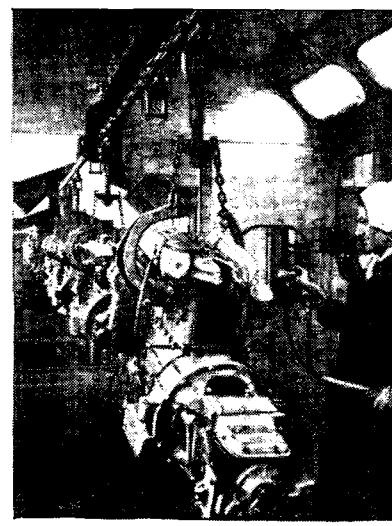
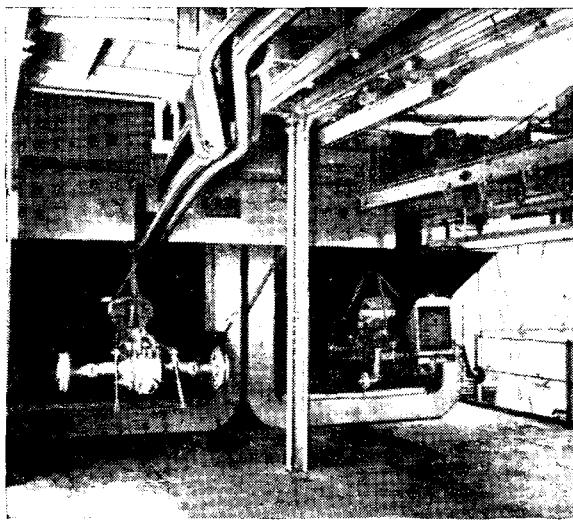
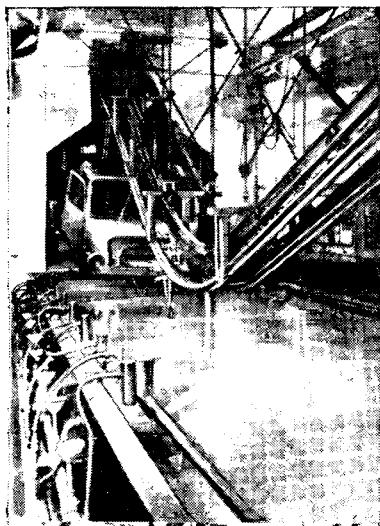
Киселев Б. А., Куроев Б. А., Ибрагимов В. И., Глаголовский С. А., Башков В. В. — Математическое моделирование газодинамических процессов во впускной системе двигателя	1	8	Мозохин И. Г., Воденисов А. Я., Сыроватский В. А. — Зависимость мощности двигателя ЗМЗ-21А от пробега автомобиля	11	4
Киселев Б. А., Морозов К. А., Ибрагимов В. И., Бикашвили А. Г. — Влияние емкости во впускной системе на наполнение четырехтактного двигателя	12	1	Морозов В. И., Шишацкий А. И., Катаев Н. Т. — Автомобильное колесо как элемент противоблокировочного устройства	3	21
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	Морозов Ю. А., Пархоменко Н. Д. — Конструктивные особенности двигателя автомобиля ГАЗ-52	3	29
Киороз 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	Московкин В. В., Шуклин С. А. — О приближенной оценке потерь мощности холостого хода в трансмиссии автомобиля	8	12
Коган Ю. А. — Общая методика расчета формы поршневых колец в свободном состоянии	12	9	Пабоких В. А. — Влияние тиристорной системы зажигания на работу карбюраторного двигателя	3	16
Комиссаржевская В. Н., Исааков А. Э., Гурвич И. Б., Волкова З. П. — Способ определения износа шеек коленчатых валов	2	17	Нарбут А. Н. — О расчете неустановившихся режимов движения автомобиля с гидротрансформатором	1	20
Корабельников А. А., Рамин Е. Л., Ефремов Б. Д., Медников В. В., Рыковский А. К. — Аппаратура для индцирования двигателей внутреннего сгорания	3	10	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
Корчемный Л. В., Синельников Л. Н., Ивлев В. П. — Определение коэффициента демпфирования колебаний клапанной пружины двигателя	3	11	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
Косолапов Г. М., Сидоров Е. Н. — Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении	2	26	Немцов Ю. М., Колотилова Т. Ф., Крашенинников А. А. — Исследование зацепления рулевого механизма типа глобоидальный червяк — двухгребневый ролик	12	15
Косолапов Г. М., Ревин А. А. — Тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами на задних колесах	9	21	Несвистский Я. И., Марков О. Д., Мамчур Г. Ц. — Технико-экономическая эффективность применения моторного тормоза-замедлителя на автомобиле КрАЗ-256Б	10	10
Костров А. В., Яров Б. С. — Аналитический расчет температурного поля днища поршня двигателя автомобиля «Москвич-412»	5	6	Осенчугов В. В., Чанков А. В. — Методика выбора конструктивных схем автобусов	11	15
Кригер А. М. — Работы над перспективными автомобилями	2	9	Османов М. О., Султанов М. Ю., Беленский М. С. — Эффективность применения платинового, палладиевого и меднохромоокисного катализаторов для обезвреживания отработавших газов двигателя	3	13
Крокос Е. Л. — Особенности тормозных режимов автопогрузчиков	5	18	Островцев А. Н. — Пути развития прикладной науки по автомобилю	3	5
Круглов М. Г., Чистяков В. К. — Номограмма для определения параметров газа в цилиндре и выпускной системе двигателя	6	10	Островцев А. Н., Дербариемидер А. Д., Юдкевич М. А. — Развитие теории рабочего процесса и исследование конструкции продольно-упругой подвески-автомобиля	12	10
Крылов О. В. — О взаимосвязи шимми и тряски	8	15	Панов Ю. М., Егорова А. П., Чумак В. И., Гурвич И. Б. — Оценка износстойкости шеек коленчатых валов двигателей методом ускоренных стендовых испытаний	1	11
Кудрявцев С. М. — Исследование напряжений кузова легкового автомобиля расчетным путем	1	15	Певзнер Я. М., Гридацов Г. Г., Плетнев А. Е. — О нормировании плавности хода автомобилей	11	11
