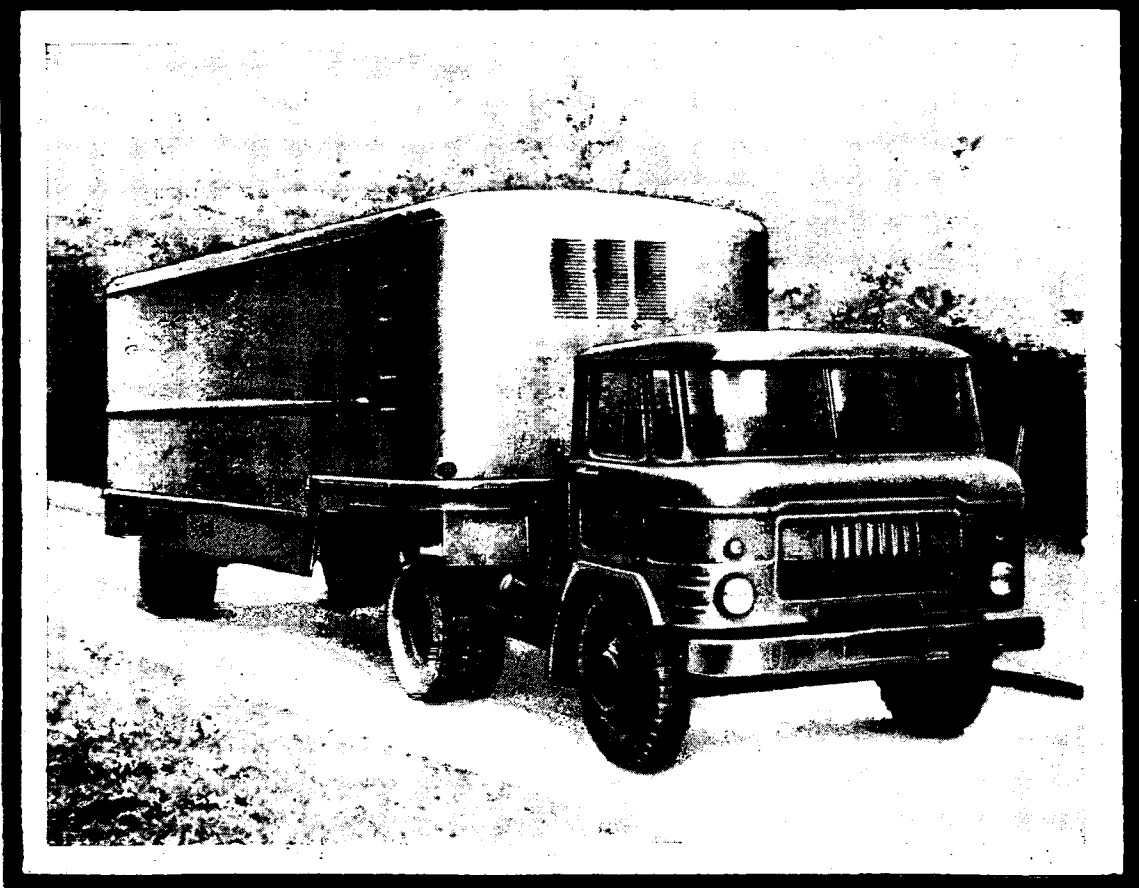


Автомобильная промышленность



4

1962

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

В. М. Покорный — О выборе сочетаний параметров кривошипно-шатунного механизма короткоходных двигателей	1
Д. Н. Донской — Исследование износов и деформаций деталей двигателей автомобиля «Волга»	4
Л. В. Корчемный — Некоторые особенности кинематики толкателя с плоской тарелкой	7
В. Ф. Родионов — Проектирование подвески силового агрегата легковых автомобилей	9
Л. А. Остроумов — Компрессор и регулятор давления автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131	15
В. Н. Москалев — К методике расчета гасителя крутильных колебаний	16
Г. В. Зимелев, Л. А. Бронштейн — Автомобильные поезда большой грузоподъемности	20
Н. А. Взятыйшев — Экспериментальное исследование нагрузочных режимов ходовой части прицепа	24
Б. Н. Морозов — К вопросу о подборе резинового упругого элемента тягово-цепного устройства	29
М. Л. Фрезинский — Новые тенденции в развитии автомобильных генераторов переменного тока	31

ТЕХНОЛОГИЯ

Д. Д. Мельман, Л. А. Чиждова — Приклейка накладок к колодкам тормоза взамен приклепки	34
Ю. А. Челышев, К. И. Фомичев — Автоматический станок для штамповки сухаря клапана	35
В. И. Благин, Б. С. Поспелов — Фрикционные металлокерамические детали в автоматических гидropередачах автомобилей ГАЗ	36
Ю. П. Волик, В. В. Войцов, А. М. Савин — Штамповка поковок автомобильных крестовин в разъемных матрицах	39

ИНФОРМАЦИЯ

К. М. Атоян — Автобусы «Украина»	42
М. С. Френкин — Подвижность автомобилей на пересеченной местности	44
Новые книги	3-я стр. обл.

На обложке — Седельный тягач ГАЗ-53П с полуприцепом рефрижератором ОАЗ-826.

Главный редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. Н. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149.

Технический редактор С. И. Шмелькина.

Корректор Е. А. Давыдкина

Сдано в производство 7/II 1962 г.

Подписано в печать 22/III 1962 г.

Т-03260 Тираж 17050 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75. Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 544.

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

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета
Совета Министров СССР
по автоматизации и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 4

АПРЕЛЬ 1962

ГОД ИЗДАНИЯ XXVIII

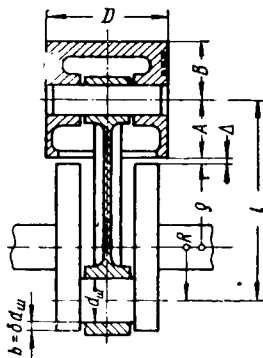
Конструирование Исследования Испытания

О выборе сочетаний параметров кривошипно-шатунного механизма короткоходных двигателей

Б. М. ПОКОРНЫЙ
НАМИ

В ПОСЛЕДНЕЕ десятилетие на автомобилях получили широкое распространение короткоходные двигатели, т. е. такие двигатели, у которых отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D меньше единицы. Причина этого заключается в ряде преимуществ короткоходных двигателей, из которых важнейшее — возможность форсирования по числу оборотов без увеличения средней скорости поршня. Одно из прочих существенных преимуществ — это уменьшение размеров двигателя по высоте. Полная реализация преимуществ короткоходных двигателей в отношении уменьшения размеров возможна лишь при выборе оптимальных параметров кривошипно-шатунного механизма. Целесообразно рассмотреть вопрос сочетания основных безразмерных параметров кривошипно-шатунного механизма двигателя $\frac{1}{\lambda}$ и $\frac{S}{D}$.

На рис. 1 схематически изображен кривошипно-шатунный механизм, у которого на коленчатом валу имеются противовесы. Рассмотрение этого случая имеет наибольший интерес, потому что в большинстве случаев короткоходные двигатели делаются с V-образным расположением цилиндров. У этих двигателей выбор размеров противовесов обуславливается необходимостью уравнивания сил инерции частей кривошипно-шатунного механизма. На рис. 1 изображено такое положение, при котором поршень находится в н.м.т. На основании рис. 1, пользуясь принятыми на нем обозначениями, напишем величину минимально возможной длины шатуна



где Δ — минимально допустимый зазор между кромкой юбки поршня и противовесом.

$$l = R + r + \Delta + A, \quad (1)$$

где Δ — минимально допустимый зазор между кромкой юбки поршня и противовесом.

Остальные обозначения ясны из рис. 1. У большинства автомобильных двигателей радиус противовеса r не превышает

наименьшей возможной величины (из условий обработки), равной $R + \frac{d_{ш}}{2} + b$, так как при этом размеры противовеса достаточны для уравнивания сил инерции. На основании сказанного примем

$$r = R + \frac{d_{ш}}{2} + \delta d_{ш}, \quad (2)$$

$$\delta = \frac{b}{d_{ш}}.$$

Величина $\frac{1}{\lambda}$ определится из формулы (1):

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{R + r + \Delta + A}{R}.$$

Подставляя из уравнения (2) значение r , получим

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{R + R + \frac{d_{ш}}{2} + \delta d_{ш} + \Delta + A}{R}. \quad (3)$$

Примем обозначения:

$$\alpha = \frac{A}{D}; \quad \beta = \frac{d_{ш}}{D}.$$

Величину R (радиус кривошипа) выразим через отношение $\frac{S}{D}$.

Заменяя R , $d_{ш}$ и A в уравнении (3) и произведя простые преобразования, получим зависимость между λ и $\frac{S}{D}$:

$$\frac{1}{\lambda} = 2 + \frac{\beta(1 + 2\delta) + 2\left(\alpha + \frac{\Delta}{D}\right)}{\frac{S}{D}}. \quad (4)$$

Рис. 1. Схема кривошипно-шатунного механизма.

Пользуясь полученной зависимостью (4), покажем на ряде конкретных примеров, как изменяется величина $\frac{1}{\lambda}$ с изменением $\frac{S}{D}$.

В первом примере рассмотрим конструкцию кривошипно-шатунного механизма с поршнем, не имеющим вырезов в юбке. Средняя величина α у карбюраторных двигателей равна 0,487, а у двигателей с воспламенением от сжатия (дизелей) — 0,585. Принимая $\alpha = 0,487$, $D = 92$ мм, $\beta = 0,63$, $\delta = 0,086$, $\Delta = 2$ мм и подставляя эти значения в формулу (4), получим зависимость $\frac{1}{\lambda}$ от $\frac{S}{D}$ для данного случая:

$$\frac{1}{\lambda} = 2 + \frac{1,758}{\frac{S}{D}}.$$

Результаты расчетов по этой формуле сведены в табл. 1.

Таблица 1

$\frac{S}{D}$	$\frac{1}{\lambda}$	$\frac{S}{D}$	$\frac{1}{\lambda}$
1,2	3,47	0,8	4,2
1,1	3,6	0,7	4,51
1	3,758	0,6	4,93
0,9	3,96	0,5	5,52

Из табл. 1 видно, что с уменьшением $\frac{S}{D}$ необходимая величина $\frac{1}{\lambda}$ непрерывно возрастает. Среднее значение $\frac{1}{\lambda}$ у современных автомобильных двигателей равно 3,6—3,8. Это значение, по-видимому, является оптимальным. Уменьшение $\frac{1}{\lambda}$ по отношению к среднему значению приводит к повышению бокового давления поршня на стенки цилиндра и увеличению сил инерции второго порядка поступательно двигающихся масс. Последнее имеет значение не только для тех двигателей, у которых эти силы неуравновешены, но и двигателей с уравновешенными силами инерции второго порядка, так как это сказывается на величине удельных давлений между трущимися деталями.

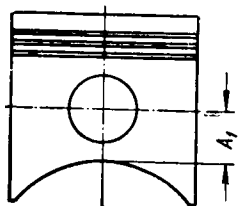


Рис. 2. Поршень с цилиндрическим вырезом.

Увеличение $\frac{1}{\lambda}$ по отношению к оптимальному значению приводит к ненужному увеличению высоты двигателя. Из табл. 1 следует, что при отношении $\frac{S}{D}$, меньшем 1, величина $\frac{1}{\lambda}$ должна быть увеличена по отношению к указанному среднему значению, что нежелательно. Во избежание этого в юбке поршня делается цилиндрический вырез, как показано на рис. 2. Это дает возможность приблизить поршень к оси коленчатого вала и таким образом уменьшить длину шатуна, а вместе с этим и величину $\frac{1}{\lambda}$. Величина выреза в поршне характеризуется размером A_1 (рис. 2), который, так же как и размер A , может быть выражен через диаметр цилиндра D . Примем обозначение

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{D}.$$

У карбюраторных двигателей допустимое минимальное значение α_1 приблизительно равно 0,28. При меньших значениях прочность поршня может оказаться недостаточной. У дизелей

минимальное значение α_1 должно быть большим из-за большого диаметра поршневого пальца и более тяжелого поршня.

Принимая $\alpha_1 = 0,28$, определим наименьшие по конструктивным соображениям значения $\frac{1}{\lambda}$ при различных отношениях $\frac{S}{D}$ для двигателя с теми же размерами, которые были приняты при подсчете табл. 1. Для этого воспользуемся формулой (4), заменив в ней α на α_1 . После подстановки всех величин окончательно получим

$$\frac{1}{\lambda} = 2 + \frac{1,344}{\frac{S}{D}}.$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

$\frac{S}{D}$	$\frac{1}{\lambda}$	$\frac{S}{D}$	$\frac{1}{\lambda}$
1	3,344	0,775	3,74
0,9	3,5	0,715	3,88
0,875	3,54	0,7	3,925
0,814	3,66	0,6	4,24
0,818	3,65	0,5	4,69
0,8	3,68	0,4	5,37

Из табл. 2 видно, что при поршне с максимально допустимым вырезом оптимальное значение $\frac{1}{\lambda}$ может быть получено при минимальном значении отношения $\frac{S}{D}$ приблизительно до 0,775. При дальнейшем уменьшении $\frac{S}{D}$ значение $\frac{1}{\lambda}$ неминуемо должно увеличиваться.

На основании табл. 1 и 2 построены графически зависимости между $\frac{S}{D}$ и $\frac{1}{\lambda}$ (рис. 3). В виде точек даны значения величины $\frac{1}{\lambda}$ и $\frac{S}{D}$ у различных автомобильных двигателей. При малых значениях $\frac{S}{D}$ большинство точек располагается между кривыми а и б. При больших значениях $\frac{S}{D}$ значения $\frac{1}{\lambda}$ близки к средней величине 3,6—3,8.

Как видно из рис. 3, в некоторых случаях имеется отклонение величины $\frac{1}{\lambda}$ от оптимальной в большую сторону. Это объясняется тем, что условие сохранения минимального зазора между кромкой поршня и противовесом, выраженное формулой (1), не является единственным для выбора длины шатуна. Во многих случаях длина шатуна бывает больше минимально возможной по соображениям унификации деталей двигателей с различными размерами. Кроме того, у V-образных двигателей, имеющих раздельные шатунные шейки противоположно расположенных цилиндров, зазор между нижней кромкой поршня и головкой шатуна противоположного цилиндра может быть меньшим, чем зазор между поршнем и противовесом. В этом случае минимальная длина шатуна определяется из условий предотвращения задевания головки шатуна за юбку поршня.

Из-за увеличения $\frac{1}{\lambda}$ при значениях $\frac{S}{D}$, меньших 0,775, конструктивная высота двигателя h (расстояние от оси коленчатого вала до днища поршня при нахождении его в в.м.т.) снижается значительно при уменьшении $\frac{S}{D}$ до 0,775. При дальнейшем уменьшении $\frac{S}{D}$ темп уменьшения конструктивной высоты будет меньшим из-за увеличения $\frac{1}{\lambda}$.

Для рассмотрения влияния величины $\frac{S}{D}$ на конструктивную высоту двигателя напишем зависимость между этими величинами. На основании рис. 1 можем установить, что

$$h = R + l + B.$$

Так как $l = R \frac{1}{\lambda}$, то

$$h = R \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) + B. \quad (5)$$

Кроме того,

$$R = \frac{S}{2} = \frac{S}{D} \cdot \frac{D}{2}.$$

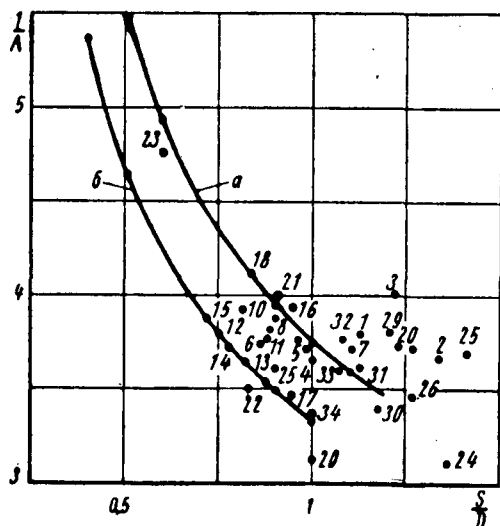


Рис. 3. Зависимость безразмерных параметров кривошипно-шатунного механизма двигателя:

a — поршень без выреза; b — поршень с вырезом; 1 — ЗИЛ-120; 2 — ГАЗ-51; 3 — М-20 «Победа»; 4 — М-21 «Волга»; 5 — «Москвич-407»; 6 — НАМИ-030; 7 — Ланция В-20; 8 — Фиат 600; 9 — Татра 603; 10 — Рамблер 8-6080; 11 — Форд Ферлайн 500; 12 — Форд 8-Монтери; 13 — Додж V-8-PD4-H; 14 — Корвет 8-867 и Корвер 6-500; 15 — Фалкон; 16 — Континенталь V-8-603; 17 — Континенталь 300; 18 — Форд EDM-2V; 19 — ГАЗ-13 «Чайка»; 20 — РИО; 21 — Рой Лайн; 22 — ЗАЗ-965 «Запорожец»; 23 — Форд «Новая Англия»; 24 — Рамблер 6-6010; 25 — КДМ-46 (дизель); 26 — Би Эм Си (дизель); 27 — Дойц F4L-712 (дизель); 28 — Мак EEND 673 (дизель); 29 — Каминс J-80 (дизель); 30 — Геркулес Д-426; 31 — Перкинс R6; 32 — ЯМЗ-236; 33 — Вокеша 180-DSC; 34 — Вокеша 195-DLCA.

Подставляя значение R в уравнение (5), получим

$$h = \left(\frac{S}{D} \right) \frac{D}{2} \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) + B.$$

Применяя обозначение $\frac{B}{D} = \gamma$ и разделив уравнение на D , окончательно получим

$$\frac{h}{D} = \frac{1}{2} \left(\frac{S}{D} \right) \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) + \gamma. \quad (6)$$

Определим изменение конструктивной высоты в зависимости от величины $\frac{S}{D}$ для двигателя, имеющего те же размеры, что и в предыдущем примере. Величина γ у существующих карбюраторных двигателей находится в пределах 0,5—0,7 для дизелей 0,65—0,9. Примем значение $\gamma = 0,554$ (поршень двигателя автомобиля «Волга»). Как видно из табл. 2, величина $\frac{1}{\lambda}$ при значениях $\frac{S}{D}$, больших 0,775, меньше среднего опти-

мального значения, поэтому при определении конструктивной высоты двигателя для значений $\frac{S}{D}$, больших 0,775, принимаем $\frac{1}{\lambda}$ постоянной и равной 3,8 (среднее значение). Подставляя в выражение (6) значения $\frac{1}{\lambda} = 3,8$ и $\gamma = 0,554$, получим

$$\frac{h}{D} = \left(\frac{S}{D} \right) 2,4 + 0,554.$$

При определении конструктивной высоты двигателя для значений $\frac{S}{D}$, меньших 0,775, величины $\frac{1}{\lambda}$ берем из табл. 2.

Результаты произведенных расчетов сводим в табл. 3.