Кузнецов Ю. И. — К расчету конструктивных параметров, обеспечивающих устойчивую работу резинокордного упругого элемента	10	25	Петренко А. М. — Исследование тепловых потерь энергии в пневмогидравлических рессорах	6	24
Маневич В. А., Маневич М. А. — О математическом моделировании поверхности детали кузова автомобиля	5	12	Пирковский Ю. В. — Общая формула мощности сопротивления качению полноприводного автомобиля	1	34
Мариенбах Ю. Л., Черейский Е. Е. — Исследование устойчивости движения автомобиля по прямолинейной траектории	10	16	Пономарев О. П., Булгаков Д. А. — О возможностях повышения технико-экономических показателей двухтактных дизелей	4	10
Маркеев В. В. — Факторы, влияющие на стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов	4	12	Пономарев О. П. — Метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных дизелях	10	4
Масино М. А. — Исследование износов и методика определения коэффициентов восстановления корпсусных деталей автомобилей	8	19	Попов Б. Н. — Влияние нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели легковых автомобилей	7	15
Машенко А. Ф., Меламуд Р. А., Нгуен Хуан Кан — Определение параметров скоростной фрикционной характеристики тормозов автомобилей	2	23	Редчиц В. В. — Определение максимального момента сопротивления повороту управляемых колес на месте	9	17
Меняк В. Я., Карабасов О. Г., Горелик Б. М. — Распределение отказов автомобильных резиновых деталей	11	27	Резяков Е. М., Тольский В. Е. — Оценка вибраакустических характеристик кузова легкового автомобиля	6	17
Михайлов В. Г., Волчанский В. И. — О выборе оптимального внутреннего давления вшине 18.00-25	11	22	Рудина М. Я., Ломако Д. М. — Колебания автомобилей большой грузоподъемности с гидропневматической частично связанный подвеской при случайных внешних возмущениях	9	18
Михайловский Е. В., Тур Е. Я. — Влияние формы кузова грузового автомобиля на его аэrodинамику	3	20	45	www.booksuite.ru	

- Рытвинский Г. Н., Райков И. Я. — Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов
- Савельев Г. В. — К вопросу создания конструкций колес для бескамерных шин регулируемого давления
- Силуков Ю. Д., Плужников Н. И. — Статистические характеристики воздействия микропрофиля лесовозных дорог
- Сиренок В. Н. — Колебания человека в автомобиле
- Смирнова И. А., Ямпольская Э. Г., Ершова М. И., Дицур М. М., Гжельский А. Б., Купершмидт В. Л. — Работоспособность аккумуляторных батарей в разрядных режимах при низких температурах
- Спицына Д. Н., Геккер Ф. Р., Владыкин Н. Г., Стешенко Б. А., Парилова Л. Г. — К вопросу о кручении автомобильных рам
- Стефанович Ю. Г. — О диссипативных силах в трансмиссии автомобиля
- Третьяков Н. П. — Методика анализа работы карбюратора с помощью ЭВМ
- Грикоз А. А., Гинцбург Л. Л., Алексеев А. И. — Экспериментальное исследование курсовой устойчивости автомобиля с передними и задними управляемыми колесами
- Тураев Х. Т., Фуфаев Н. А., Шишкин В. И. — Экспериментальное определение коэффициентов упругости шин
- Успенский И. Н. — Определение длины листов рессоры
- Фаробин Я. Е., Петровский Г. В. — Оценка влияния конструктивных параметров на эксплуатационно-технические качества многоосных автомобилей
- Фаробин Я. Е. — Статическая поворотливость прицепов-тяжеловозов
- Фесенко С. С. — О размерности неуравновешенности валов
- Фортунков Д. Ф. — Влияние типов и качества шин на интенсивность их износа и эксплуатационные показатели легкового автомобиля
- Фрумкин К. А., Армадеров Р. Г., Шапошник Л. Б. — Мотор-колесо с высокомоментным аксиально-поршневым регулируемым гидромотором
- Храмов Ю. В., Фигуров И. В., Шур О. З. — Математическое моделирование движения автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием
- Цимберов П. И., Козленко Ю. Л., Беленький Ю. Ю. — Анализ эффективности подпрессоривания кабины грузового автомобиля
- Цой И. М., Губчевский В. П., Махалов А. И. — Методика испытания масляного картера двигателя на герметичность
- Чирков И. Ф. — Прибор для контроля соосности постелей под вкладышами коленчатого вала
- Шершнев А. А., Попов М. Т., Силаев В. И. — Тепловой режим шин в зоне контакта с дорожным покрытием
- Школьников М. Б., Крылов А. А. — Расчет пассажирского салона кузова легкового автомобиля на кручение
- Школьников М. Б., Крылов А. А., Неженцева И. Г. — Исследование напряжений кузова легкового автомобиля при кручении
- Школьников М. Б., Ласевич Л. Г., Беляков Н. И. — Об основной системе для расчета кузова автобуса на кручение
- Шнейдер Ю. Г., Лебединский Г. Г., Иванов И. А. — Исследование влияния маслодемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику их износа
- Шойхет Б. М., Коган В. Л. — Статистические исследования вертикальных нагрузок на несущие узлы автомобиля БелАЗ-540

- 4 8
- 4 18
- 5 20
- 1 32
- 10 8
- 8 28
- 5 24
- 6 7
- 8 25
- 9 14
- 4 25
- 1 29
- 7 18
- 3 28
- 2 30
- 4 23
- 7 13
- 12 25
- 7 9
- 4 15
- 12 21
- 6 19
- 7 21
- 10 12
- 7 7
- 8 17
- Штейнберг А. С. — Уровень токсичности автомобильного газотурбинного двигателя
- Шуклин С. А., Борзенков В. А., Быков В. И., Гриঙауз Н. М. — Экспериментальное исследование плавности хода многоосных полноприводных автомобилей
- Яхимович В. А., Емец З. Г. — О факторах, влияющих на измерение эпюры сил поршневых колец
- Яценко Н. Н., Розов Р. А., Слыхов А. А., Шалдыкин В. П. — Выборочная оценка грунтовой дороги по результатам режимометрирования полноприводных автомобилей
- Технология
- Александров В. Н. — Определение долговечности и работоспособности упрощенных шарикоподшипников
- Алексеев Г. И., Голованов В. Н., Селинская Л. Я. — Фильтрующие добавки для непрерывной очистки электролитов блестящего никелирования
- Бортовой В. Д., Коткис М. А., Смоленцев Г. Т. — К вопросу теплостойкости наружных пружин сцепления
- Бунтов В. Н., Новиков А. Б., Петухов Б. А., Аввакумов К. С. — Упрочнение коленчатых валов дизелей поверхностным пластическим деформированием
- 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
- Васин И. И., Тихомиров М. Н. — Определение эффективности технологических смазок, применяемых при листовой штамповке
- Ведмедь Ю. П., Юдович С. З., Фишман И. М., Мишанин В. Г. — Определение напряжений в детали при листовой штамповке
- Вейсман В. Ф., Скарзов Н. Е. — Шагающий конвейер с пневмоприводом
- Воронин А. В., Стржемечный М. М., Писарев Е. В. — Экспериментальная проверка траектории движения вала во втулке
- Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — Технологическое обеспечение сборки редукторов ведущих мостов автомобилей
- Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — Поведение конических подшипников и качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей
- Горфинкель Н. И., Шац-Гольденштейн М. Я. — Совершенствование технологии изготовления ободьев колес из горячекатанных профилей
- Давидсон А. М., Голубев В. С., Дуняшев В. Г., Коновалов А. И., Рабинович Л. Н., Седов Н. В. — Особенности механической обработки магниевых сплавов
- Демидов И. Н. — Изготовление крупногабаритных изделий из стеклопластика методом нагнетания связующего в вакуумированную форму