Таблица 3

$\frac{S}{D}$	$\frac{h}{D}$	$\frac{S}{D}$	$\frac{h}{D}$
1,2	3,434	0,715	2,294
1,1	3,194	0,7	2,274
1	2,954	0,6	2,124
0,9	2,714	0,5	1,974
0,8	2,474	0,4	1,824
0,775	2,414		

По данным табл. 3 построен график изменения конструктивной высоты двигателя в зависимости от $\frac{S}{D}$ (рис. 4). Из рассмотрения этого графика следует, что большой выигрыш в конструктивной высоте двигателя за счет уменьшения $\frac{S}{D}$

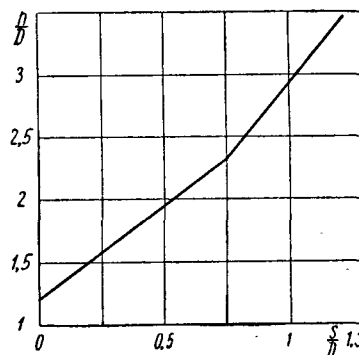


Рис. 4. Изменение конструктивной высоты двигателя в зависимости от $\frac{S}{D}$.

может быть получен до значения $\frac{S}{D}$, равного 0,775. При меньших значениях $\frac{S}{D}$ уменьшение конструктивной высоты происходит не так быстро. Однако в этом случае получается другая выгода: конструктивная высота двигателя уменьшается, несмотря на увеличение $\frac{1}{\lambda}$, что способствует уменьшению бокового давления поршня и сил инерции второго порядка.

Необходимо иметь в виду, что все полученные данные справедливы только для данного конкретного случая: $\beta = 0,63$; $\alpha_1 = 0,28$; $\delta = 0,086$; $\Delta = 2$ мм; $\gamma = 0,554$. При других значениях этих величин результаты вычислений будут несколько отличаться. Однако полученные результаты дают достаточно правильную ориентировку в выборе соотношений между $\frac{S}{D}$, γ и $\frac{h}{D}$, так как величины β , α_1 , δ , Δ и γ мало отличаются у различ-

ных двигателей, а влияние величины D на значение λ и $\frac{h}{D}$ очень незначительное. Определение соотношений между λ , $\frac{S}{D}$ и $\frac{h}{D}$ при других заданных величинах может быть легко произведено по приведенным формулам.

Таким образом, величины параметров $\frac{S}{D}$ и λ у короткоходных двигателей должны быть взаимно увязаны. При уменьшении $\frac{S}{D}$ неизбежно увеличение $\frac{1}{\lambda}$. Это может благоприятно сказываться на износостойкости поршня и является одной из положительных особенностей таких двигателей.

Исследование износов и деформаций деталей двигателей автомобиля «Волга»

Канд. техн. наук Д. Н. ДОИНСКОЙ

НИИАТ

ДВИГАТЕЛИ автомобиля «Волга» поступают в капитальный ремонт после пробега 80—150 тыс. км*. Анализ кривой распределения пробегов двигателей до капитального ремонта (рис. 1) показывает, что около 5% двигателей поступило в ремонт после пробега в 80—100 тыс. км. У этих двигателей в основном разрушались один или несколько поршней. В настоящее время Заволжский завод, выпускающий двигатели автомобиля «Волга», усилил днище поршня и поэтому подобный дефект отсутствует.

Согласно полученной зависимости для нового двигателя «Волга» за средний пробег до капитального ремонта принимается 130 тыс. км. Необходимо иметь в виду, что зависимость, приведенная на рис. 1, относится к двигателям, в которых из-за отсутствия запасных частей в процессе эксплуатации не заменялись поршневые кольца и тонкостенные вкладыши. Как показали исследования, после замены этих деталей большинство двигателей можно было использовать для дальнейшей эксплуатации.

Износы и деформации деталей шатунно-кривошипного механизма. Блоки цилиндров двигателей автомобиля «Волга» после отливки, помимо закалки, подвергаются старению при температуре 175° в течение 12 час.

Исследования показали, что, несмотря на искусственное старение, у блоков цилиндров двигателей, поступающих в капитальный ремонт, значительно нарушена геометрия и соосность гнезд вкладышей коренных подшипников. В результате деформации геометрия примерно 70% гнезд вкладышей коренных подшипников не соответствует ТУ. Не лучше обстоит дело и с соосностью гнезд вкладышей коренных подшипников. Так, ТУ Горьковского автозавода соответствуют только 10% блоков цилиндров двигателей, поступающих в капитальный ремонт. Выполненное исследование не позволяет определить закономерность износа коренных шеек и вкладышей в зависимости от величины несоосности гнезд вкладышей коренных подшипников. Однако результаты данных исследований показывают, что допустимая величина несоосности гнезд вкладышей коренных подшипников для двигателя автомобиля «Волга» может быть увеличена с 0,025 до 0,05 мм. При этом темп износа коренных шеек и вкладышей практически не возрастает.

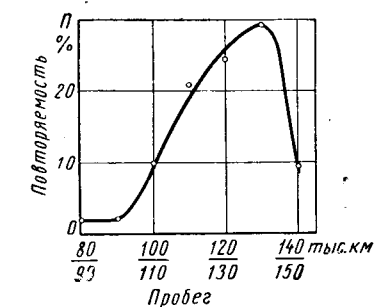


Рис. 1. Распределение величин пробегов двигателей «Волга» до капитального ремонта.

ренных шеек и вкладышей в зависимости от величины несоосности гнезд вкладышей коренных подшипников. Однако результаты данных исследований показывают, что допустимая величина несоосности гнезд вкладышей коренных подшипников для двигателя автомобиля «Волга» может быть увеличена с 0,025 до 0,05 мм. При этом темп износа коренных шеек и вкладышей практически не возрастает.

В результате увеличения допустимой величины несоосности количество блоков цилиндров, годных по соосности, возрастет с 10 до 55%. Значительное нарушение соосности и геометрии гнезд вкладышей возможно происходит от того, что режим старения не является оптимальным и не обеспечивает полного снятия внутренних напряжений, возникающих в отливке блока. Не исключено также, что геометрия гнезд вкладышей нарушается в результате длительного и сложного действия на

коренные подшипники целого комплекса сил (силы давления газов, инерции, затяжки болтов крышек подшипников и т. п.). Чтобы решить, какие факторы оказывают наибольшее влияние на искажение геометрии и соосности гнезд вкладышей коренных подшипников, необходимо выполнить ряд самостоятельных исследований.

Таким образом, исследования показали, что в процессе капитального ремонта двигателей «Волга» необходимо восстанавливать размер и геометрию у 70% гнезд вкладышей коренных подшипников.

Цилиндры двигателя автомобиля «Волга» выполнены в виде сменных «мокрых» гильз. Поэтому от размера и геометрии нижнего посадочного гнезда под гильзу во многом зависит герметичность сопряжения гильза — блок. Исследования по-

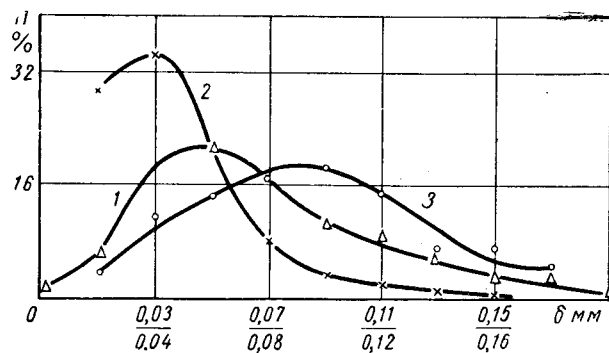


Рис. 2. Распределение величин износа, овальности и конусности цилиндров двигателей «Волга»: 1 — износ; 2 — овальность; 3 — конусность.

казывают, что 84% посадочных гнезд сохраняют номинальный размер.

На рис. 2 приведены кривые, характеризующие износ и геометрию гильз, а также величину зазора в сопряжении гильза—поршень двигателей, поступающих в капитальный ремонт.

Анализ кривой, представленной на рис. 2, показывает, что около 70% гильз изнашиваются по диаметру от 0,03 до 0,12 мм. В среднем это составляет 0,5 мк на 1000 км пробега.

Для двигателя автомобилей М-20 и ГАЗ-51, имеющих, так же как и двигатель автомобиля «Волга», короткую вставную гильзу из аустенитного чугуна, износ гильз на 1000 км пробега составляет 3—3,5 мк.

Согласно кривым (рис. 2), овальность и конусность 80% гильз не превышает соответственно 0,06 и 0,12 мм, а у двигателей автомобилей М-20 и ГАЗ-51, поступающих в капитальный ремонт, овальность и конусность цилиндров соответственно превышает 0,08 и 0,02 мм.

Кривая, приведенная на рис. 3, показывает, что в капитальный ремонт поступают двигатели автомобиля «Волга» с зазорами в сопряжении гильза—поршень от 0,06 до 0,35 мм. Зазор в сопряжении цилиндр—поршень двигателей автомобилей М-20 и ГАЗ-51, поступающих в капитальный ремонт, в среднем составляет 0,35—0,40 мм. Если для двигателя автомобиля «Волга» принять за предельную величину зазор в сопряжении гильза—поршень не 0,35—0,40 мм, а только 0,25 мм, то и в

* Исследовались 75 двигателей, поступивших в капитальный ремонт из различных таксомоторных парков Москвы.

этом случае окажется, что в настоящее время около 70% двигателей по сопряжению гильза—поршень поступает в ремонт преждевременно. Принятый для гильз ремонтный интервал в 0,5 мм даже при износе и искажении геометрии до 0,25 мм включительно позволит растачивать гильзы, не переходя через ремонтные размеры.

У двигателей автомобилей «Волга», поступающих в капитальный ремонт, величина прогиба коленчатых валов по средней коренной шейке не превышает 0,05 мм, а для 80% коленчатых валов прогиб не превышает даже 0,025 мм.

Шатунные и коренные шейки коленчатых валов двигателей «Волга», отлитых из магниевого чугуна, по окружности изнашиваются на эллипс, а по длине — на конус¹. Наибольший износ шатунных и коренных шеек происходит в плоскости, параллельной, а наименьший — в плоскости, перпендикулярной кривошипам вала. Неравномерность износа как шатунных, так и коренных шеек одного и того же вала составляет 0,02—0,03 мм и в редких случаях достигает 0,05 мм. Причем такого положения, когда одна из шатунных или коренных шеек постоянно изнашивается больше других у коленчатых валов двигателей «Волга» не наблюдается.

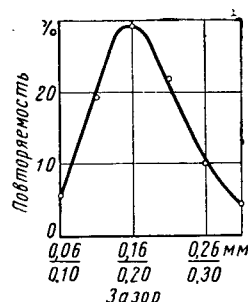


Рис. 3. Распределение величины зазора в сопряжении поршень—гильза двигателей «Волга».

Шатунные шейки коленчатого вала двигателя автомобиля «Волга» полые. Поэтому масло из коренных подшипников сначала поступает в масляные полости шатунных шеек, а затем уже в шатунные подшипники. При работе двигателя механические частицы, засоряющие масло, под действием центробежных сил оседают на внутренней поверхности шатунных шеек и в шатунные подшипники попадает только часть загрязнений. Поэтому шатунные подшипники смазываются более чистым ма-

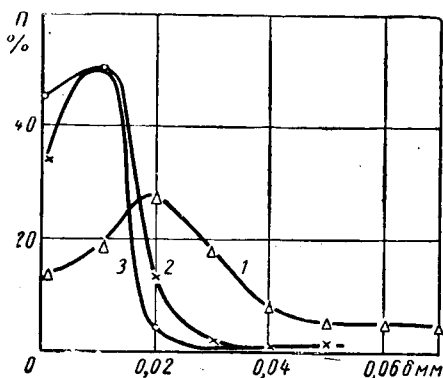


Рис. 4. Распределение величин износов, овальности и конусности шатунных шеек коленчатых валов двигателей «Волга»:

1 — износ; 2 — овальность; 3 — конусность.

слом, чем коренные. Очевидно, этим и объясняется то, что шатунные шейки в начальный период эксплуатации двигателей изнашиваются меньше коренных. В дальнейшем, когда масляные полости заполняются различными отложениями, в шатунные подшипники поступает масло с той же загрязненностью, что и в коренные, и темп износа шатунных шеек начинает превышать темп износа коренных шеек. Бывают случаи, что в процессе эксплуатации двигателя масляные полости шатунных шеек настолько заполняются твердыми отложениями, что мас-

ло почти не проходит к шатунным подшипникам, и последние расплавляются. Вследствие этого при ремонте двигателя совершенно необходимо вывертывать пробки масляных полостей шатунных шеек и тщательно очищать всю масляную магистраль коленчатого вала от различных твердых отложений.

На рис. 4 и 5 приведены кривые, характеризующие износ, овальность и конусность шатунных и коренных шеек коленчатых валов двигателей, поступающих в капитальный ремонт. Износ, овальность и конусность не превышают 0,07 мм, а для 90% шатунных и коренных шеек износ и искажение геометрии соответственно не превышают 0,04 и 0,03 мм.

Если иметь в виду, что средний пробег до капитального ремонта новых двигателей автомобилей «Волга» составляет 130 тыс. км, то износ, овальность и конусность шатунных и коренных шеек на 1000 км пробега для этих двигателей не превышает 0,5 мк. Такая высокая износостойкость шеек у коленчатых валов, изготовленных из стали, не наблюдалась.

Как шатунные, так и коренные вкладыши двигателя автомобиля «Волга» по окружности изнашиваются неравномерно. Максимальный износ вкладышей наблюдается в их средней части, а наименьший — у стыковой поверхности. Наибольшему износу подвергаются вкладыши, установленные в шатун, а наименьшему — вкладыши, установленные в крышку шатуна. У коренных вкладышей наибольшему износу подвергаются

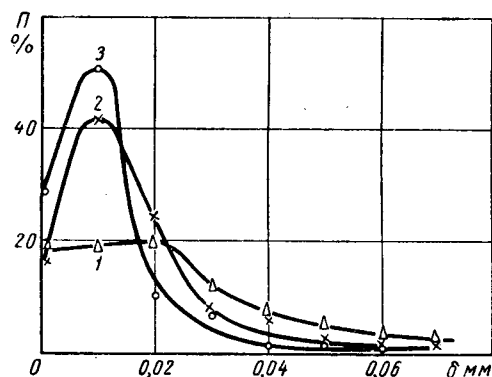


Рис. 5. Распределение величин износа овальности и конусности коренных шеек коленчатых валов двигателей «Волга»:

1 — износ; 2 — овальность; 3 — конусность.

вкладыши, установленные в крышку коренных подшипников, а наименьшему — вкладыши, установленные в гнезде блока цилиндров.

Из изложенного видно, что характер износа вкладышей двигателя автомобиля «Волга» аналогичен износу, наблюдаемому у быстроходных автомобильных двигателей.

Исследования показывают, что наибольший суммарный износ вкладышей не превышает 0,11 мм, т. е. составляет 0,80 мк на 1000 км пробега.

Если сравнить износ вкладышей с износом шеек коленчатого вала, то оказывается, что у двигателей, поступающих в капитальный ремонт, износы как шатунных, так и коренных шеек примерно в 1,5 раза меньше износа вкладышей. В двигателях, коленчатые валы которых изготовлены из стали, износы шеек превышают износ вкладышей в среднем в 3 раза. Поэтому для двигателя автомобиля «Волга» коэффициент ϵ , характеризующий отношение износа шеек коленчатого вала, к износу вкладышей, в среднем равен 0,6, а для двигателей автомобилей «Победа» и ГАЗ-51 $\epsilon=3,0$.

Исследование показывает, что в капитальный ремонт поступают двигатели, у которых зазоры в шатунных и коренных подшипниках соответственно не превышают 0,18 и 0,20 мм.

Если иметь в виду, что для шатунных подшипников предельная величина зазора 0,163 мм, то оказывается, что у 90% двигателей, поступающих в ремонт, зазоры в шатунных подшипниках меньше предельной величины.

Следовательно, в настоящее время около 90% двигателей поступают в капитальный ремонт с шатунными и коренными подшипниками, имеющими недопробег минимум 30 тыс. км.

Установлено, что более чем у 80% шеек коленчатых валов эллиптичность и конусность не превышают 0,03 мм. Такое искажение геометрии допускает замену вкладышей без шлифования шеек.

¹ Действительная форма сечения изношенных шеек только подобна эллипсу и конусу.

Обычно срок службы двигателя лимитируется работой двух сопряжений, а именно: цилиндр—поршень и шейка—вкладыш. Исследование износов деталей шатунно-кривошипного механизма показывает, что по самым ответственным сопряжениям двигателя гильза—поршень и шейка—вкладыш около 70—80% двигателя поступает в капитальный ремонт преждевременно. Это происходит потому, что в настоящее время автомобильная промышленность не поставляет автомобильному транспорту в необходимом количестве и ассортименте такие детали, как поршневые кольца и тонкостенные вкладыши подшипников. В результате, когда возникает необходимость в замене поршневых колец и тонкостенных вкладышей, двигатели направляются в капитальный ремонт. При этом состояние гильз цилиндров и шеек коленчатых валов этих двигателей вполне позволяет произвести замену поршневых колец и тонкостенных вкладышей без растачивания гильз и шлифования шеек.

Исследования двигателей, поступивших в капитальный ремонт, показали, что износ, овальность и конусность шеек, а также прогиб коленчатых валов, отлитых из магниевого чугуна, значительно меньше, чем у коленчатых валов, изготовленных из стали 45. Следовательно, ремонтный интервал для шеек коленчатых валов, отлитых из чугуна, должен быть меньше, чем для коленчатых валов, изготовленных из стали 45. Между тем, Горьковский автомобильный завод для шеек коленчатого вала двигателя «Волга» установил ремонтный интервал такой же, как и для стальных коленчатых валов.

Исследования и выполненный расчет показали, что оптимальная величина ремонтного интервала для шатунных и коренных шеек коленчатого вала будет не 0,5 мм, как это установили на Горьковском автомобильном заводе, а 0,25 мм для шатунных шеек и 0,30 мм для коренных шеек.

Согласно расчету при увеличении зазора в шатунных подшипниках до предельной величины, т. е. до 0,163 мм, износ шеек составляет 0,05 мм. Несмотря на это, в такие шатунные подшипники ставить эксплуатационные вкладыши 0,05 мм нельзя, так как вследствие эллиптичности шеек, достигающей 0,03 мм, масляный зазор в подшипниках будет так мал, что это может вызвать расплавление последних.

Следовательно, эксплуатационные вкладыши размером 0,05 мм непригодны, и их выпуск следует немедленно прекратить.

Увеличение зазора в подшипниках коленчатого вала двигателя автомобиля «Волга» происходит в основном за счет износа вкладышей, а не шеек, как у двигателя автомобилей ГАЗ-51 и М-20 с коленчатыми валами, изготовленными из стали. В процессе эксплуатации величина зазора в подшипниках коленчатого вала двигателя автомобиля «Волга» можно уменьшить путем замены изношенных вкладышей на новые.

Поэтому выпускать вкладыши эксплуатационных размеров для подшипников коленчатого вала двигателя автомобиля «Волга» вообще нецелесообразно.

Исследования показывают, что конусность отверстий больших головок лишь у 35% шатунов находится в пределах допуска, а овальность соответствует требованиям чертежа только у 11% шатунов.

Наибольший зазор между шатунным болтом, шатуном и крышкой шатуна составляет 0,03 мм. Вследствие этого при сборке шатуна, с целью контроля отверстия большой головки, крышка может в пределах указанного зазора смещаться относительно шатуна. Смещение крышки относительно шатуна главным образом влияет на овальность отверстия большой головки, а конусность его практически остается неизменной. Поэтому овальность отверстия большой головки шатуна, определяемая при помощи индикаторного нутромера, может быть несколько больше действительной. Чтобы проверить правильность этого вывода, прodelывались специальные опыты, которые заключались в следующем. Шатун собирался с крышкой, затем в соответствии с ГОСТом 491-55 в двух поясах по трем направлениям измерялись отверстия нижней головки.

После обычной сборки шатуна с целью предохранения смещения крышки относительно шатуна в отверстие большой головки вставлялась пробка, размер которой на 0,01 мм меньше номинального размера отверстия большой головки. Затем шатун собирался. После сборки пробка удалялась, и отверстие большой головки подвергалось измерению. При сборке шатунные болты затягивались динамометрическим ключом с одинаковым усилием 7,5 кгм.

Исследования показали, что в результате деформации отверстия большой головки принимают форму, напоминающую

овал. Наименьший размер овала совпадает с осью шатуна, а наибольший — с плоскостью разреза.

Сопоставление результатов измерения шатунов, собранных обычным способом и с помощью центрирующей пробки, показывает, что в результате применения пробки количество шатунов, овальность которых не превышает допустимую величину, возрастает с 12 до 25%, т. е. процент годности шатунов по овальности и размеру отверстия получается идентичным.

Применение центрирующей пробки для повседневного контроля шатунов неудобно. При разбраковке шатунов в условиях авторемонтного производства проверять овальность и конусность отверстия большой головки нет необходимости. Достаточно контролировать размер отверстия только в плоскости оси шатуна. Изменение этого размера более допустимой величины одновременно будет указывать на наличие овальности, превышающей допустимую величину.

Износы деталей газораспределительного механизма. Опорные шейки одного и того же распределительного вала изнашиваются довольно равномерно; износ опорных шеек распределительных валов двигателей, поступающих в капитальный ремонт, практически не превышает 0,08 мм, а овальность 0,02 мм.

Износ и овальность втулок распределительных валов достигают 0,07 мм.

Несмотря на то, что опорные шейки распределительного вала нагружены значительно меньше шатунных, износы их за тот же пробег автомобиля больше шатунных. Различная износостойкость шеек коленчатого и распределительного валов приводит к тому, что величина зазоров в подшипниках распределительных валов мало отличается от величины зазоров в подшипниках коленчатых валов двигателей, поступающих в капитальный ремонт.

Опыт показывает, что при зазоре в подшипниках распределительного вала более 0,15 мм повышается шумность работы распределительного механизма. Для исследуемых двигателей это обстоятельство имеет существенное значение, так как у них даже при номинальных зазорах в подшипниках наблюдается несколько повышенная шумность работы распределительного механизма.

Дальнейшее повышение срока службы двигателя может лимитироваться не износом деталей шатунно-кривошипного механизма, а износом подшипников распределительного вала. Поэтому нельзя допускать при капитальном ремонте увеличения зазоров в подшипниках распределительного вала более, чем это предусмотрено конструкцией данного двигателя. Величина износа более 80% впускных и выпускных кулачков находится соответственно в пределах 0,15—0,30 и 0,20—0,30 мм. В отдельных случаях износ как впускных, так и выпускных кулачков достигает 0,40—0,45 мм.

Кулачки одного и того же распределительного вала изнашиваются неравномерно. Так, у 65% распределительных валов неравномерность износа кулачков составляет 0,02—0,10 мм и у 30% распределительных валов 0,10—0,35 мм. Такая различная износостойкость кулачков одного и того же распределительного вала в основном может объясняться различной твердостью закаленного слоя вершин кулачков.

Исследования направляющих втулок и клапанов двигателей автомобилей «Волга», поступающих в капитальный ремонт, показывают, что наибольший износ этих деталей, так же как и у двигателей других моделей, происходит в верхней и нижней частях сопряжения. Максимальный износ 95% выпускных клапанов не превышает 0,08 мм и только в отдельных случаях достигает 0,10—0,11 мм. Износ стержней впускных клапанов не превышает 0,05 мм. Такую большую разницу в износах стержней впускных и выпускных клапанов, очевидно, следует объяснять различными условиями их работы.

В ремонт поступает до 13% впускных клапанов с износом, не превышающим 0,01 мм. Величина износа стержней впускных клапанов на 1000 км пробега автомобиля в среднем составляет 0,15 мм, а выпускных 0,45 мм.

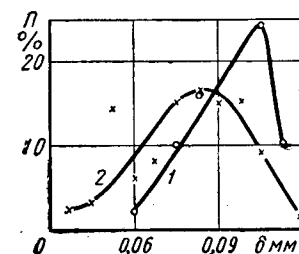


Рис. 6. Распределение износа направляющих втулок и клапанов двигателя «Волга»:

1 — выпускных; 2 — впускных.

Полученные данные показывают, что при разработке технической документации на капитальный ремонт двигателей автомобиля «Волга» для стержней клапанов целесообразно установить допустимые износы хотя бы в пределах 0,01 мм. В этом случае отпадает необходимость восстанавливать довольно большое количество стержней впускных клапанов двигателей, поступающих в капитальный ремонт.

Отверстия направляющих втулок клапанов изнашиваются неравномерно не только по длине, но и по окружности. Наибольший износ отверстий направляющих по окружности происходит в плоскости качания коромысел, по длине в верхнем поясе.

Анализ кривых, приведенных на рис. 6, показывает, что направляющие впускных клапанов изнашиваются больше, чем впускных. Согласно кривым, у двигателей, поступающих в капитальный ремонт, только 5% направляющих клапанов имеют износы в пределах 0,02—0,04 мм. В остальных случаях износы больше 0,04 мм и достигают 0,12 мм. Поэтому необходимо заменять все направляющие в процессе капитального ремонта двигателей.

Величина износа отверстий направляющих втулок впускных клапанов на 1000 км пробега автомобиля в среднем составляет 0,53 мк, а втулок впускных клапанов 0,75 мк. Величина износа 95% толкателей клапанов двигателей, поступающих в капитальный ремонт, не превышает 0,02 мм и только в отдельных случаях достигает 0,06—0,08 мм. Величина износа, эллиптичности и конусности 95% направляющих толкателей не превышает 0,03 мм.

У двигателя автомобиля «Волга» величина износа, эллиптичности и конусности толкателей клапанов и направляющих на 1000 км пробега не превышают 0,15—0,23 мк.

Полученные данные показывают, что при разработке ТУ следует разрешить сборку капитально отремонтированных двигателей с износом, эллиптичностью и конусностью стержней толкателей и направляющих толкателей до 0,01 мм. В этом случае отпадает необходимость в восстановлении 90% толкателей клапанов и 50% направляющих толкателей у двигателей, поступающих в первый раз в капитальный ремонт.

Некоторые особенности кинематики толкателя с плоской тарелкой

Л. В. КОРЧЕМНЫЙ

НАМИ

ПРИ ВЫБОРЕ или оценке конструкции кулачкового механизма привода клапана (как и любого другого кулачкового механизма) желательно уметь определять основные характеристики движения толкателя непосредственно по профилю кулачка.

Рассмотрим необходимые зависимости для кулачков, работающих с поступательно движущимся толкателем с плоской тарелкой (рис. 1).

Важность этих зависимостей обусловлена тем, что поступательно движущиеся толкатели с плоской тарелкой (вместе с практически эквивалентными им в кинематическом отношении толкателями с тарелкой, обработанной по сфере большого радиуса или выполненной с очень малой конусностью) имеют преобладающее распространение в современных автомобильных двигателях.

Контакт кулачка и толкателя в положении, изображенном на рис. 1, происходит по линии, проходящей через точку А перпендикулярно чертежу.

Скорость v толкателя пропорциональна смещению e линии контакта от плоскости, проходящей через ось кулачка параллельно оси толкателя

$$v = e \omega \quad (1)$$

(ω — угловая скорость вращения кулачка).

Равенство (1) вытекает из подобия треугольника OAB и треугольника, построенного на скоростях кулачка и толкателя в точке А (рис. 1).

Однако из подобия этих треугольников можно сделать и другой вывод: векторная разность скоростей кулачка и толкателя в точке А, скорость $v_{ск}$ скольжения по толкателю кулачка пропорциональна расстоянию от оси кулачка до тарелки толкателя

$$v_{ск} = (r_0 + s) \omega, \quad (2)$$

где r_0 — радиус начальной окружности (радиус «затылка») кулачка;

s — подъем толкателя в рассматриваемый момент времени.

Решив равенство (1) относительно смещения e и продифференцировав полученное выражение по времени t , придем (считая угловую скорость кулачка постоянной) к следующему результату: скорость $\dot{e}$ перемещения линии контакта по толкателю пропорциональна ускорению j толкателя

$$\dot{e} = \frac{d}{dt} \left(\frac{v}{\omega} \right) = \frac{j}{\omega} = s'' \omega. \quad (3)$$

Штрихами здесь (и в дальнейшем) обозначены производные по углу φ поворота кулачка.

Сложив равенства (2) и (3), получим выражение для скорости $\dot{l}$ перемещения линии контакта по профилю кулачка:

$$\dot{l} = \dot{e} + v_{ск} = (r_0 + s + s'') \omega. \quad (4)$$

Такой простой способ определения скорости $\dot{l}$ основан на том, что скорость скольжения по толкателю кулачка равна не только разности скоростей точек кулачка и толкателя, совпадающих с точкой контакта, но равна также разности скоростей перемещения линии контакта по контуру кулачка и по тарелке толкателя.

Однако

$$\begin{aligned} \dot{l} &= \frac{dl}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta t} \cdot \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta \alpha} \cdot \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \\ &= - \frac{dl}{d\alpha} \omega = \rho \omega, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Delta \varphi$ — приращение угла поворота кулачка;

$\Delta \alpha$ — приращение угла наклона касательной к профилю кулачка;

ρ — радиус кривизны профиля кулачка в точке контакта.

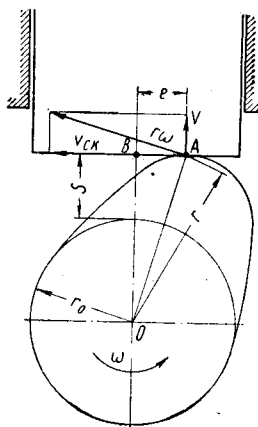


Рис. 1.

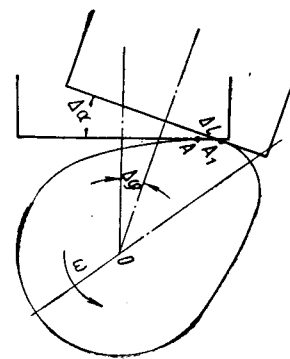


Рис. 2.

Равенство (5) основано на том, что $\Delta \varphi = -\Delta \alpha$ (рис. 2), а радиус кривизны кривой по определению равен $\pm \frac{dl}{d\alpha}$. В данном случае, чтобы выпуклому участку профиля кулачка соот-

ветствовал положительный радиус кривизны ρ , в его выражении нужно взять знак минус. Таким образом, из простых кинематических соотношений (4) и (5) получается известная формула для радиуса кривизны профиля кулачка

$$\rho = r_0 + s + s'' \quad (6)$$

Эта формула впервые была получена другим путем в работе [1], где дан также вывод равенства (1). На основании этого равенства определяют минимально допустимый радиус R тарелки толкателя

$$R > s'_{\max} + e_0, \quad (7)$$

где $s' = \frac{v}{\omega} = \frac{ds}{d\varphi}$ — «геометрическая» скорость толкателя; e_0 — смещение оси толкателя относительно оси распределительного вала.

Из формулы (6) выводится условие выпуклости профиля кулачка

$$r_0 + s + s'' > 0. \quad (8)$$

Этими двумя условиями обычно ограничивают использование приведенных выше зависимостей. Недостаточное применение на практике выражений (2)—(5) вызвано, очевидно, довольно сложным выводом их в работах, опубликованных ранее [2]. Это затрудняло ознакомление конструкторов с этими зависимостями, которые характеризуют важные свойства рассматриваемого механизма.

Из равенства (5), например, следует, что линия контакта движется по профилю кулачка неравномерно, так как максимальный радиус кривизны профиля кулачка, работающего с толкателем с плоской тарелкой, часто в 10—15 раз превышает его минимальный радиус кривизны. Таким образом, при повороте кулачка на одинаковые углы линия контакта может переместиться на расстояния, превышающие друг друга в 10 и более раз. Из этого видна целесообразность изменения принятого на отечественных автозаводах способа задания координат для обработки профиля кулачка.

Эти координаты (величины $r_0 + s$) задаются там через одинаковые интервалы угла поворота кулачка и на боковом участке профиля, где ускорения толкателя положительны и радиус кривизны профиля принимает максимальное значение и на вершине (участке отрицательных ускорений толкателя и наименьшего радиуса кривизны профиля). Более оправданно задавать координаты для обработки кулачка через заведомо разные интервалы углов поворота кулачка. Например, если нужна гладкость бокового участка контура кулачка обеспечивается заданием положения толкателя через 0,25 или 0,5°, то у вершины кулачка этот интервал можно увеличить в 3—4 раза без ущерба для качества изготовления. Экономическая целесообразность такого мероприятия очевидна. Оно снижает трудоемкость изготовления копиров для обработки кулачков и упрощает их контроль.

Наименее изученной стороной условий работы кулачков и толкателей является механизм их износа. Приведенные выше кинематические зависимости дают наглядное представление о характере изменения некоторых величин, влияющих на тепловыделение при трении толкателя по кулачку и на теплоотвод от поверхностей контакта.

Интенсивность тепловыделения определяется мощностью трения, пропорциональной скорости скольжения толкателя по кулачку. Теплоотвод тем лучше, а опасность местного перегрева площадок контакта тем меньше, чем быстрее смещается линия контакта по контуру кулачка и по тарелке толкателя. Из формулы (2) видно, что скорость скольжения меняется в небольших пределах (примерно в полтора раза) и сохраняет постоянное направление. Наибольшую величину она имеет в момент максимального подъема толкателя. Сопоставление формул (3) и (5) показывает, что толкатель больше подвержен опасности местного перегрева, чем кулачок. Если скорость перемещения линии контакта по кулачку всегда отлична от нуля, то скорость перемещения ее по толкателью обязательно меняет направление и может равняться нулю.

Формулы (2) и (3) подтверждают отмечавшуюся уже ранее [3] нежелательность наличия верхнего выстоя толкателя, когда он для увеличения время-сечения клапана в течение некоторого времени остается неподвижным в положении максимального подъема. При этом максимальной скорости скольжения толкателя по кулачку сопутствует наибольшая нагрузка на поверхности контакта, вызванная усилением сжатой пружины клапана, действие которой не ослаблено силами инерции

звеньев механизма, равными нулю на участке выстоя (без учета вибрации). Так как линия контакта в это время по толкателью не перемещается, то опасность перегрева и больших износов при наличии верхнего выстоя толкателя особенно велика.

На основании приведенных выше формул можно оценить эффект, производимый увеличением размеров кулачка за счет изменения радиуса начальной окружности. Кинематика толкателя при замене кулачка ему эквидистантным не меняется. Все радиусы кривизны профиля кулачка увеличатся на одну и ту же величину, равную разности нового и старого радиусов начальной окружности. Из этого следует, что относительное изменение максимального радиуса-вектора кулачка (от центра до вершины), а с ним и относительный рост максимальной скорости скольжения окажутся небольшими. В противоположность данному явлению относительное увеличение радиусов кривизны вершины кулачка будет значительным. Это произойдет потому, что максимальный радиус-вектор кулачка во много раз больше возможного по конструктивным соображениям увеличения начальной окружности, а минимальный радиус кривизны профиля обычно имеет небольшую величину, сопоставимую с увеличением радиуса r_0 . Резкое увеличение радиусов кривизны вершины кулачка означает заметное снижение контактных напряжений и улучшение условий теплоотдачи, так как линия контакта будет перемещаться по вершине кулачка значительно быстрее, чем раньше, а скорость ее движения по толкателью не изменится. Таким образом, увеличение размеров кулачка должно в целом принести положительный эффект.

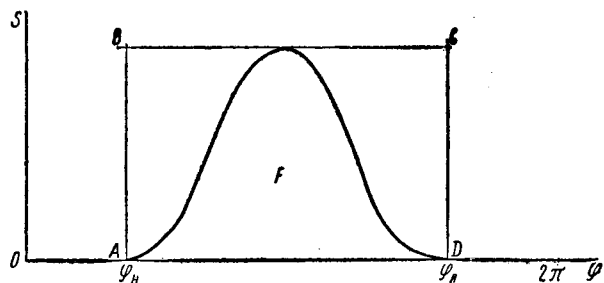


Рис. 3.

Из рассматриваемых кинематических зависимостей можно получить интересное следствие, полезное для оценки время-сечения клапана. Удобным критерием время-сечения клапана является величина площади под кривой подъема клапана по углу поворота кулачка. Однако без учета вибрации призода подъема клапана очень просто связать с подъемом толкателя.

$$h = l(s - s_0), \quad (9)$$

где h — подъем клапана;

l — передаточное отношение привода клапана;

s_0 — зазор в механизме, измеренный на стороне толкателя.

Вследствие такой простой связи время-сечение клапана можно оценивать и по величине площади F под кривой подъема толкателя по углу поворота кулачка (рис. 3). Чем больше эта площадь, тем больше проходные сечения, открываемые клапаном. Чем ближе подходит кривая подъема толкателя к контуру прямоугольника $ABCD$, тем полнее профиль кулачка. Величина площади F определяется таким выражением

$$F = \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} s d\varphi, \quad (10)$$

где φ_n и φ_k — углы начала и конца подъема толкателя.

Подставим в равенство (10) вместо подъема толкателя s его выражение из формулы (6). Заметим, что величина F не изменится, если площадь под кривой измерять не только на рабочем участке углов поворота кулачка, но и прибавить к нему участок нулевого подъема толкателя. Тогда

$$\begin{aligned} F &= \int_0^{2\pi} (\rho - r_0 - s'') d\varphi = \int_0^{2\pi} \rho d\varphi - 2\pi r_0 - [s'(2\pi) - s'(0)] = \\ &= \int_0^{2\pi} \rho d\varphi - 2\pi r_0, \end{aligned} \quad (11)$$

так как всегда $s'(2\pi) = s'(0)$.

Воспользуемся формулой (5), которая показывает, что скорость перемещения по кулачку точки контакта равна произведению угловой скорости кулачка на радиус кривизны его профиля. Значит, $\int_0^{2\pi} \varphi d\varphi$ дает значение пути, проходимого точкой контакта за один оборот кулачка. Однако этот путь равен длине L профиля кулачка. Окончательный результат

$$F = L - 2\pi r_0. \quad (12)$$

Площадь под кривой подъема толкателя с плоской тарелкой по углу поворота кулачка равна разности длин профиля кулачка и его начальной окружности.

Эта зависимость может получить практическое применение. Она позволяет, например, посредством несложных измерений определить полиноту профиля изношенного кулачка, работающего с толкателем с плоской тарелкой. Для этого достаточно обернуть кулачок мерным шнуром, чтобы определить длину его профиля, измерить штангенциркулем или другим мерительным инструментом диаметр «затылка» кулачка и воспользоваться равенством (12).

Также можно поступать при оценке полноты профиля изношенных кулачков двигателей при отсутствии чертежей на профиль кулачка.