- Десятник В. С., Минаков А. П. — Обработка криволинейного профиля головки разжимного кулака колодочного тормоза
- Дудко Д. А., Максимович Б. И., Ченгуряев Л. И., Заводян В. В., Агафонов Н. Г., Мираков Э. С., Бородулин Е. Г., Мензенкампф А. Г. — Технология, сплавы и оборудование для наплавки клапанов способом наплавки
- Ершович А. Н., Иванов А. А., Ушерович Б. И. — Цилиндры двигателей воздушного охлаждения из чугуна с малыми примесями сурьмы
- Жугин Н. Г., Коган В. М. — Внедрение прогрессивной технологии на Уральском заводе

Зверев Е. К., Колесниченко В. Д., Цейтлин Л. Б., Иванов Г. Б., Евстратов С. С. — Пути повышения стойкости неперетачиваемых твердосплавных пластин	11	34	Рождественский В. В., Шумский Е. Г. — Изготовление гофрированных поверхностей нагрева высокой компактности методом проката	4	32
Иванова В. М., Яшунский Р. Г., Кашицев Ю. А., Юрьев А. В. — Исследование процесса сборки и сварки колес с использованием математико-статистических методов	7	24	Рыжиков А. А., Санков И. И. — Тормозные барабаны из магниевого чугуна	6	32
Исаков А. Э., Кашицев Ю. А. — Исследование жесткости рычагов в суперфинишных головках охватывающего типа	8	34	Савостьянов А. Н., Дмитриев П. Т., Кротов В. П. — Совершенствование технологии соединения дисков с ободьями колес грузовых автомобилей ЗИЛ-130	3	32
Ицыксон Е. М., Желтухина Э. С. — Графический метод построения профиля инструмента и обратное обкатывание крупногабаритных деталей	3	33	Семенов В. М., Раухтадт А. Г., Серебрин С. М., Минаев В. Н. — Поверхностное упрочнение дробью обезуглероженной рессорно-пружинной стали	3	35
Козловский М. А., Козловский А. А., Петренко А. Г. — Гидроабразивная центробежная очистка внутренних поверхностей трубчатых заготовок	10	35	Сенькевич Э. В. — Очистка газовых выбросов от паров растворителя в технологических схемах обогрева сушильных установок	12	31
Корнеев В. А., Ерина И. И., Боронина Г. Г., Чернышenko О. Е. — Спектральный метод определения сурьмы в чугунах	8	37	Скворцов Г. Д., Кравчун С. И., Розен Г. М., Шумейко Д. И. — Механизация прессово-кузовных работ в условиях действующего производства	11	31
Корниенко Г. И., Саклинский В. В., Нерсисян Р. Ш. — Порошковые титановые шатуны	10	36	Смуроев А. М. — Кинематические условия деформирования на молотах	5	36
Кузьменко А. Ф., Андronов Н. В., Пикалов В. И., Пашко Н. М. — Накатывание наружной резьбы с тангенциальной подачей роликов	11	35	Сокол И. Б., Старикова Н. С., Житкова Л. А. — Некоторые вопросы обжига форм в вакууме	4	31
Лебедев Ф. К. — Расчет износстойкости узлов трения с пластмассовыми деталями	8	6	Тихонов А. К., Шкурко Н. В. — Термическая обработка главной пары редуктора заднего моста автомобиля ВАЗ	8	30
Липчин Т. Н., Никулин Л. В., Поздеев В. М., Шеламов В. А., Янчук В. Н. — Магниевые сплавы для литья под давлением в автомобильной промышленности	8	33	Усиков И. Т. — Экономия металла в автомобилестроении путем повышения качества и точности проката	12	34
Люмаров Е. Н., Повар В. И., Новик Ф. С., Юсфина Л. И. — Изучение свойств некоторых цементуемых сталей для тяжелонагруженных шестерен с помощью корреляционного анализа	5	34	Храмченков А. И., Волков В. М. — Методы дегазирования, рафинирования и модификации жидкых алюминиевых сплавов	7	31
Масловский В. В., Маркин Г. М., Дудко П. Д., Дудко В. Е., Алексеев В. И., Баранов К. А. — Изыскание резервов при абразивных доводочно-притирочных работах	1	38	Чичинадзе А. В., Таланов П. И., Брауди Э. Д., Канторович В. И., Сироткин З. Л., Шерман А. Д., Денисов А. Г. — Исследование тормозных барабанов автомобилей большой грузоподъемности	7	29
Мещерин В. Т., Соловцов С. С., Тимонин А. И. — Параметры точной резки сортового проката в штампах при высоких скоростях деформирования	7	27	Шершнев А. А., Попов М. Т., Силаев В. И. — Тепловой режим шины в зоне контакта с дорожным покрытием	12	21
Митъкин А. Н., Головин В. А., Кулаков В. П., Богодист В. А. — Холодная объемная штамповка внутренней гайки крепления сдвоенных колес автомобиля	6	35	Яшин Ю. Д., Лунев Е. А. — Исследование обрабатываемости стали марки 18ХНМФА	10	31
Мурашов В. В., Ильин В. М., Захарова Т. Т. — Оценка прочностных свойств стеклопластика АП-66-151 в тонкостенных крупногабаритных деталях без их разрушения	9	34	Информация		
Натанзон Е. И., Глиннер Р. Е. — Достижение оптимальных прочностных качеств зубчатых колес из стали 55ПП	11	37	Автосервис-73	5	45
Осадчий В. Я., Ольша А. М., Фридель И. С., Дорфман В. С., Летчфорд Н. И., Шарипов Э. И. — Качество и штампаемость листовой стали для деталей автомобиля ВАЗ-2101	5	30	Андреев М. Б. — Безопасное колесо легкового автомобиля	6	43
Осмоловский Ф. А., Фрумин Ю. Л. — Новый способ нарезания резьбы в шариковых гайках	3	30	Андреев М. Б. — Усовершенствование подшипникового узла колес легковых автомобилей	7	42
Пастернак Б. И. — Общемашиностроительные типовые нормы времени на изготовление металлорежущего и измерительного инструмента	12	35	Балабин И. В. — Всесоюзное научно-техническое совещание «Пути повышения безопасности конструкции автомобилей в девятой пятилетке»	7	41
Пепелин Б. А. — Новая технология подготовки форм под заливку металлом в литье по выплавляемым моделям	12	28	Бараник И. Г., Регельсон Л. М. — Перспективы применения электронной автоматики на автомобиле	2	42
Платонов Б. П., Ефимычев Ю. И. — Надежность и долговечность литых деталей автомобильного двигателя	5	32	Барышников И. А. — Гидростатический привод задних колес прицепа	3	44
Платонов Б. П., Альмов Н. И. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием	9	29	Бобринский Ю. Н., Ершов В. И. — Перспективы применения промышленных роботов в автомобильной промышленности	7	36
Вологодская областная научно-исследовательская лаборатория по проблемам износостойкости и износостойкости материалов			Борисов К. А. — Новый узел включения кривошипного пресса модели 8-Д-60	1	44
Воронин А. А., Григорьев А. А. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием			Быкадоров А. Т. — Высадка автонормалий из малоуглеродистых сталей	2	46
Воронин А. А., Григорьев А. А. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием			Варганов Н. Н. — Литейное производство ФГРГ	3	40
Воронин А. А., Григорьев А. А. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием			Виноградова Е. А. — Холодное накатывание зубчатых колес	10	43
Воронин А. А., Григорьев А. А. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием			Волкомич А. А., Евсеев А. С., Орлов Г. М. — Всесоюзный научно-технический семинар «Современные методы изготовления литьевых форм и стержней в массовом производстве»	5	45
Воронин А. А., Григорьев А. А. — Повышение износстойкости чугунных блоков и гильз цилиндров двигателей модифицированием силикокальцием			Выгодский И. А., Лаврова Т. И. — Новый цех по производству автомобильных отливок из чугуна с шаровидным графитом в США	5	42

Высоцкий М. С., Кочеулов В. П. — Образцы новой техники на выставке в США	6	37	Рогожина Т. В. — Сварка трением в автомобилестроении	10	45
Высоцкий М. С., Кочеулов В. П. — Образцы новой автомобильной техники на выставке в США	8	45	Розенштейн М. Я. — Автоматизированные системы управления станками	3	37