Аналогично формуле (11) можно получить выражение для площади $F(\varphi_1, \varphi_2)$ под кривой подъема толкателя между дву-

мя произвольными значениями φ_1 и φ_2 угла поворота кулачка.

$$F(\varphi_1, \varphi_2) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho d\varphi - r_0(\varphi_2 - \varphi_1) - [s'(\varphi_2) - s'(\varphi_1)]. \quad (13)$$

Эта площадь равна длине дуги профиля кулачка между точками контакта его с толкателем при повороте кулачка от угла φ_1 до угла φ_2 , уменьшенной на длину соответствующей дуги начальной окружности кулачка и на разность «геометрических» скоростей толкателя в конечной и начальной точках участка.

Формула (13) дает возможность весьма просто определить площадь под любым участком кривой подъема толкателя с плоской тарелкой при кулачке, профиль которого образован из дуг окружностей. На протяжении каждой дуги $\rho = \text{const}$, и длина любого участка профиля кулачка находится без труда. Частным случаем применения формулы (13) являются зависимости [4] для площади под кривой подъема клапана, приводимого толкателем с плоской тарелкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Геронимус Я. Л., «Техника воздушного флота» № 3, 1934.
2. Schröder W., «MTZ» № 2, 1949.
3. Ханин Н. С., Рыжик М. А., «Автомобильная промышленность» № 11 и 12, 1946.
4. Корчемный Л. В., «Автомобильная промышленность» № 4, 1959.

Проектирование подвески силового агрегата легковых автомобилей

В. Ф. РОДИОНОВ

Московский автозавод имени Лихачева

ОСНОВНОЕ назначение подвески силового агрегата состоит в восприятии и передаче на раму автомобиля веса силового агрегата и опрокидывающего реактивного момента. При этом подвеска должна препятствовать передаче на раму и кузов колебаний силового агрегата, возникающих при движении автомобиля по неровной дороге и вследствие неуравновешенности колес и шин, в то же время не позволяя массе силового агрегата вступать в синхронные колебания с другими частями автомобиля. Кроме того, подвеска должна ограничивать все перемещения силового агрегата, чтобы свести к минимуму их влияние на устойчивость движения и управляемость автомобиля, с одной стороны, и на надежную работу управлений и коммуникаций — с другой.

Представим упрощенно силовой агрегат и остальную часть автомобиля как колебательную систему, состоящую из двух масс m и m_1 , связанных пружиной, из которых на одну массу m действует периодическая возмущающая сила P .

Отношение максимального значения усилия, передаваемого на массу m_1 , к максимальному значению усилия P , которое передавалось бы при наличии жесткой связи между обеими массами, называется коэффициентом усиления колебаний.

Согласно теории колебаний, коэффициент усиления колебаний

$$\mu = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}, \quad (1)$$

где ω — частота возмущающей силы;
 ω_0 — частота собственных колебаний.

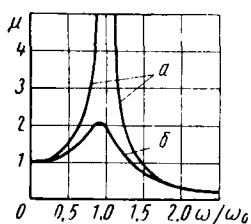


Рис. 1.

Зависимость μ от $\frac{\omega}{\omega_0}$ показана

на рис. 1 (a — без сопротивления в колебательной системе, b — с сопротивлением). Как следует из рис. 1, при частоте возмущающей силы, равной 0, т. е. когда сила P действует статически, она передается на массу m_1 целиком; при $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$ наступает

явление резонанса; когда коэффициент μ возрастает до бесконечности;

после прохождения зоны резонанса коэффициент μ быстро уменьшается, при этом меняет знак, так как передаваемая сила по направлению в каждый данный момент противоположна возмущающей силе.

При наличии сопротивления в колебательной системе общий характер зависимости не меняется, но возникает предел увеличения коэффициента усиления и несколько уменьшается значение $\frac{\omega}{\omega_0}$, соответствующее состоянию резонанса.

Таким образом, для уменьшения передачи колебаний от силового агрегата к раме автомобиля и наоборот необходимо стремиться к понижению частоты собственных колебаний подвески, которая для рассматриваемой колебательной системы составит

$$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C(m + m_1)}{mm_1}} \text{ 1/сек,}$$

где C — жесткость в кг/см.

Если значение m_1 велико по сравнению со значением m , что соответствует отношению масс силового агрегата и остальной части автомобиля, то

$$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (2)$$

Для угловых колебаний этому выражению соответствует

$$\omega_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y2}}{J}}, \quad (3)$$

где C_{y2} — угловая жесткость в кгсм/рад;

J — момент инерции тела относительно оси, вокруг которой происходят колебания, в кг·см·сек².

Таким образом, для уменьшения передачи колебаний нужно стремиться к максимальному снижению жесткости подвески, что противоречит требованию об уменьшении перемещений силового агрегата относительно рамы под действием случайных импульсов.

Для обеспечения хорошей изоляции от передачи колебаний силового агрегата к раме желательно, чтобы частота собствен-

ных колебаний силового агрегата не превышала половины наименьшей возможной частоты основных источников колебаний. Однако выполнение этого условия для современных двигателей со скоростью вращения холостого хода, равной 400—500 об/мин, часто бывает практически невозможным, так как для этого подвеска должна быть недопустимо мягкой. В таких случаях приходится соглашаться с тем, что частоты некоторых собственных колебаний будут несколько выше частот возмущающих сил при холостом ходе двигателя, но достаточно далеко от зоны, соответствующей основным рабочим числам оборотов в минуту коленчатого вала. Как показывает практика, в этом случае двигатель безопасно проходит зону собственных колебаний при разгоне и замедлении автомобиля, так как эти процессы протекают достаточно быстро и колебания не успевают развиться.

Основными источниками колебаний силового агрегата являются: 1) периодическое изменение реактивного крутящего момента, создаваемого переменным давлением газов в цилиндрах и изменением тангенциальных составляющих сил инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя, и 2) неуравновешенные силы и моменты от прямолинейно-возвратных составляющих сил инерции кривошипно-шатунного механизма.

Схема двигателя	Пределы измерения крутящего момента в %	Число импульсов на один оборот коленчатого вала
Четырехцилиндровый рядный	+106 —100	2
Шестицилиндровый рядный	+32 —68	3
Восьмицилиндровый рядный	+53 —55	4
Восьмицилиндровый V-образный	+53 —55	4

В таблице приведены пределы изменений крутящего момента двигателя, а также число импульсов на один оборот коленчатого вала для четырехтактных двигателей, применяемых на легковых автомобилях. Пределы изменения крутящего момента получены расчетным путем для двигателей, имеющих диаметр цилиндра 100 мм, ход поршня 88 мм и степень сжатия 8,5:1 для режима, соответствующего максимальному крутящему моменту.

Если ограничиться рассмотрением неуравновешенных сил и моментов только первых двух порядков, а это оправдывается тем, что их величина быстро уменьшается с номером порядка (под порядком понимается число импульсов на один оборот коленчатого вала), то перечисленные в таблице двигатели, кроме четырехцилиндрового, можно считать свободными от всех неуравновешенных сил и моментов относительно вертикальной и горизонтальной поперечных осей силового агрегата.

В четырехцилиндровом двигателе имеется неуравновешенная вертикальная сила инерции второго порядка

$$P = 4m_n R \Omega^2 \lambda \cos 2\varphi, \quad (4)$$

где m_n — масса поступательно-движущихся частей для одного цилиндра в кг·сек²/см;

R — радиус кривошипа в см;

$$\lambda = \frac{R}{L};$$

L — расстояние между центрами верхней и нижней головок шатуна в см;

Ω — угловая скорость в 1/сек;

φ — угол поворота кривошипа от положения в.м.т.

Эта сила приложена на половине расстояния между осями второго и третьего цилиндров и действует дважды за один оборот коленчатого вала. Вследствие наличия этой вертикальной периодической силы предьявляются особые требования к подвеске силового агрегата с четырехцилиндровым двигателем.

При неудовлетворительном уравновешивании двигателя, в частности после ремонта, возможно также появление неуравновешенных сил инерции первого порядка от вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма.

Помимо этого, со стороны рамы на силовой агрегат могут действовать вертикальные периодические силы от низкочастотных колебаний автомобиля на подвеске и высокочастотных колебаний неподрессоренных частей автомобиля.

Тело, лежащее на нескольких произвольно расположенных упругих опорах, при воздействии на него одиночного силового или моментного импульса приходит в состояние сложного колебания, которое может быть разложено на ряд элементарных колебаний относительно различных осей и имеющих различные частоты.

Координаты осей, относительно которых происходят элементарные колебания, и их частоты зависят от расположения опор и их жесткостей. Эти колебания являются связанными в том смысле, что возникновение одного из них сопровождается появлением остальных.

Положение изменяется, если опоры будут симметричны по отношению главных осей инерции тела. В этом случае при воздействии силового импульса по направлению одной из осей возникает одна возвращающая сила в направлении этой оси, а при воздействии моментного импульса относительно одной из осей — один возвращающий момент относительно этой оси.

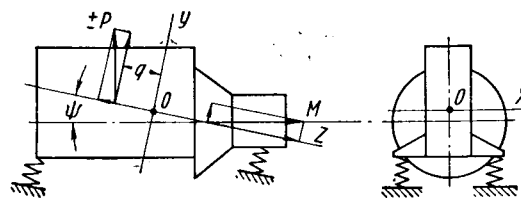


Рис. 2.

Поэтому возникающие, так называемые несвязанные, колебания ограничиваются направлениями или плоскостью действия приложенного силового или моментного импульса.

Частоты несвязанных собственных колебаний тела могут быть определены по выражениям (2) и (3). При прочих равных условиях диапазон частот несвязанных колебаний меньше диапазона частот связанных колебаний [1], [2].

Таким образом, в случае симметричного расположения опор устраняется связь между элементарными колебаниями тела, а также уменьшается диапазон частот этих колебаний, в результате чего их можно делать более жесткими, чем асимметричные.

Общий случай колебательной системы (силовой агрегат на упругой подвеске) приведен на рис. 2. На этом рисунке за O — начало координат — выбран центр тяжести, а за оси координат — главные оси инерции силового агрегата в состоянии покоя.

Главная ось инерции Z наклонена вниз по отношению к оси коленчатого вала под углом ψ , равным 10—15°. Положение центра тяжести и главных осей инерции на практике для существующего силового агрегата может быть определено экспериментальным путем [3], [4], а если силовой агрегат еще находится в стадии проектирования, то предварительно оценено.

Для силового агрегата с четырехцилиндровым двигателем угол ψ составляет примерно 15° [1], а для силового агрегата с шестицилиндровым двигателем 12° [3].

Подвеску силового агрегата легковых автомобилей принято осуществлять или посредством четырех опор, расположенных попарно в переднем и заднем концах силового агрегата, или посредством трех опор, объединяя вместе ту или другую пару опор.

Векторы опрокидывающего реактивного момента M и неуравновешенной силы инерции P второго порядка, действующих на силовой агрегат, могут быть разложены на составляющие по направлениям осей Y и Z : момент M на $M \sin \psi$ по оси Y и на $M \cos \psi$ по оси Z ; сила P на $P \cos \psi$ по оси Y и на $P \sin \psi$ по оси Z .

Угол ψ относительно невелик, поэтому составляющие по оси Z не превышают 12—20% и не могут вызвать резонанса в направлении их действия из-за внутреннего трения резины опор (см. рис. 1). Поэтому при проектировании опор можно учитывать только составляющую опрокидывающего реактивного момента $M \cos \psi$ и составляющую неуравновешенной силы инерции второго порядка $P \cos \psi$, условно перенесенную в центр тяжести силового агрегата, а также момент относительно центра тяжести $P \cos \psi R$, создаваемый при условном переносе этой силы.

Если к подвеске силового агрегата не предъявляется никаких специальных требований, например плечо q приложения неуравновешенной силы инерции второго порядка невелико или неуравновешенная сила отсутствует совсем, а угол ψ лежит в пределах $10-12^\circ$, то опоры до возможности делают симметричными, а оси опор параллельными главным осям инерции силового агрегата [1], [2]. При этом жесткости опор по трем взаим-

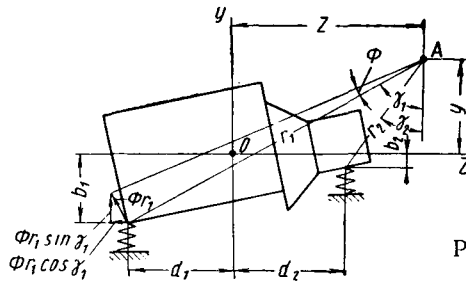


Рис. 3.

но-перпендикулярным осям выбираются так, чтобы избежать резонанса с главными источниками колебаний, действующими в этих направлениях.

По компоновочным соображениям опоры обычно удается сделать симметричными только относительно продольной вертикальной плоскости YOZ , а при некоторых условиях, кроме того, и поместить их в плоскости XOZ , но и такое расположение опор устраняет ряд связей между колебаниями и позволяет в обычных условиях получить удовлетворительную подвеску с точки зрения требований легкового автомобиля.

Определим формы и частоты собственных колебаний силового агрегата, установленного на четырех опорах, симметричных его продольной плоскости. Последнее условие позволяет

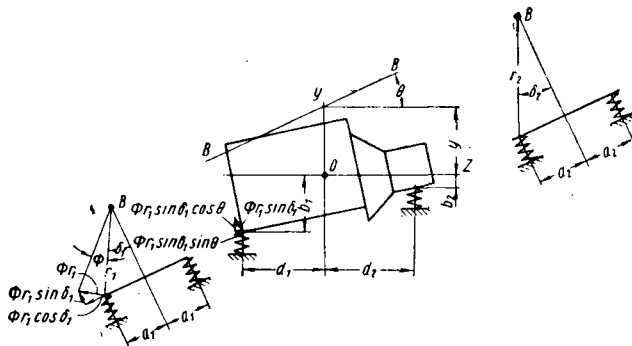


Рис. 4.

рассматривать силовой агрегат и его подвеску в продольной (рис. 3) и поперечной (рис. 4) плоскостях как две независимые колебательные системы.

Рассмотрим наиболее общий случай угловых колебаний относительно произвольных осей: перпендикулярной плоскости симметрии и лежащей в этой плоскости.

Как и раньше, за начало координат O примем центр тяжести, а за оси координат — главные оси инерции силового агрегата в состоянии покоя.

Примем для расчетов следующие обозначения:

J_A, J_B — моменты инерции силового агрегата относительно осей, вокруг которых происходят колебания, соответственно AA и BB ;

ρ_x, ρ_y, ρ_z — радиусы инерции силового агрегата в направлениях осей координат;

C_{1z}, C_{1y}, C_{1x} — жесткости передней опоры в направлениях осей координат;

C_{2z}, C_{2y}, C_{2x} — жесткости задней опоры в направлениях осей координат;

$\pm a_1, -b_1, -d_1$ — координаты передних опор;

$\pm a_2, -b_2, +d_2$ — координаты задних опор;

ω_A — частота собственных колебаний в плоскости симметрии;

ω_B — частота собственных колебаний в плоскости, перпендикулярной к плоскости симметрии.

Предположим, что колебания происходят относительно оси AA (рис. 3), пересекающей плоскость YOZ в точке A с коор-

динатами y, z . Используя принцип Даламбера, составим условие равновесия моментов относительно оси AA для произвольного положения, определяемого углом Φ :

$$\frac{d^2\Phi}{dt^2} J_A + r_1^2 \Phi 2C_{1A} + r_2^2 \Phi 2C_{2A} = 0, \quad (5)$$

где $J_A = m(\rho_x^2 + y^2 + z^2)$.

Если пренебречь сопротивлениями трения и принять жесткость опор в пределах амплитуды колебаний постоянной, то движение силового агрегата можно рассматривать как гармоническое, для которого $\frac{d^2\Phi}{dt^2}$ может быть заменено на $\omega_A^2 \Phi$.

Значения жесткости опор C_{1A} и C_{2A} в направлении перемещений определяются путем разложения перемещения опоры на направления Y и Z , нахождения усилий в этих направлениях, построения треугольника сил для получения равнодействующей и проектирования ее на направление действительного перемещения:

$$C_{1A} = C_{1y} \sin^2 \gamma_1 + C_{1z} \cos^2 \gamma_1;$$

$$C_{2A} = C_{2y} \sin^2 \gamma_2 + C_{2z} \cos^2 \gamma_2$$

или после подстановки

$$C_{1A} = C_{1y} \left(\frac{z+d_1}{r_1} \right)^2 + C_{1z} \left(\frac{y+b_1}{r_1} \right)^2;$$

$$C_{2A} = C_{2y} \left(\frac{z-d_2}{r_2} \right)^2 + C_{2z} \left(\frac{y+b_2}{r_2} \right)^2.$$

Подставив найденные значения для $J_A, \frac{d^2\Phi}{dt^2}, C_{1A}$ и C_{2A} в уравнение (5), после преобразования получим

$$\omega_A^2 m(\rho_x^2 + y^2 + z^2) - 2C_{1y}(z+d_1)^2 - 2C_{1z}(y+b_1)^2 - 2C_{2y}(z-d_2)^2 - 2C_{2z}(y+b_2)^2 = 0. \quad (6)$$

Раскрываем скобки и вводим сокращенные обозначения:

$$\Sigma S_y = \frac{2C_{1y} + 2C_{2y}}{m}; \quad \Sigma S_z = \frac{2C_{1z} + 2C_{2z}}{m};$$

$$\Sigma S_y d = \frac{2C_{1y}d_1 - 2C_{2y}d_2}{m}; \quad \Sigma S_z b = \frac{2C_{1z}b_1 + 2C_{2z}b_2}{m};$$

$$\Sigma S_y d^2 = \frac{2C_{1y}d_1^2 + 2C_{2y}d_2^2}{m}; \quad \Sigma S_z b^2 = \frac{2C_{1z}b_1^2 + 2C_{2z}b_2^2}{m}.$$

Тогда

$$\omega_A^2 (\rho_x^2 + y^2 + z^2) - z^2 \Sigma S_y - 2Z \Sigma S_y d - \Sigma S_y d^2 - y^2 \Sigma S_z - 2y \Sigma S_z b - \Sigma S_z b^2 = 0. \quad (7)$$

Дифференцируем уравнение (7) по y и z :

$$\omega_A^2 2y - 2y \Sigma S_z - 2 \Sigma S_z b = 0;$$

$$\omega_A^2 2z - 2z \Sigma S_y - 2 \Sigma S_y d = 0,$$

откуда определяем координаты оси AA в зависимости от ω_A :

$$y = \frac{\Sigma S_z b}{\omega_A^2 - \Sigma S_z}; \quad (8)$$

$$z = \frac{\Sigma S_y d}{\omega_A^2 - \Sigma S_y}. \quad (9)$$

Чтобы найти частоту собственных колебаний ω_A относительно оси AA , подставляем значения выражений (8) и (9) в уравнение (7), откуда путем простых, но трудоемких преобразований получаем уравнение следующего вида:

$$A \omega_A^6 + B \omega_A^4 + C \omega_A^2 + D = 0,$$

которое приводится к полному кубическому уравнению.

Решение кубического уравнения дает три значения для ω_A^2 .

Подстановка полученных значений ω_A^2 в выражения (8) и (9)

позволяет найти координаты осей, относительно которых происходят колебания.

Предположим, что колебания происходят относительно оси BB (рис. 4), лежащей в плоскости YOZ (плоскость симметрии) и пересекающей ось Y на расстоянии y от начала координат и составляющей угол θ с осью Z . Используя, как и раньше, принцип Даламбера составляем условие равновесия моментов относительно оси BB для произвольного положения, определяемого углом Φ :

$$\frac{d^2 \Phi}{dt^2} J_B + r_1^2 \Phi 2 C_{1B} + r_2^2 \Phi 2 C_{2B} = 0, \quad (10)$$

где $J_B = m(\rho_y^2 \sin^2 \theta + \rho_z^2 \cos^2 \theta + y^2 \cos^2 \theta)$;

$$\frac{d^2 \Phi}{dt^2} = -\omega_B^2 \Phi.$$

Значения жесткостей опор C_{1B} и C_{2B} находим изложенным выше способом:

$$C_{1B} = C_{1x} \cos^2 \delta_1 + \sin^2 \delta_1 (C_{1y} \cos^2 \theta + C_{1z} \sin^2 \theta);$$

$$C_{2B} = C_{2x} \cos^2 \delta_2 + \sin^2 \delta_2 (C_{2y} \cos^2 \theta + C_{2z} \sin^2 \theta)$$

или после подстановки

$$C_{1B} = C_{1x} \frac{[(y + b_1) \cos \theta - d_1 \sin \theta]^2}{r_1^2} + \frac{a_1^2}{r_1^2} (C_{1y} \cos^2 \theta + C_{1z} \sin^2 \theta);$$

$$C_{2B} = C_{2x} \frac{[(y + b_2) \cos \theta + d_2 \sin \theta]^2}{r_2^2} + \frac{a_2^2}{r_2^2} (C_{2y} \cos^2 \theta + C_{2z} \sin^2 \theta).$$

Подставив найденные значения для J_B , $\frac{d^2 \Phi}{dt^2}$, C_{1B} и C_{2B} в уравнение (10), после преобразования получаем:

$$\omega_B^2 m (\rho_y^2 \sin^2 \theta + \rho_z^2 \cos^2 \theta + y^2 \cos^2 \theta) - 2 C_{1x} [(y + b_1) \cos \theta - d_1 \sin \theta]^2 - 2 C_{2x} [(y + b_2) \cos \theta + d_2 \sin \theta]^2 - 2 C_{1y} a_1^2 \cos^2 \theta - 2 C_{2y} a_2^2 \cos^2 \theta - 2 C_{1z} a_1^2 \sin^2 \theta - 2 C_{2z} a_2^2 \sin^2 \theta = 0. \quad (11)$$

Раскрываем скобки и вводим сокращенные обозначения:

$$\Sigma S_x = \frac{2 C_{1x} + 2 C_{2x}}{m}; \quad \Sigma S_x b^2 = \frac{2 C_{1x} b_1^2 + 2 C_{2x} b_2^2}{m};$$

$$\Sigma S_x b = \frac{2 C_{1x} b_1 + 2 C_{2x} b_2}{m};$$

$$\Sigma S_x d = \frac{2 C_{1x} d_1 - 2 C_{2x} d_2}{m};$$

$$\Sigma S_x b d = \frac{2 C_{1x} b_1 d_1 - 2 C_{2x} b_2 d_2}{m};$$

$$\Sigma S_y a^2 = \frac{2 C_{1y} a_1^2 + 2 C_{2y} a_2^2}{m};$$

$$\Sigma S_x d^2 = \frac{2 C_{1x} d_1^2 + 2 C_{2x} d_2^2}{m};$$

$$\Sigma S_z a^2 = \frac{2 C_{1z} a_1^2 + 2 C_{2z} a_2^2}{m}.$$

Тогда

$$\omega_B^2 (y^2 + \rho_y^2 \sin^2 \theta + \rho_z^2 \cos^2 \theta) - y^2 \Sigma S_x - 2y \Sigma S_x b - \Sigma S_x b^2 - \Sigma S_y a^2 - \sin^2 \theta (\Sigma S_x d^2 + \Sigma S_z a^2) + 2 \sin \theta (y \Sigma S_x d + \Sigma S_x b d) = 0. \quad (12)$$

Дифференцируем уравнение (12) по $\sin \theta$ и y :

$$\omega_B^2 \rho_y^2 2 \sin \theta - 2 \sin \theta (\Sigma S_x d^2 + \Sigma S_z a^2) + 2 (y \Sigma S_x d + \Sigma S_x b d) = 0;$$

$$\omega_B^2 2y - 2y \Sigma S_x - 2 \Sigma S_x b + 2 \sin \theta \Sigma S_x d = 0,$$

откуда определяем y и $\sin \theta$ в зависимости от ω_B .

Чтобы найти частоту собственных колебаний ω_B относительно оси BB , подставляем найденные значения y и $\sin \theta$ в уравнение (12). В результате этого, как и раньше, получаем уравнение шестой степени, которое приводится к полиному кубического уравнению.

Таким образом, в каждой из рассматриваемых плоскостей происходят колебания относительно трех или менее параллельных осей, координаты которых определяются действительными значениями ω_A^2 и ω_B^2 .

В тех случаях, когда действие какого-нибудь из возмущающих импульсов особенно сильно, как при четырехцилиндровом двигателе, или когда необходимо, чтобы какая-нибудь точка силового агрегата не испытывала перемещений, как при использовании толкающей трубы для передачи от заднего моста толкающего усилия и реактивного момента, целесообразно применение подвески, основанной на принципе центра удара.

В соответствии с теоремой о центре удара неподвижная ось, на которой вращается тело, не будет испытывать удара, действующего на это тело при условии:

- 1) если тело симметрично и удар приложен в плоскости симметрии;
- 2) если направление удара перпендикулярно прямой, соединяющей точку пересечения оси вращения с плоскостью симметрии и центр тяжести;
- 3) если удар приложен в центре удара — точке, стоящей от оси вращения на расстоянии

$$L = \frac{J}{m p}, \quad (13)$$

где p — расстояние центра тяжести от оси вращения.

Вводя в выражение вместо момента инерции J относительно оси вращения радиус инерции ρ_0 относительно центра тяжести и расстояние q от центра тяжести до центра удара вместо расстояния L от оси вращения до центра удара, получаем

$$q = \frac{\rho_0^2}{p}. \quad (14)$$

Таким образом, если расположить передние опоры 1 (рис. 5) в плоскости действия неуравновешенной силы инерции второго порядка на расстоянии q от центра тяжести O , а задние опоры 2 на расстоянии p по другую сторону от центра тяжести, на оси, соединяющей центр тяжести и передние опоры 1, то динамические силы, действующие в плоскости опор 1, не вызовут реакции в задних опорах 2 и наоборот. Поэтому передняя опора должна быть сделана мягкой, чтобы препятствовать передаче импульсов, а задняя может быть сделана относительно жесткой.

Дополнительное преимущество достигается, когда ось 1—2 совпадает с главной осью инерции Z , а оси опор параллельны главной осью инерции, так как при этом уменьшается число связанных колебаний.

Соблюдение приведенных условий позволяет представить силовой агрегат и его подвеску в виде динамической модели из двух не связанных между собой масс, опирающихся на пружины. Частоты собственных колебаний этих масс могут быть определены по выражению (2).

Однако на практике при системе подвески, основанной на принципе центра удара, оси опор обычно располагаются симметрично осям двигателя.

Этот тип подвески иногда находит применение также при шести- и восьмицилиндровых двигателях, если предполагают, что после ремонта двигателя возможно возникновение неуравновешенных сил инерции первого порядка. Поскольку в этих

условиях неуравновешенность может возникнуть в плоскости любого цилиндра, то с этой точки зрения расположение передних опор на половине длины блока цилиндров является наиболее оправданным.

В заднем конце силового агрегата можно поместить опору в плоскости XOZ или вблизи нее в связи с тем, что ось Z здесь проходит ниже оси коленчатого вала. В переднем конце силового агрегата, где ось Z проходит выше оси коленчатого вала, расположение опор оказывается весьма затруднительным, так как требует применения высоких кронштейнов. Поэтому здесь часто применяют две V-образно установленные опоры (рис. 6), которые условно можно заменить одной эквивалентной опорой,

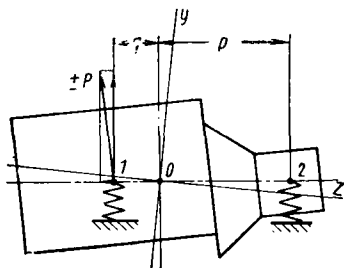


Рис. 5.

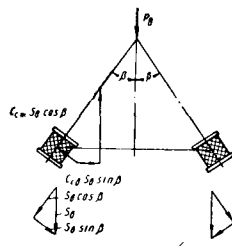


Рис. 6.

обладающей такими же упругими свойствами, но расположенной значительно выше их.

В том случае, когда угол между главной осью Z и осью коленчатого вала мал, V-образная установка опор может оказаться необходимой и в заднем конце силового агрегата.

Определим вертикальную, горизонтальную и угловую жесткости, а также расположение этой эквивалентной опоры.

Вертикальная жесткость эквивалентной опоры (рис. 6). Пусть под вертикальным усилием $\frac{P_v}{2}$

каждая опора, расположенная под углом β к оси симметрии, деформируется в вертикальном направлении на величину s_v . Деформация s_v может быть разложена на деформации в направлениях сжатия и сдвига опоры соответственно на $s_v \cos \beta$ и $s_v \sin \beta$.

Если принять, что жесткость в направлении сжатия равна $C_{сж}$, а в направлении сдвига $C_{сд}$, то составляющие сжатия и сдвига будут соответственно равны $C_{сж}s_v \cos \beta$ и $C_{сд}s_v \sin \beta$.

Таким образом, сумма вертикальных проекций сил сжатия и сдвига для двух опор

$$P_v = 2s_v(C_{сж} \cos^2 \beta + C_{сд} \sin^2 \beta),$$

откуда вертикальная жесткость эквивалентной опоры

$$C_{зв} = 2(C_{сж} \cos^2 \beta + C_{сд} \sin^2 \beta). \quad (15)$$

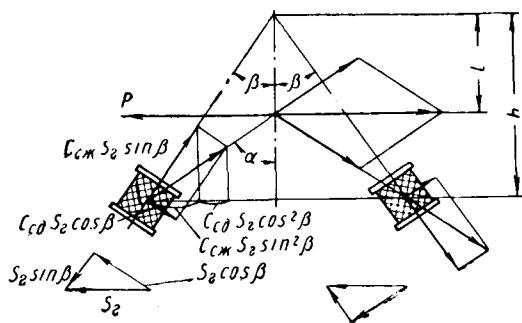


Рис. 7.

Горизонтальная жесткость и положение эквивалентной опоры (рис. 7). Аналогично находим сумму горизонтальных проекций сил сжатия и сдвига двух опор

$$P_z = 2s_z(C_{сж} \sin^2 \beta + C_{сд} \cos^2 \beta),$$

откуда горизонтальная жесткость эквивалентной опоры

$$C_{зг} = 2(C_{сж} \sin^2 \beta + C_{сд} \cos^2 \beta). \quad (16)$$

Положение эквивалентной опоры или точка приложения горизонтальной равнодействующей может быть найдено из треугольника сил

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{C_{сд}s_z \cos \beta}{C_{сж}s_z \sin \beta}$$

или

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{C_{сд}}{C_{сж}}, \quad (17)$$

где α — угол между равнодействующей и осью симметрии.

Если обозначить размеры по вертикали от точки пересечения осей сжатия до центров опор и до центра эквивалентной опоры соответственно через h и l , то из простых соотношений следует

$$\frac{l}{h} = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta \sin \alpha}.$$

Из треугольника сил

$$\sin(\alpha - \beta) = \frac{C_{сд}s_z \cos \beta}{\frac{P_z}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}} = \frac{2C_{сд}s_z \sin \alpha \cos \beta}{P_z},$$

поэтому

$$\frac{l}{h} = \frac{2C_{сд}}{C_{зв}}. \quad (18)$$

Угловая жесткость эквивалентной опоры (рис. 8). Пусть на опоры действует момент пары сил M , создающий в опорах вертикальные усилия $\frac{M}{2n}$, где $2n$ — расстояние

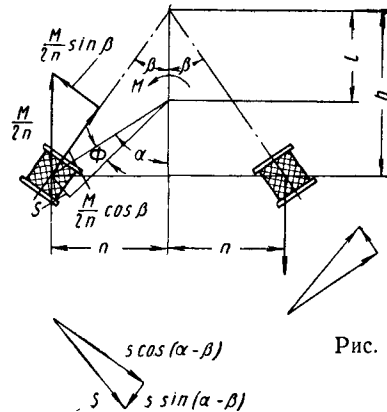


Рис. 8.

между центрами опор, которые могут быть разложены на составляющие сжатия и сдвига соответственно на $\frac{M \cos \beta}{2n}$

$$\text{и } \frac{M \sin \beta}{2n}.$$

Отсюда деформация сжатия и сдвига будут соответственно равны $\frac{M \cos \beta}{2n C_{сж}}$ и $\frac{M \sin \beta}{2n C_{сд}}$.

При повороте обеих опор на угол Φ относительно центра эквивалентной опоры линейная деформация на опорах

$$s = \frac{\Phi n}{\sin \alpha}.$$

Деформация s может быть разложена на деформации в направлениях сжатия и сдвига соответственно на

$$s \sin(\alpha - \beta) \text{ и } s \cos(\alpha - \beta),$$

Отношения деформаций, полученных двумя способами, должны быть равны, т. е.

$$\frac{M \cos \beta}{\frac{2n C_{сж}}{M \sin \beta}} = \frac{s \sin (\alpha - \beta)}{2n C_{сд}}$$

Откуда

$$\frac{C_{сд}}{C_{сж}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \operatorname{tg} (\alpha - \beta).$$

Таким образом, опять получаем уравнение (17), определяющее положение эквивалентной опоры.

На основе равенства деформаций сдвига имеем

$$s \cos (\alpha - \beta) = \frac{M}{2n C_{сд}} \sin \beta.$$

Подставляя значение s , получим

$$\frac{\Phi n}{\sin \alpha} \cos (\alpha - \beta) = \frac{M}{2n C_{сд}} \sin \beta,$$

откуда угловая жесткость

$$C_{\text{уг}} = \frac{M}{\Phi} = \frac{2n^2 C_{сд} \cos (\alpha - \beta)}{\sin \alpha \sin \beta} = 2n^2 C_{сд} (1 + \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{ctg} \beta),$$

или, подставляя $\operatorname{ctg} \alpha = \frac{h-l}{n}$ и $\operatorname{ctg} \beta = \frac{h}{n}$, окончательно получаем

$$C_{\text{уг}} = 2(n^2 + h^2 - hl) C_{сд}. \quad (19)$$

В качестве упругого элемента подвески силового агрегата на легковых автомобилях используется резина, которая позволяет в широком диапазоне менять общую жесткость опоры путем применения композиций, обладающих различной твердостью, и, изменяя ее конфигурацию за счет наружной формы или введения полостей, получать любую требуемую степень жесткости в нужном направлении.

Для опор употребляется резина на основе натурального каучука, обладающая высокой прочностью, значительным внутренним трением, низкой остаточной деформацией и небольшим колебанием свойств в пределах от -20 до $+70^\circ$.

Опоры выполняются в форме резиновых блоков с привулканизированной к ним стальной арматурой, используемой для крепления, что дает возможность удобно воспринимать усилия сдвига, а также нормальные нагрузки, действующие в противоположных направлениях, и таким образом наиболее полно использовать объем резины.

Так как резина обладает низкой усталостной прочностью на растяжение, особенно в условиях воздействия агрессивных факторов, таких, как пары бензина, повышенная температу-

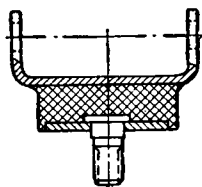


Рис. 9.

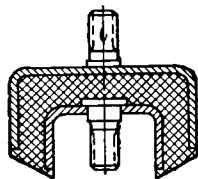


Рис. 10.

ра и др., опоры выполняются так, чтобы они подвергались только сдвигу и сжатию. При этом для изоляции от передачи колебаний, когда необходима большая деформация, преимущественно используется сдвиг, а для ограничения перемещений силового агрегата, когда необходима малая деформация, — сжатие. Наилучшие результаты с точки зрения срока службы резины достигаются при комбинированном действии сдвига и сжатия, как при V-образной установке опор.

Для изоляции от передачи колебаний применяются простые прямоугольные или круглые опоры (рис. 9), которые позволяют нагружать на сдвиг или сжатие или на комбинацию обоих видов напряжений.

Фиксация силового агрегата в продольном направлении удобно осуществляется с помощью опор корытного профиля

(рис. 10), обладающих низкой жесткостью на сдвиг в продольном направлении (перпендикулярно плоскости чертежа).

Опоры фиксирующего типа обычно применяются либо только в переднем, либо только в заднем креплении силового агрегата.

Фиксация силового агрегата в поперечном направлении лучше всего осуществляется с помощью V-образной установки опор, так как не влечет за собой увеличения угловой жесткости подвески.

Для ограничений вертикальных перемещений силового агрегата под действием случайных ударных нагрузок и резких изменений крутящего момента в мягких опорах, нагружаемых на сдвиг, применяются упоры (рис. 11). При этом для уменьшения амплитуды колебаний может быть использовано прогрессивное увеличение жесткости за счет постепенного изменения плеча приложения нагрузки.

В тех случаях, когда опоры установлены так, что разрушение резины может повлечь за собой аварию, в их конструкции предусматривают специальные предохранительные устройства вроде упомянутых упоров.

Чтобы излишне не нагружать резину опор, несоответствие в продольных и поперечных установочных размерах рамы и силового агрегата компенсируется за счет овальных отверстий для крепежных болтов в арматуре тех опор, которые не фиксируют положение силового агрегата в этом направлении.

Выбор размеров резиновых частей опор производится на основе статической нагрузки, приходящейся на опоры от веса силового агрегата. При этом напряжение сдвига не должно превышать $1,75 \text{ кг/см}^2$, а создаваемая при этом деформация 25% . Напряжение сжатия не имеет строгого предела и колеблется в границах $3,5$ — $17,5 \text{ кг/см}^2$; для сжатия существенной является величина деформации, которая не должна превышать 20% [3].

При этом чтобы обеспечить сквозную вулканизацию, толщина резины не должна быть более 45 мм .

Эти предельные значения напряжений и деформаций равным образом относятся к составляющим сдвига и сжатия при комбинированном действии обоих видов напряжения.

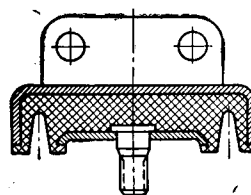


Рис. 11.

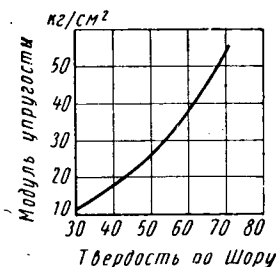


Рис. 12.

Учитывая относительно небольшие для резины деформации опор, для расчетов напряжений и жесткостей могут применяться зависимости между усилием и деформацией, основанные на законе Гука [5].

В случаях комбинированного действия сжатия и сдвига, например при V-образной установке опор (рис. 6) или при опорах корытного профиля (рис. 10), определение составляющих сил сжатия и сдвига от вертикальной нагрузки представляет собой статически неразрешимую задачу.

Статика дает всего одно уравнение — равенство проекций сил на вертикальную ось; второе уравнение получается из условий деформации.

Значение модуля упругости при сжатии E для резины в зависимости от числа твердости по Шору приведено на рис. 12 [5].

Модуль упругости при сдвиге для резины $G = \frac{E}{3}$ [5]. Для опор силового агрегата применяется резина твердостью 45 — 60 единиц по Шору.