Гальперин А. И. — Современные уплотняющие материалы, применяемые в автомобилестроении за рубежом	10	44	Селиванов И. И. — Новый американский автомобиль высокой проходимости типа 6×6	4	38
Ганцевич А. С. — Отрезное автоматическое устройство	11	43	Селиванов И. И. — Американский двухсекционный автомобиль грузоподъемностью 5 т	9	36
Гринберг Н. С., Сергеев А. Л. — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей	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 изготовления 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 Московского автомобильно - дорожного института	6	39
Карцев В. И. — Совещание инструментальщиков автомобильной промышленности	11	44	Спесивых С. А., Лежнева Е. И. — XXXI научно - исследовательская конференция Московского автомобильно-дорожного института (Автотракторные двигатели)	7	38
Клементьев М. А. — Концерн Фольксваген — проблемы и перспективы	4	36	Спесивых С. А. — Выставка фирмы Даймлер-Бенц	8	41
Ковалев Н. П. — Комплексная механизация и автоматизация транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ в автомобильной промышленности	11	46	Суханов М. В. — Новые установки для травления ленты в рулонах за рубежом	10	40
Козель Ю. Д., Бобятинский Л. Н. — Установка УПР-1 для определения стрелы прогиба рессоры по контрольной нагрузке	6	45	Фельдман Ф. Ю. — Горизонтальный держатель запасного колеса автомобиля	3	41
Колубаев Б. Д., Кедров Р. А. — Газобаллонные автомобили Италии	8	43	Чарный Д. И. — Механизм досыпания и насадки пластин радиаторов	10	39
Корейво В. Я., Тарасик В. П. — Направление развития фрикционных муфт гидромеханических передач	12	37	Чеботаев А. А. — Эффективность применения специализированных автомобилей с подъемным 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 батарей зарубежных фирм	2	45
Немцов Ю. М., Веселов А. И., Андрович М. А., Межевич Ф. Е. — Проблемы безопасности и перспективы развития конструкций легковых автомобилей	7	33	Шпитальников Б. И., Рыскин С. Е., Коробов А. Е., Ламбеха В. А. — Установка для ультразвуковой очистки коленчатых валов	10	42
Нифонтов Б. Н. — Конструктивные схемы зарубежных автопоездов большой грузоподъемности	3	42	Критика и библиография		
Новости в технологии машиностроения за рубежом	с 1 по 12		Акопян Р. А. — Рецензия на книгу Р. В. Ротенберга «Подвеска автомобиля». М., изд-во «Машиностроение», 1972	3	46
Озолинг Э. В. — Мягкое азотирование в расплавленных солях	4	41	Борисов В. Ф. — Рецензия на книгу Р. М. Петриченко, В. В. Основовского «Рабочие процессы поршневых машин (двигатели внутреннего сгорания и компрессоры)». Изд-во «Машиностроение», 1972	6	46
Оленев В. И., Ершов В. И. — Научно-технический семинар «Технология и средства механизации и автоматизации прессового производства»	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 научно-технического творчества молодежи	8	38	Вихерт М. М. — Рецензия на книгу Ю. Б. Свиридова «Смесеобразование и сгорание в дизелях». Л., изд-во «Машиностроение», 1972	9	45
Пильщук Т. С., Смурров А. М. — Состояние и перспективы штамповки поковок из спеченных порошковых заготовок	4	43	Лебединский А. П. — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Электроника в системах питания автомобильных двигателей», изд. 2-е. М., изд-во «Машиностроение», 1972	7	44
Пильщук Т. С. — Штамповка поковок полусей и коленчатых валов	12	41			
Рогожина Т. В. — Электроннолучевая сварка 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, Дженирал 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.