Необходимо учитывать, что модули упругости резины при сжатии и сдвиге в условиях динамического нагружения превышают таковые для статических условий. Для резины, применяемых в опорах силового агрегата, это отношение колеблется от $1,05$ до $1,20$ [1]. При массовом производстве надо еще учитывать допуск на колебание твердости резины, который может быть принят равным $\pm 15\%$ [1].

Чтобы обеспечить на практике получение необходимых упругих свойств, рабочие чертежи опор, помимо требований твердости резины и максимального усилия отрыва арматуры, должны иметь указания об испытательных усилиях и соответствующих деформациях в направлении действия основных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Horovitz M., The Institute of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, № 1, 1957—1958.
2. Gerke G. «ATZ» № 8, 1956.
3. Riesing E. F. «SAE Quarterly Transactions» № 1, 1950.

4. «Automobile Engineer» № 3, 1953.

5. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, т. 11, Машгиз, 1958.

Компрессор и регулятор давления автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131

Л. А. ОСТРОУМОВ

Московский автозавод имени Лихачева

В СОВРЕМЕННЫХ автомобилях сжатый воздух применяется не только в пневматическом приводе тормозов, но и в централизованной системе накачивания шин, в пневматической подвеске, в управлении переключения передач в двухскоростном заднем мосту и раздаточной коробке и т. д.

Компрессор, устанавливаемый в настоящее время на автомобилях ЗИЛ-164 и ЗИЛ-157, не удовлетворяет в полной мере этих потребностей. Поэтому была поставлена задача спроектировать компрессор большей производительности. В результате проведенных работ был создан компрессор автомобиля ЗИЛ-130 — непрямоточный двухцилиндровый компрессор одноступенчатого сжатия с жидкостным охлаждением головки и блока цилиндров. Система смазки компрессора — под давлением и разбрызгиванием. Разгрузка компрессора осуществляется методом перепуска через открывающиеся впускные клапаны.

Производительность компрессоров автомобилей ЗИЛ-164 (штриховые линии) и ЗИЛ-130 (сплошные линии) показана на рис. 1.

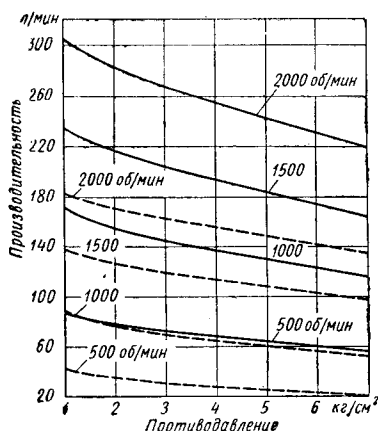


Рис. 1.

Повышение производительности нового компрессора по сравнению с компрессором автомобиля ЗИЛ-164 получено за счет увеличения диаметра цилиндров и способа наполнения их воздухом.

Основные параметры компрессора следующие:

Число цилиндров	2
Диаметр цилиндров в мм	60
Ход поршня в мм	38
Объем цилиндра в см³	214,8

Конструкция компрессора ЗИЛ-130 показана на рис. 2. Коленчатый вал 1 от осевого смещения фиксируется задним коренным подшипником 2, наружное кольцо которого зажато между картером 3 и задней крышкой 4, а внутреннее кольцо крепится на валу при помощи кольцевой гайки 5. Передний

коренной подшипник 6 коленчатого вала плавающий. В нижней головке шатунов 7 установлены биметаллические вкладыши, а в верхней головке — бронзовые втулки.

На каждом поршне 8 имеется по три кольца, из которых два верхних являются компрессионными, а одно нижнее — маслосъемное.

Воздух, поступающий в компрессор, проходит очистку в воздушном фильтре двигателя и по гибкому резиновому шлангу попадает под пластинчатые впускные клапаны 9, расположенные в блоке цилиндров. Сжатый поршнями воздух через выпускные клапаны 10 поступает в головку и оттуда по трубопроводу в пневматическую систему автомобиля.

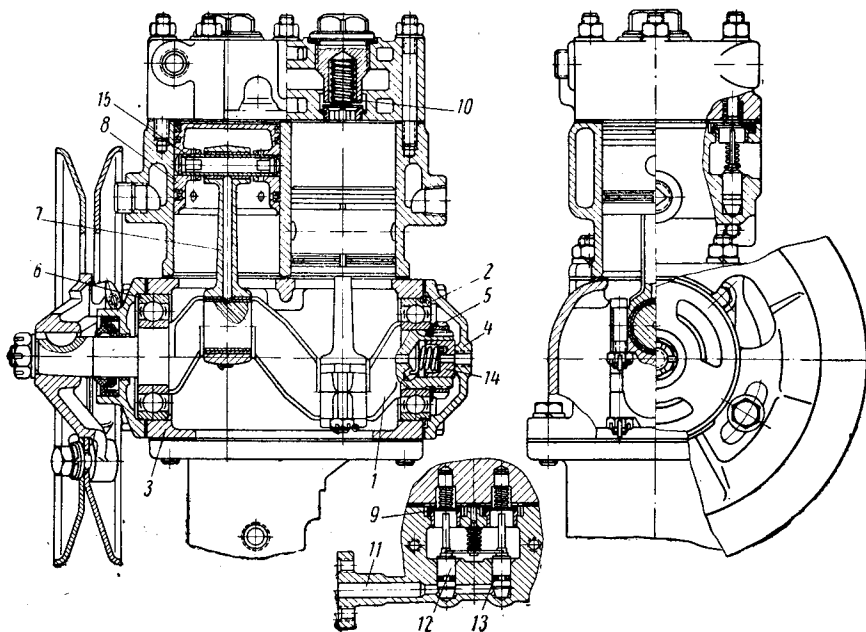


Рис. 2.

При достижении в пневматической системе давления, равно-го 7 кг/см^2 , регулятор давления подает сжатый воздух по каналу 11 под плунжеры 12 с уплотнительными кольцами 13, плунжеры поднимаются и отрывают впускные клапаны от своих седел, давая тем самым возможность свободному прохождению воздуха из цилиндра в цилиндр, при этом подача воздуха в пневматическую систему прекращается.

Масло для смазки компрессора поступает из системы смазки двигателя по трубопроводу через отверстие в задней крышке 4, уплотнитель 14, каналы в коленчатом валу 1 к шатунным подшипникам и по каналу в шатуне 7 к поршневому пальцу 15. Масло, проникшее по зазорам в шатунных подшипниках, разбрызгивается в картере, смазывая зеркало цилиндров и коренные подшипники коленчатого вала. Накопившееся в картере масло самотеком сливается в картер двигателя по трубопроводу.

Жидкость для охлаждения компрессора поступает по трубке из водяной рубашки впускного трубопровода двигателя в блок цилиндров, а оттуда в головку и отводится во всасывающую полость водяного насоса.

Компрессор устанавливается на двигателе неподвижно, поэтому натяжение приводного ремня производится угловым смещением штампованных дисков раздвижного шкива.

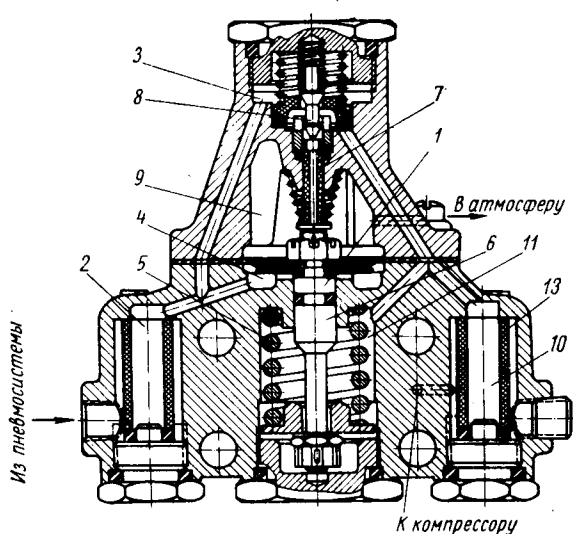


Рис. 3.

Передаточное число от коленчатого вала двигателя к компрессору изменяется в пределах от 1,23 до 1,41 за счет изменения диаметра шкива компрессора при натяжении ремня.

Компрессор автомобиля ЗИЛ-130 более надежен в работе и лишен целого ряда недостатков, присущих компрессору автомобиля ЗИЛ-164.

Так, например, введение самодельствующих впускных клапанов резко сократило выброс масла со сжатым воздухом в пневматическую систему; введение биметаллических вкладышей нижней головки шатуна значительно увеличило износостойкость и упростило ремонт компрессора.

Конструкция компрессора такова, что его можно устанавливать на все грузовые автомобили и автобусы с пневматическими системами отечественного производства. Эта межзаводская унификация компрессора значительно упрощает его обслуживание и ремонт в эксплуатации.

Регулятор давления пневматической системы автомобиля предназначен для выключения компрессора при достижении

максимального давления и для включения его при падении давления.

Существующий регулятор давления АР-10Б недостаточно надежен в работе, поэтому для автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 была принята конструкция диафрагменного регулятора давления (рис. 3).

Регулятор давления устанавливается на блоке цилиндров компрессора и соединяется непосредственно с каналом 11 (рис. 2) в блоке.

Корпус регулятора состоит из двух частей, отделенных друг от друга диафрагмой 1; в обеих частях корпуса имеются полости, изолированные одна от другой уплотнительными кольцами или клапаном.

На рис. 3 регулятор показан в положении, когда давление в пневматической системе отсутствует и все подвижные детали усилены пружинами отжаты в крайнее нижнее положение.

Регулятор давления работает следующим образом. При повышении давления в пневматической системе воздух поступает в полость 2, откуда подается по каналам: в верхнем корпусе в полость 3, в нижнем корпусе в поддиафрагменную полость 4. Преодолевая сопротивление пружины 5, воздух поднимает диафрагму 1 вместе со штоком. Шток заставляет подниматься толкатель 7, центральный канал в котором перекрывается нижним конусом двойного клапана 8, разобщая тем самым полость 9, связанную с атмосферой, от всех других полостей. При дальнейшем подъеме штока открывается верхний клапан.

Верхний клапан открывается при достижении давления в пневматической системе 7 кг/см^2 .

Сжатый воздух из полости 3 по каналам проходит в полость 10, а оттуда под плунжеры разгрузочного устройства компрессора и в полость 11, где создает дополнительное усилие на штоке 6 за счет включения в работу добавочной площади, равной сечению штока. Это добавочное усилие обеспечивает четкую работу регулятора и разность в давлениях включения и выключения компрессора.

При снижении давления в пневматической системе, а следовательно, и в полостях 4 и 11 пружина преодолевает усилие сжатого воздуха и заставляет опускаться шток 6 и толкатель 7, в результате чего верхний конус клапана 8 садится на свое гнездо, а нижний клапан сообщает полости 11 и 10 через полость 9 с атмосферой, выпуская воздух из-под плунжеров разгрузочного устройства компрессора.

Открытие нижнего клапана происходит при падении давления в пневматической системе до 6 кг/см^2 .

Для обеспечения надежной работы регулятора давления на входах воздуха из пневматической системы и разгрузочного устройства компрессора установлены металлокерамические фильтры 13.

Построенные и испытанные опытные образцы компрессора и регулятора давления показали надежную их работу во всех условиях эксплуатации.

К методике расчета гасителя крутильных колебаний

В. Н. МОСКАЛЕВ

НАМИ

ДЛЯ УСТРАНЕНИЯ колебаний в трансмиссии автомобиля, вызывающих вибрации, стуки и усталостные явления в деталях, обычно применяют гасители колебаний, устанавливаемые в ведомом диске сцепления. Наибольшее распространение в автомобилестроении получили упругофрикционные гасители, включаемые в трансмиссию последовательно. Такой гаситель колебаний представляет собой упругую пружинную муфту, параллельно которой включена фрикционная муфта, рассеивающая энергию при наличии взаимных угловых перемещений ведущего и ведомого элементов муфты.

Конструктивно обе муфты объединены в одно целое с ведомым диском сцепления.

Введение в трансмиссию упругой муфты гасителя колебаний приводит к снижению динамических нагрузок, возникающих в результате резкого включения сцепления при трогании автомобиля с места. Эксперименты показали, что упругая муфта гасителя колебаний при малых начальных оборотах двигателя снижает нагрузки на 44%, при высоких начальных оборотах на 5% [1]. Однако основное назначение гасителя — гасить крутильные колебания, достигающие больших величин на reso-

нансных режимах работы системы двигатель—трансмиссия. Поэтому расчет характеристик упругой муфты гасителя колебаний следует проводить из условия эффективного гашения крутильных колебаний с последующей проверкой на снижение нагрузок при трогании автомобиля с места.

Как известно, существуют методы расчета упругофрикционных гасителей крутильных колебаний, включаемых в трансмиссию параллельно [2], и упругофрикционных гасителей для трансмиссии автомобиля [3]. Однако трудоемкость расчетов еще велика и в качестве исходных используется большое число данных, которые необходимо получать экспериментально (крутильные жесткости, моменты инерции деталей трансмиссии).

Предлагаемая методика расчета гасителя крутильных колебаний должна применяться в тех случаях, когда в трансмиссии автомобиля, несмотря на наличие гасящих свойств в двигателе и агрегатах, наблюдаются колебания с опасной амплитудой, приводящей к появлению знакопеременного крутящего момента, и, ввиду наличия зазоров, к ударам и стукам в трансмиссии. Это, прежде всего, относится к грузовым автомобилям и автобусам (например, ГАЗ-51) [4].

Сложность существующих методов расчета гасителя крутильных колебаний требует создания более простого инженерного метода. Расчет можно существенно упростить исходя из определенных допущений. В опубликованных работах решается задача отыскания характеристик гасителя, оптимальных с точки зрения гашения колебаний в процессе их развития. Возможно другая постановка задачи: необходимо определить характеристики гасителя колебаний, оптимальные с точки зрения гашения колебаний с заданной опасной амплитудой. Такой подход позволяет получить простые решения и расчетные формулы. Кроме того, гаситель, рассчитанный на максимальное гашение опасных колебаний, будет включаться в работу только в резонансных и околорезонансных зонах, где колебания достигают больших амплитуд, и не будет рассеивать полезную энергию, доставляемую двигателем на остальных рабочих режимах, где колебания невелики и не представляют опасности. Тем самым не снижается к.п.д. трансмиссии на этих режимах.

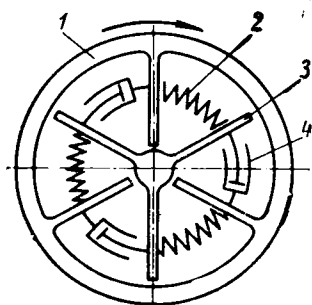


Рис. 1. Схема упругофрикционного гасителя крутильных колебаний, устанавливаемого в сцеплении автомобиля:

1 — ведущая часть муфты; 2 — упругий элемент; 3 — ведомая часть муфты; 4 — фрикционный элемент.

Рассмотрим работу упругофрикционного гасителя крутильных колебаний, включаемого в трансмиссию последовательно [5].

На рис. 1 представлена схема такого гасителя колебаний. Крутящий момент от ведущего элемента 1 (диск с фрикционными накладками) через упругий элемент 2 (спиральные пружины) передается на ведомый элемент 3 (ступица ведомого диска сцепления). Относительное перемещение ведущего и ведомого элементов происходит с трением, создаваемым фрикци-

онным элементом 4. Характеристиками гасителя крутильных колебаний, необходимыми для его конструирования, являются: момент трения фрикционной муфты M_T ; предельный максимальный момент, передаваемый упругой муфтой без замыкания пружин, M_3 ; жесткость упругой муфты c ; момент преднатяга пружин упругой муфты M_n .

На рис. 2, а приведена идеализированная характеристика упругофрикционного гасителя колебаний, представляющая собой зависимость между углом поворота φ ведомого элемента относительно ведущего и передаваемым крутящим моментом M . Нагрузочная ветвь за счет наличия трения лежит выше разгрузочной на величину $2M_T$. Наклон характеристики обуславливается жесткостью упругой муфты c (тангенс угла наклона $\frac{M}{\varphi}$). Предельный максимальный момент, передаваемый гасителем колебаний без замыкания пружин, как следует из графика, равен

$$M_2 = M_3 + M_T. \quad (1)$$

Остановимся на выборе величины максимально допустимой амплитуды колебаний. В трансмиссии автомобиля при передаче крутящего момента от двигателя внутреннего сгорания в результате резонанса развиваются колебания момента, которые приводят к появлению знакопеременного момента [4]. Наличие зазора в зацеплении шестерен коробки передач и в других сопряженных деталях обуславливает удары и стуки в трансмиссии при передаче знакопеременного момента. Максимальная амплитуда колебаний $M_{a \max}$ момента не должна превышать средний крутящий момент M_c или, в крайнем случае, должна быть равна ему

$$M_{a \max} \leq M_c. \quad (2)$$

На рис. 2, б изображены колебания момента с амплитудой $M_{a \max}$, равной M_c . Чтобы обеспечить работу гасителя колебаний при колебаниях с такой амплитудой без замыкания упругой муфты гасителя колебаний, предельный максимальный момент последнего M_2 должен быть больше или равен $2M_{a \max}$ (рис. 2, б).

$$M_2 \geq 2M_{a \max}$$

или

$$M_2 \geq 2M_c.$$

Как было показано выше, момент гасителя колебаний M_2 может быть выражен через момент замыкания упругой муфты M_3 и момент трения фрикционной муфты M_T .

$$M_2 = M_3 + M_T.$$

Таким образом, момент замыкания упругой муфты гасителя крутильных колебаний, который необходимо знать при конструировании последнего,

$$M_3 \geq 2M_c - M_T. \quad (3)$$

Определим момент трения, обеспечивающий эффективное гашение колебаний с заданной амплитудой M_a . Предположим, что через трансмиссию автомобиля, а следовательно и через гаситель колебаний, передается средний крутящий момент M_c с амплитудой колебаний момента M_a (рис. 2, а). В этом случае работа трения за один цикл колебаний

$$A = 2M_T (\varphi_2 - \varphi_1).$$

Деля подстановку и преобразовывая это выражение, получим

$$A = 4 \frac{M_a M_T - M_T^2}{c}. \quad (4)$$

Из полученного выражения видно, что чем меньше жесткость гасителя крутильных колебаний, тем больше работа трения за цикл и, следовательно, эффективное гашение колебаний.

Определим момент трения M_T , при котором работа трения максимальна,

$$\frac{\partial A}{\partial M_T} = 0,$$

откуда момент трения, обеспечивающий максимальное гашение колебаний с амплитудой M_a ,

$$M_T = 0,5M_a.$$

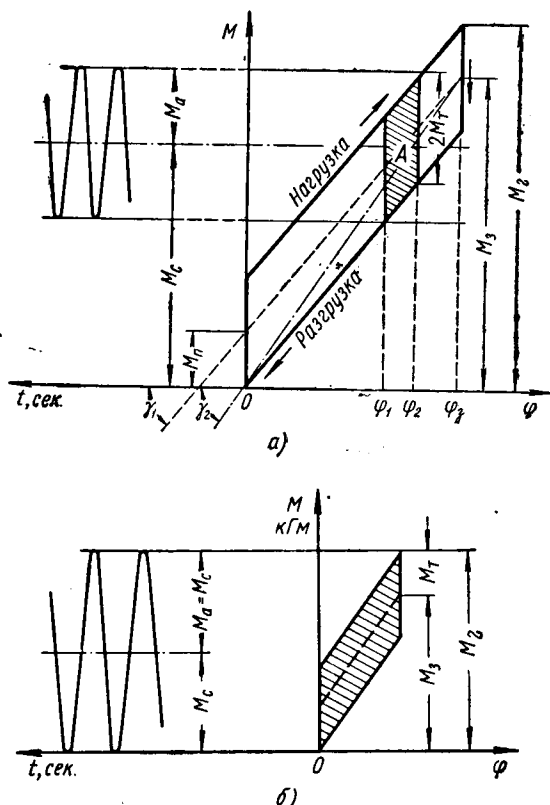


Рис. 2. Схематизированные характеристики гасителя крутильных колебаний:

а — работа гасителя колебаний при произвольной амплитуде колебаний; б — работа гасителя колебаний при максимально-допустимой амплитуде колебаний.

а максимальная работа за цикл

$$A_{\max} = \frac{M_a^2}{c}.$$

Суммарная работа трения гасителя колебаний A_{Σ} в процессе развития колебаний от 0 до опасной амплитуды колебаний $M_{a \max}$ при условии линейного нарастания амплитуды колебаний M_a по времени будет

$$A_{\Sigma} = \int_0^{M_{a \max}} f(M_a) dM_a.$$

Для гасителя крутильных колебаний с постоянным моментом трения M_T

$$A_{\Sigma} = \int_{M_T}^{M_{a \max}} 4 \frac{M_a M_T - M_T^2}{c} dM_a.$$

Вычисляя, получим

$$A_{\Sigma} = \frac{2M_T^3 - 4M_{a \max} M_T^2 + 2M_{a \max}^2 M_T}{c}. \quad (5)$$

Найдем значение момента трения M_T , при котором суммарная работа трения максимальна,

$$\frac{\partial A_{\Sigma}}{\partial M_T} = 0.$$

Отсюда момент трения, обеспечивающий максимальное гашение колебаний в процессе их линейного нарастания,

$$M_T = 0,33 M_{a \max}. \quad (6)$$

Для иллюстрации выбора момента трения по формуле (6) на рис. 3 приведена зависимость работы трения от амплитуды колебаний M_a , отличающейся от опасной амплитуды $M_{a \max}$. На графике нанесена кривая 1 работы трения «идеального» гасителя

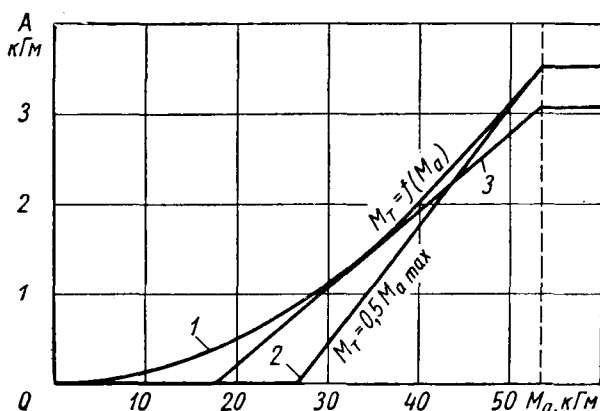


Рис. 3. Зависимость работы трения гасителя крутильных колебаний от амплитуды колебаний.

теля крутильных колебаний, у которого в зависимости от изменения амплитуды колебаний меняется момент трения таким образом, что работа трения становится максимальной для каждой амплитуды M_a . Такой гаситель колебаний уменьшал бы с наибольшей эффективностью все колебания от малых до больших. Линия 2 отражает работу трения в зависимости от амплитуды колебаний при постоянном моменте трения, равном по формуле (4) $0,5 M_{a \max}$. Как видно из графика, колебания с малой амплитудой не гасятся таким гасителем колебаний и, только начиная с точки $M_a = 0,5 M_{a \max}$, последний включается в работу и по эффективности с ростом амплитуды M_a быстро приближается к характеристике «идеального» гасителя. Линия 3 отражает работу трения в зависимости от амплитуды колебаний при моменте трения гасителя колебаний, подсчитанном по равенству (6) и равном $0,33 M_{a \max}$. Как видно из графика, такой гаситель крутильных колебаний близок к «идеальному» гасителю как при сравнительно малых амплитудах,

так и при амплитудах, приближающихся к максимальным. Однако при максимальных амплитудах его эффективность несколько ниже, чем у «идеального». Некоторое снижение эффективности гасителя колебаний на больших амплитудах позволяет получить значительное снижение требуемого момента трения.

Для облегчения конструктивного выполнения фрикционной муфты гасителя крутильных колебаний желательно иметь невысокие значения момента трения M_T . В силу параболы

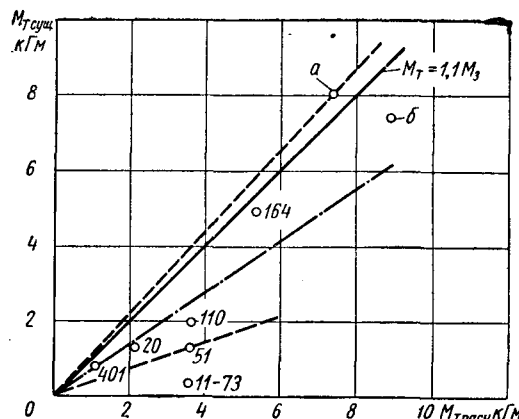


Рис. 4. Сравнительные данные по моменту трения фрикционной муфты гасителя колебаний у различных моделей автомобилей:

а — «Магирус»; б — «Вольво L399LFX».

зависимости работы от момента трения в точках, близких к максимуму, значительные изменения момента трения не уменьшают существенно работу трения. Снижение момента трения на 40% уменьшает эффективность гасителя колебаний на 15%, т. е. на величину, не влияющую на работу трансмиссии и практически неощутимую. Это подтверждается и данными по гасителям колебаний, имеющим хорошую эффективность гашения колебаний, возбуждаемых двигателем с сильными гармоническими составляющими крутящего момента («Вольво L399 LFX», «Магирус», рис. 4).

Таким образом, момент трения гасителя крутильных колебаний, практически обеспечивающего эффективное гашение колебаний,

$$M_T = 0,6 \cdot 0,33 M_{a \max} = 0,2 M_{a \max}. \quad (7)$$

На рис. 5 приведен график зависимости работы трения A от момента трения гасителя колебаний M_T , построенный по равенству (5), для гасителей автомобилей «Вольво» (кривая 1)

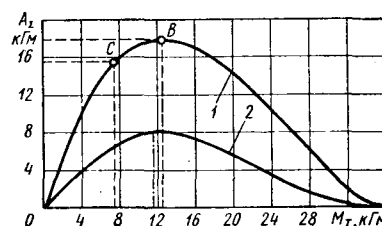


Рис. 5. Зависимость работы трения от момента трения гасителя колебаний:

1 — для автомобиля «Вольво L399LFX»; 2 — для автобуса «Магирус».

и «Магирус» (кривая 2). Как видно из графика, работа трения у гасителя автомобиля «Вольво» значительно больше, чем у гасителя «Магирус», что объясняется малой жесткостью первого. В точках, близких к максимальному значению, изменения работы невелики в довольно большом диапазоне значений момента трения. Точка С соответствует значению $M_T = 0,2 M_{a \max}$.

Как было показано в формуле (2), максимально-допустимая амплитуда колебаний $M_{a \max}$ определяется средним крутящим моментом M_c , передаваемым трансмиссией. Из неравенства (2) следует, что наибольшая величина $M_{a \max}$ должна быть меньше наименьшей величины M_c .

Наименьший средний крутящий момент при полной подаче топлива или смеси в цилиндры двигателя (когда возбуждающие силы максимальны) будет существовать при очень медленном разгоне автомобиля на подъеме без груза на низших передачах и может быть определен по формуле

$$M_c = M_{e \max} \frac{J_k + J_a}{J_{\partial \partial} + J_k + J_a}, \quad (8)$$

где J — приведенные к валу двигателя моменты инерции двигателя, колес и автомобиля (без нагрузки).

В случае, если отсутствуют данные по моментам инерции, можно вести расчеты по упрощенной формуле, известной из теории автомобиля,

$$M_c = M_{e \max} \frac{1 + 0,04K}{1 + 0,04K + 0,05Ki_k^2}, \quad (9)$$

где K — коэффициент, представляющий собой отношение веса автомобиля с полной нагрузкой к весу автомобиля без нагрузки; i_k — передаточное число в коробке передач.

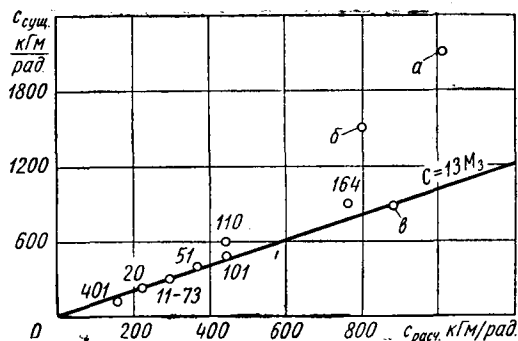


Рис. 6. Сравнительные данные по жесткости упругой муфты гасителя колебаний у различных моделей автомобилей:

а — MAN F-8; б — «Магнус»; в — «Вольво L399LFX».

Поскольку вторая передача для грузовых автомобилей и первая для легковых автомобилей являются передачами трогания с места и на них не наблюдаются опасные крутильные колебания [4] и [6], средний момент необходимо определять для третьей передачи грузовых и второй передачи легковых автомобилей. Передаточные числа в коробке передач на этих передачах для большинства отечественных автомобилей состав-

ляют для легковых 1,6 и тяжелых автомобилей 1,9. Коэффициент K для легковых автомобилей составляет 1,2—1,4 и для грузовых 1,6—2,1. По формуле (9) средний крутящий момент

$$M_c = (0,81 \div 0,86) M_{e \max} \quad (10)$$

(0,81 — для грузовых и 0,86 — для легковых автомобилей).

Определив M_c по одной из формул (8)—(10), определим момент трения гасителя колебаний по формуле (7)

$$M_T = 0,2 M_c.$$

Подставляя в формулу (3) значение M_T , получим момент замыкания упругой муфты

$$M_3 = 1,8 M_c. \quad (11)$$

В данном выражении поставлен знак равенства, так как целесообразно по условию (3) выбрать наименьшее значение M_3 , что обеспечит минимальную жесткость упругой муфты, а следовательно, максимальную работу трения и эффективность гасителя крутильных колебаний.

Момент трения фрикционной муфты гасителя колебаний можно выразить через момент замыкания упругой муфты

$$M_T = 1,1 M_3. \quad (12)$$

Как указывалось выше, момент замыкания может быть больше удвоенной амплитуды колебаний, однако это нежелательно с точки зрения эффективности работы гасителя колебаний. Увеличение момента замыкания неизбежно приведет к увеличению жесткости гасителя колебаний, что также снизит работу трения. Пружины упругой муфты гасителя колебаний целесообразно устанавливать с преднатягом (момент преднатяга M_n см. на рис. 2, а), так как при одном и том же значении момента замыкания M_3 это позволит получить меньшую жесткость ($\text{tg} \gamma_1 < \text{tg} \gamma_2$). Момент преднатяга M_n не должен быть больше момента трения гасителя колебаний. В противном случае гаситель колебаний преждевременно будет выключаться из работы при обратном ходе по разгрузочной ветви характеристики гасителя. Следовательно, момент преднатяга должен быть равен моменту трения

$$M_n = M_T. \quad (13)$$

Таким образом, при необходимости гасить опасные колебания в трансмиссии автомобиля можно рассчитать характеристики гасителя колебаний, устанавливаемого в ведомом диске сцепления. При этом исходными будут являться следующие данные:

$M_{e \max}$ — максимальный момент двигателя; G_a — вес автомобиля с полной нагрузкой; G'_a — вес автомобиля без нагрузки.

Порядок расчета следующий:

1. По формулам (8) или (9) определяется M_c .

2. По формуле (11) определяется момент замыкания упругой муфты гасителя крутильных колебаний. В случае, если нет необходимых данных для расчета по формулам (8) и (9), момент

Модель автомобиля	Год выпуска	Двигатель	$M_{e \max}$ в кгм	M_3 в кгм		M_T в кгм			c в кгм/рад	
				по расчету	существующий	по расчету	по расчету по существующему M_3	существующий	по расчету	существующий
Москвич-401*	1943	Карбюраторный, четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный	5,8	9,6	12,5	1,06	1,37	0,5—1,1	162	93
ГАЗ-20	1946	То же	12,5	20	17	2,2	1,87	1,2—1,5	221	198
ЗИЛ-110	1946	Карбюраторный, четырехтактный, восьмицилиндровый, рядный	37	62,5	34	6,9	3,7	1,5—2,5	442	573
ГАЗ-51	1946	Карбюраторный, четырехтактный, шестицилиндровый, рядный	20,5	34	28,5	3,7	3,1	1,2—1,5	370	388
ЗИЛ-164А	1960	То же	33	49	59	5,4	6,5	5	767	900
Автобус «Магнус»	1957	Дизель четырехтактный, шестицилиндровый, V-образный	46	66	62	7,3	6,8	8	805	1500
Грузовой «Вольво L399LFX»	1956	Дизель четырехтактный, шестицилиндровый, рядный D9 SAS	59	85	68	9,3	7,5	7,5	884	890
Грузовой MAN F-8	1949	Дизель четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный 1548M	70	101	78	11,1	8,6	—	1015	2100

замыкания определяется по формуле, полученной подстановкой выражения (10) в (11).

$$M_3 = (1,45 \div 1,55) M_e \max$$

(для грузовых автомобилей 1,45 и для легковых автомобилей 1,55)

3. По формуле (12) определяется момент трения фрикционной муфты гасителя крутильных колебаний.

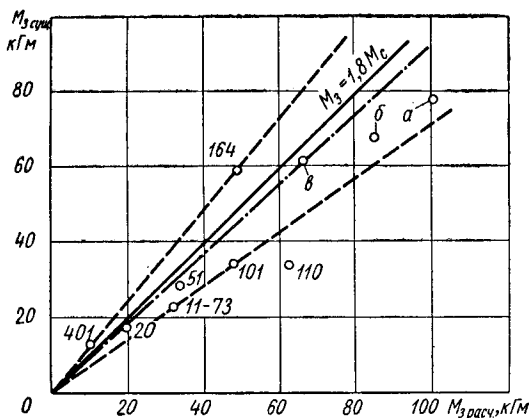


Рис. 7. Сравнительные данные по моменту замыкания упругой муфты гасителя колебаний у различных моделей автомобилей:

а — MAN F-8; б — «Вольво L339LFX»; в — «Магнус».

4. По формуле (13) определяется момент преднатяга пружин упругой муфты гасителя колебаний.

Жесткость упругой муфты должна быть минимальной, конструктивно возможной. Поскольку жесткость муфты обуславливается моментом замыкания, моментом преднатяга (которые уже определены расчетом) и максимальным углом поворота (до замыкания) φ_3 , т. е. $c = \frac{M_3 - M_n}{\varphi_3}$, то в распоряжении

конструктора остается только угол φ_3 . При разработке конструкции этот угол необходимо выполнять наибольшим. Как показывает анализ существующих конструкций гасителей

крутильных колебаний (рис. 6), жесткость последних всегда может быть выполнена не более, чем $13M_3$, т. е.

$$c \leq 13M_3. \quad (14)$$

На отдельных автомобилях («Москвич», «Победа») получены более низкие жесткости, чем по условию (14). Следовательно, ставя задачу получения минимально возможной жесткости, конструктор для ориентировки может оценить максимальную жесткость по формуле (14).

В таблице приведены данные, полученные расчетом, и характеристики существующих гасителей колебаний, устанавливаемых в сцеплении автомобиля. На рис. 4, 6 и 7 представлены графики, позволяющие сравнить расчетные и существующие характеристики гасителей автомобилей. Для каждой точки на графиках указаны модели автомобилей. Необходимо отметить, что в отдельных случаях большой разброс точек можно объяснить случайным подбором характеристик гасителей колебаний. Так, например, у автомобилей ГАЗ-20 и ГАЗ-51, имеющих разные двигатели и разные трансмиссии, момент трения, очевидно для унификации, выбран одинаковым (рис. 4). Малый момент замыкания у гасителя колебаний автомобиля ЗИЛ-110 (рис. 7) выбран в связи с небольшими резонансами в трансмиссии этого автомобиля. Восьмицилиндровый двигатель, установленный на ЗИЛ-110, имеет сравнительно слабые возбуждающие гармонические моменты в зоне рабочих оборотов двигателя.

Изложенная методика расчета гасителя крутильных колебаний позволяет путем простых расчетов получить характеристики, необходимые для конструирования этого гасителя. Рассчитанный гаситель колебаний обеспечивает максимальное гашение колебаний с опасной амплитудой, вызывающих вибрации и стуки в трансмиссии автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин П. П., «Автомобильная промышленность» № 3, 1956.
2. Терских В. П., Метод расчета вынужденных крутильных колебаний силовых установок. Сб. «Динамическая прочность деталей машин», АН СССР, 1946.
3. Иванов Ю. Б., «Автомобильная промышленность» № 5, 1958.
4. Стефанович Ю. Г., Москалев В. Н., Лунев И. С., «Автомобильная промышленность» № 10, 1960.
5. Малаховский Я. Э., Иванов Ю. Б., Демпферы, устанавливаемые в автомобильных сцеплениях. Сб. «Вопросы машиноведения», АН СССР, 1950.
6. Стефанович Ю. Г., «Автомобильная промышленность» № 7, 1961.

Автомобильные поезда большой грузоподъемности

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук Г. В. ЗИМЕЛЕВ, канд. техн. наук Л. А. БРОНШТЕЙН

ПЕРСПЕКТИВЫ развития отечественного транспорта, намеченные программой Коммунистической партии Советского Союза, требуют создания новых транспортных средств. Транспортные средства новой конструкции должны обладать высокими техническими качествами (скоростью, комфортабельностью, высокой надежностью и износостойкостью) и обеспечивать резкое повышение производительности труда и снижение себестоимости перевозок.

Намеченное программой КПСС расширение транспортно-дорожного строительства, которое приведет к тому, что во всей стране будет создана разветвленная сеть благоустроенных дорог, создаст все необходимые условия для того, чтобы в междугородных перевозках применялся подвижной состав особо большой грузоподъемности (50 т и выше), который обеспечит быстрый рост производительности труда на автомобильном транспорте.

Теоретически и практически доказано, что наилучшим путем увеличения грузоподъемности подвижного состава является применение автопоездов.

Это подтверждается опытом организации регулярных междугородных автомобильных перевозок на ряде магистралей, связывающих Москву, Ленинград, Киев, Харьков и другие

промышленные центры с другими районами страны. На этих линиях регулярного автосообщения все более широкое применение получают автопоезда.

По отчетным данным за 1960 г., только на территории РСФСР и УССР было перевезено автотранспортом общего пользования на линиях регулярного сообщения 6,8 млн. т грузов и выполнено 1632 млн. ткм. Среднее расстояние перевозки составило 240 км. Грузооборот, осуществляемый на линиях регулярного сообщения преимущественно автопоездами, составил свыше 9% всего грузооборота автотранспорта общего пользования этих республик и возрос по сравнению с 1958 г. почти в 7 раз.