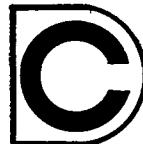
Благодаря такому широкому использованию установок ДРАЙСИС совершенствуются конструкции их отделочных установок и оборудования. Фирма ДРАЙСИС предлагает Вам самые последние технические достижения в области автоматической предварительной обработки, электрофорезной и програм-

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

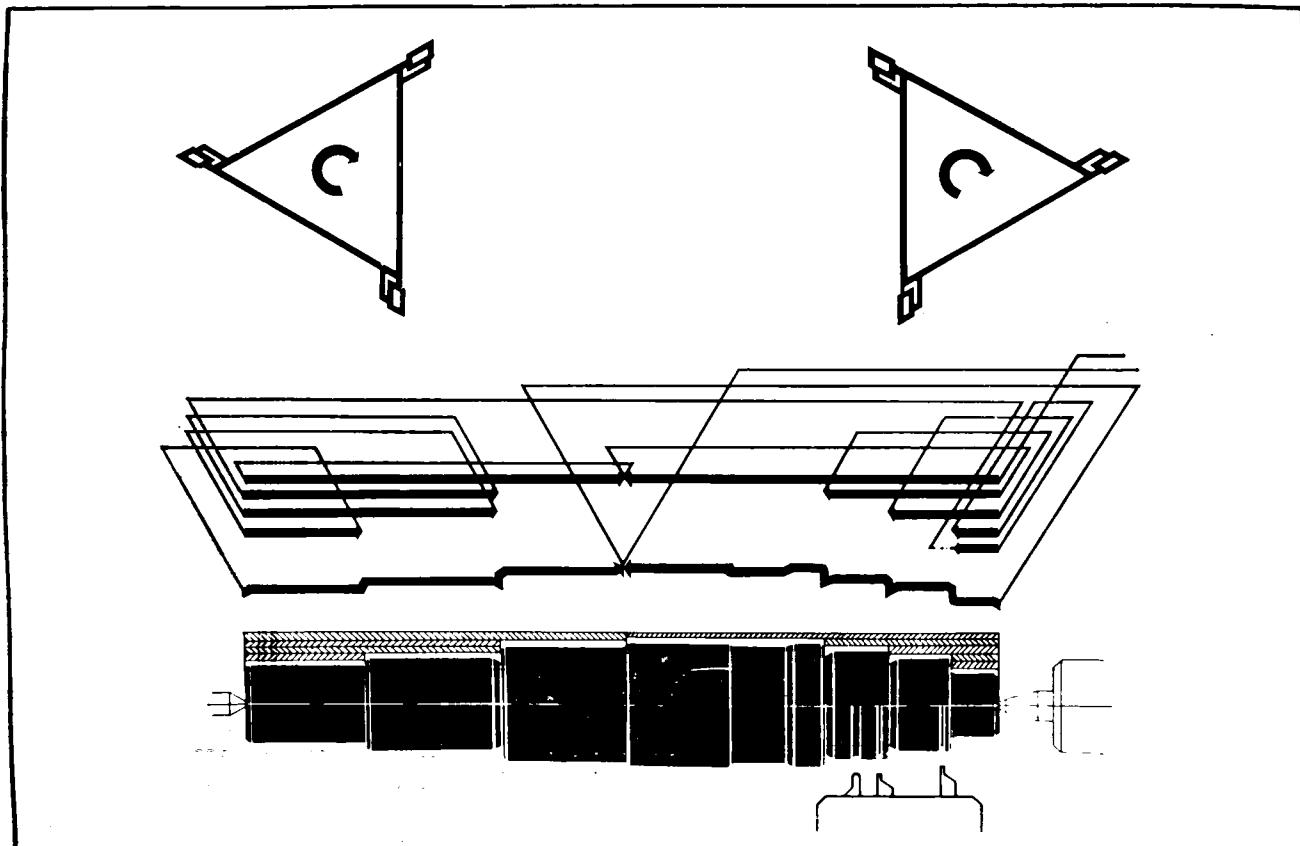


London, Paris, Bruxelles, Milano,
Augsburg, Madrid, Port Elizabeth,
Detroit, Sydney

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.

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 инструментоносителя для высоких сил резания снабжена:

простым инструментодержателем с быстросменным резцодержателем, двойным инструментодержателем с фиксатором, тройным инструментодержателем 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

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.