Именно на этих линиях регулярного автосообщения наиболее эффективно применение автопоездов большой грузоподъемности. Они позволяют значительно сократить потребности в подвижном составе и шоферах при осуществлении междугородных перевозок и резко снизить их себестоимость.

Экономические расчеты показывают¹, что автопоезда грузоподъемностью 50 т обеспечивают рост производительности труда по сравнению с одиночным автомобилем МАЗ-200 (грузо-

¹ Л. А. Вронштейн и Г. В. Зимелев, «Автомобильный транспорт» № 12, 1961.

подъемностью 7 т) в 5 раз, а по сравнению с автопоездом в составе тягача МАЗ-200В и полуприцепа МАЗ-5215Б (общей грузоподъемностью 13 т) более чем в 3 раза.

Так, если для перевозки 1 млн. т груза на расстояние 100 км, т. е. для освоения годового грузооборота 100 млн. т/км требуется 250 автомобилей МАЗ-200 и около 400 шоферов или примерно 150 автопоездов МАЗ-200В плюс МАЗ-521Б и около 250 шоферов, то поездов грузоподъемностью 50 т потребуется всего 40, а шоферов 80.

Таков эффект, который достигается в случае применения автопоездов грузоподъемностью 50 т, но такая грузоподъемность автопоезда — не предел. Имеется полная техническая возможность создания автопоездов грузоподъемностью 100—150 т, которые при наличии соответствующих условий будут экономически оправданы.

Это определяется тем, что производительность труда и производительность подвижного состава возрастают в меньшей степени, чем повышается грузоподъемность. Поэтому удельная производительность, приходящаяся на 1 т грузоподъемности подвижного состава, снижается. Вместе с тем резко возрастают эксплуатационные расходы. Поэтому при очень высоких значениях грузоподъемности подвижного состава себестоимость перевозок снижается в очень небольшой степени.

Произведенные расчеты показывают, что себестоимость перевозки на автопоезде грузоподъемностью 50 т составляет 0,61 коп/ткм (при расстоянии перевозки 100 км), что в 2,8 раза ниже, чем себестоимость перевозки автопоездом МАЗ грузоподъемностью 12,5 т (1,71 коп/ткм при том же расстоянии).

Таким образом, применение автопоездов особо большой грузоподъемности дает годовую экономию 1,1 млн. руб. на каждые 100 млн. ткм транспортной работы.

Переход к автопоезду грузоподъемностью 100 т дает дополнительное снижение себестоимости перевозки примерно на 15%. Однако дальнейшее повышение грузоподъемности автопоездов не дает заметного выигрыша в себестоимости перевозок. Вместе с тем резко возрастают из-за повышения нагрузки на ось дорожно-строительные и дорожно-эксплуатационные расходы. Поэтому целесообразно на первый период ограничить грузоподъемность автопоездов до 100 т.

Пути создания автопоездов большой грузоподъемности в нашей стране. Чтобы автопоезда большой грузоподъемности развивали достаточные высокие скорости движения и не создавали препятствий для движения всего потока автомобилей по дороге, на них должны быть установлены двигатели повышенной мощности. Предварительные расчеты показали, что удельная мощность двигателей, устанавливаемых на автопоездах большой грузоподъемности, не должна быть ниже 7 л.с. на 1 т полного веса.

Седельные тягачи, работающие с полуприцепами большой грузоподъемности, и грузовые автомобили, работающие в составе автопоездов, должны быть оборудованы гидро- или электротрансмиссиями или многоступенчатыми коробками передач, двухступенчатыми задними мостами и дополнительными коробками с понижающими передачами.

Седельные тягачи должны быть короткобазными и иметь компоновку «кабина над двигателем»; должна быть резко улучшена конструкция сцепных и опорных устройств.

Определенным требованиям должны отвечать и дороги, по которым осуществляется движение автопоездов. Продольный профиль автомобильной дороги не должен содержать значительных по величине и затяжных уклонов; в плане дороги не должно быть малых радиусов закруглений; искусственные сооружения должны быть рассчитаны на высокие динамические нагрузки. Ширина проезжей части дороги должна обеспечивать не только свободный разезд встречного транспорта с автопоездом, но и надежный обгон автопоезда более быстрого транспорта.

Необходимо обеспечить полную механизацию погрузочно-разгрузочных работ, что потребует специального оборудования пунктов погрузки и разгрузки. Для облегчения погрузки и разгрузки, в частности, крупногабаритных и тяжеловесных грузов автопоезд должен иметь низкую погрузочную высоту платформы и оборудован соответствующими устройствами. Подъездные пути и территория пунктов погрузки и разгрузки должны обеспечивать удобное маневрирование автопоездов.

При отсутствии указанных условий идея использования автопоездов особо большой грузоподъемности может оказаться скомпрометированной из-за их низкой производительности. Общеизвестно, что если при прочих равных условиях относительное уменьшение средней технической скорости движения

автопоезда и относительное увеличение времени простоя в пунктах погрузки и разгрузки будут больше, чем относительное увеличение грузоподъемности автопоезда, то его производительность по мере увеличения грузоподъемности и общего веса будет падать, а не расти.

Тяговые расчеты, произведенные применительно к дорогам среднего качества, показали, что автомобиль-тягач МАЗ-200В может буксировать автопоезд общим весом не более 32—33 т (грузоподъемность такого автопоезда примерно 20 т) при относительно низких скоростях движения — около 18—20 км/час. Автомобиль-тягач ЯАЗ-214 со всеми ведущими колесами (6×6) может буксировать автопоезд полным весом 50—55 т (грузоподъемностью 30—32 т) при тех же скоростях движения (18—20 км/час), не обеспечивающих нормальных условий движения автомобильного транспорта. Таким образом, существующие типы тягачей не отвечают условиям их работы в составе автопоездов особо большой грузоподъемности. Надо создать для этой цели специальные типы тягачей, основные технические параметры которых определены путем тяговых расчетов.

Эти расчеты были произведены применительно к трем типам автопоездов грузоподъемностью 50, 100 и 150 т. Приблизительно общий вес таких автопоездов должен составлять соответственно 75, 150 и 225 т, поскольку собственный вес тягача и полуприцепа в современных конструкциях автопоездов составляет в среднем около 50% грузоподъемности автопоезда.

Выбор максимальной мощности и полного веса автопоезда производился таким образом, чтобы удельная мощность была в пределах 7—10 л.с./т и максимальная скорость автопоезда до 60 км/час.

Для автопоезда типа I (грузоподъемностью 50 т) необходим двигатель мощностью около 500 л.с., типа II (грузоподъемностью 100 т) около 1000 л.с. и типа III (грузоподъемностью 150 т) около 1500 л.с.

Для автопоезда грузоподъемностью 50 т тягач может быть создан в пределах модификаций, предусмотренных перспективным типажом подвижного состава автотранспорта. Для больших грузоподъемностей потребуются либо установка на тягаче двух двигателей, либо создание специальных компоновок и модификаций.

В качестве силовых установок на автопоездах большой грузоподъемности в дальнейшем могут быть использованы газовые турбины в сочетании с электротрансмиссией.

На ближайший период на автопоездах большой грузоподъемности должны устанавливаться двигатели с воспламенением от сжатия (дизеля).

Решение задачи создания в СССР автопоездов особо большой грузоподъемности может быть достигнуто различными путями, но в первую очередь путем увеличения числа осей поезда. Так, если прицепы большой грузоподъемности (до 40 т) выполняются, как правило, трехосными, из которых одна (передняя) является поворотной, а две задние — неповоротными (именно по этой схеме выполнен прицеп МАЗ-5208 грузоподъемностью 40 т, у которого на каждой оси смонтировано по 8 колес), то повышение грузоподъемности автопоезда до 60—65 т достигается путем увеличения числа осей прицепа до четырех. При этом передние оси кинематически связаны между собой. Если увеличить число осей прицепа до пяти, то грузоподъемность автопоезда может быть повышена до 80 т. Однако такая конструктивная схема, по существу состоящая из шарнирно соединенных между собой трехосного полуприцепа и двухосного прицепа, не получила за рубежом широкого распространения. При увеличении числа осей до шести (по три оси, устанавливаемые на передней и задней тележках) грузоподъемность прицепа может быть доведена до 90—100 т. Возможно и дальнейшее повышение грузоподъемности автопоезда путем дополнительной установки колес на специальных опорах, которые крепятся к платформе или к поворотным тележкам. Благодаря балансной подвеске колес на платформе может быть обеспечено равномерное распределение нагрузки на колеса.

Предварительные расчеты показывают, что автопоезд грузоподъемностью 50 т может состоять из седельного тягача, оборудованного двигателем 520 л.с., полуприцепа грузоподъемностью 25 т и четырехосного прицепа той же грузоподъемности. Полный вес такого автопоезда будет составлять 75 т, общая длина 22,5 м. Общее количество осей 9. Средняя нагрузка на ось 8,33 т.

Автопоезд грузоподъемностью 100 т (полный вес 150 т) может состоять из седельного тягача, полуприцепа грузоподъем-

ностью 33—34 т и двух прицепов примерно той же грузоподъемности.

У такого автопоезда 13 осей. Средняя нагрузка на ось составляет 11,5 т; общая длина автопоезда 32,5 м. На таком автопоезде должна быть силовая установка мощностью 1050 л.с., что дает (так же, как на автопоезде типа I) удельную мощность 7,0 л.с./т.

Автопоезда грузоподъемностью 150 т должны состоять не менее чем из четырех единиц прицепного состава — полуприцеп и три прицепа грузоподъемностью каждый около 40 т. В этом случае общая длина такого автопоезда достигнет 48 м, общий вес превысит 220 т и средняя нагрузка на ось составит 13 т.

Если учесть, что принятая нагрузка на ось на дорогах первой и второй категорий не должна превышать 10 т, то становится очевидным, что такой вариант компоновки автопоезда не является в настоящее время оптимальным, тем более, что увеличение количества единиц прицепного состава затруднит управление таким автопоездом и резко снизит его маневренные качества.

Однако следует учитывать, что совершенствование конструкции подвесок и шин (низкое давление, эластичный корд и др.) в сочетании с улучшением конструкции дорожных одежд и повышением их капитальности позволит в дальнейшем увеличить предельную нагрузку на ось и даст возможность применять автопоезда грузоподъемностью 150 т и более.

Видимо, будет решена задача повышения маневренных качеств автопоездов большой грузоподъемности, состоящих из многих единиц подвижного состава, и будет облегчено управление ими. Все это позволит в более далекой перспективе эффективно использовать автопоезда грузоподъемностью 150 т и более.

Применение автопоездов большой грузоподъемности в зарубежных странах. Анализ развития грузовых автомобильных поездов в зарубежных странах показал, что наибольшее распространение в США и ряде европейских стран получили тягачи с полуприцепами, а также автопоезда, состоящие из грузового автомобиля средней или большой грузоподъемности и одного-двух прицепов. Полная грузоподъемность таких автопоездов не превышает 30—35 т. Эти автопоезда используются для перевозки разнообразных массовых грузов в основном по усовершенствованным автомобильным дорогам на большие расстояния.

В последнее десятилетие возникла необходимость в перевозках тяжеловесных неделимых грузов весом 50—80 т и более. Для этого были созданы специальные прицепы-тяжеловозы (трайлеры). Для буксировки этих прицепов используются мощные балластные и седельные тягачи, иногда по два тягача на один прицеп. Автопоезда этого типа используются также для перевозок по усовершенствованным автомобильным дорогам на относительно небольшие расстояния — от станций ж. д. или порта до пункта назначения.

Чтобы облегчить погрузку и разгрузку больших неделимых грузов, в том числе тяжелых самоходных машин (тракторов, дорожных катков, землеройных машин и т. д.), прицепы и полуприцепы-трайлеры оборудуются специальными приспособлениями, допускающими откатывание задних или передних колес и опускание низкорамной платформы до уровня дороги. Для этой цели используются механические или гидравлические домкраты и подъемники, транспортируемые на прицепе. Автопоезда, предназначенные для перевозок тяжелых неделимых грузов, могут использоваться лишь на дорогах с твердым покрытием и достаточной шириной проезжей части.

Автопоезда большой грузоподъемности получили широкое распространение при специализированных перевозках в различных отраслях народного хозяйства США. Так, например, в лесной и горнодобывающей промышленности США, где широко применяются тягачи с прицепами-ропусками, средняя грузоподъемность основного парка прицепов-ропусков составляет 16,4—18,2 т. Часть из них имеет подвеску легкого типа, рассчитанную на эксплуатацию по дорогам хорошего качества. Длина ропусков этого типа не превышает 3 м. На специальных лесовозных дорогах эксплуатируются ропуски длиной до 3,6 м, грузоподъемностью 32 т; размер шин 12,00—24. Имеется также пока относительно небольшое количество прицепов-ропусков высокой грузоподъемности — до 45 т. Компанией Джeneral Моторс был выпущен дизельный тягач с полуприцепом грузоподъемностью 35 т для перевозки крупного сваленного леса. Мощность дизеля этого тягача 230 л.с.

Компания Фрухауф выпускает полуприцепы грузоподъемностью 60 т для перевозки леса по любым дорогам. При этом используются тягачи компании Кенворт. Компания Эвклид роуд машинери выпускает специальные полуприцепы для перевозки каменного угля с мест его добычи открытым способом. Грузоподъемность полуприцепа 40 т. Тягач имеет коробку передач с десятью передачами движения вперед и двумя передачами движения назад.

Большое внимание уделяется производству различных полуприцепов и прицепов большой грузоподъемности для перевозки громоздких грузов на большие расстояния. Фирма Фрухауф трейлер компани выпускает прицепы длиной 10,7 м и шириной 2,44 м, вмещающие груз объемом 59 м³. Кайзер алюмининум энд кемикл компани (Окленд — штат Калифорния) производит полуприцепы, полностью изготовленные из алюминиевых сплавов. Компания выпускает также большие цис-

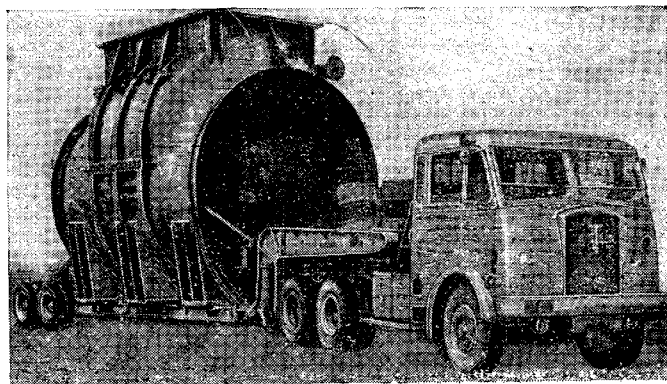


Рис. 1.

терны из алюминиевых сплавов для перевозок химических продуктов. Компания Дорон трайлер (Элба — штат Алабама) выпускает прицепы-платформы для перевозок тяжелых грузов. Грузоподъемность таких платформ от 20 до 27 т. Один из таких прицепов-платформ весит 3,7 т и имеет длину 9,8 м.

Разнообразные типы автопоездов большой грузоподъемности используются для перевозки сельскохозяйственных продуктов, скота и продуктов пищевой промышленности.

Все большее распространение в США приобретает транспортирование автопоездами на различные расстояния продуктов химической промышленности. При доставке химических продуктов грузовым автотранспортом исключается необходимость в погрузочных площадках и складах на железнодорожных станциях и на предприятиях. Хотя экономически наиболее выгодной является перевозка химических автотранспортом на расстояние до 400—600 км, в США осуществляется перевозка этих продуктов и на более далекие расстояния. Грузы доставляются заводом непосредственно потребителю без промежуточных перегрузок на станциях, как это делается при перевозках по железным дорогам.

Широко используются автопоезда большой грузоподъемности и при перевозке других грузов.

Если железные дороги перевозят груз в течение трех дней на короткие расстояния и в течение десяти дней на расстояния порядка 1200 км, то на автопоездах груз в тот же день доставляется на расстояние до 100 миль (160 км), на второй день на расстояние 250 миль (400 км), к утру третьего дня в пределах до 800 км и на третий день в пределах 1200 км.

Большое распространение в Англии и в ряде слаборазвитых стран (в Африке, Азии и Австралии) получили тяжелые автопоезда Торникрофт с тягачами Биг Бен. На рис. 1 показан этот тягач, использованный для перевозки котла весом 40 т на полуприцепе-трайлере. Тягачи Биг Бен используются также на лесовывозке, строительных работах и т. д.

На рис. 2 показан пример использования в Австралии балластного тягача Торникрофт Майти Антар с прицепом Крейн для перевозки неделимого груза весом 90 т.

Стремление к дальнейшему повышению грузоподъемности подвижного состава в пределах допустимых нагрузок на шины и на дорогу привело к использованию для транспортных целей четырехосных автомобилей. Четырехосные автомобили

успешно применяются также в качестве тягачей для работы с прицепами. На рис. 3 приведен общий вид автопоезда, составленного из четырехосного автомобиля Лейланд Актонус (Англия) и двух двусосных прицепов. Эти автопоезда используются в Южной Африке на дорогах с твердым покрытием.

Перевозки грузов автопоездами большой грузоподъемности осуществляются специализированными автотранспортными компаниями. Так, в Англии, например, создана автотранспортная компания Т. Холлет Энд Зильберман, специализирующаяся на перевозках длиномерных грузов нестандартных габаритов, включая и тяжелые неделимые грузы на тягачах со спе-



Рис. 2.

циальными полуприцепами и прицепами грузоподъемностью 17, 25, 30—40 и 50—60 т. В среднем в год компания перевозит около 50 тыс. т грузов. Среднее расстояние перевозки груза равно 480 км. Грузооборот составляет 241 млн. ткм.

Значительный интерес представляет автомобиль особо большой грузоподъемности Берлие Т-100 (Франция), специально спроектированный для эксплуатации в пустыне. Автомобиль предназначен в основном для перевозки тяжелых неделимых грузов как по дорогам, так и вне дорог общего пользования. Он выпускается в трех модификациях (рис. 4); грузовой автомобиль грузоподъемностью 80 т (а); автомобиль-самосвал грузоподъемностью 100 т (б); седельный тягач с полуприцепом грузоподъемностью 120 т (в). Схема общей компоновки седельного тягача приведена на рис. 5. Базовый автомобиль имеет длину свыше 9 м, наибольшую колею задних колес 4,94 м. Шины автомобиля специально сконструированы для движения по песчаной местности. Низкое давление на грунт обеспечивается применением шин большого диаметра 2,2—2,4 м. Размер шин 27,00—33. На автомобиле установлен двенадцатицилиндровый V-образный дизель Камминск UT-12В мощностью 600 л. с. при 2100 об/мин. Мощность двигателя передается через гидромеханическую трансмиссию на три ведущие оси. Главная передача двойная: в центральном картере гипоидная и цилиндрическая пары, у ступиц колес — планетарная. Дифференциалы самоблокирующегося типа

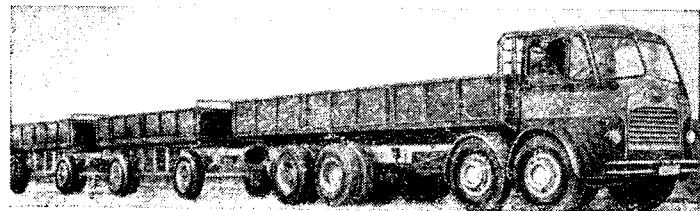


Рис. 3.

обеспечивают надежное движение по мягкому грунту. В раздаточной коробке размещен межосевой дифференциал. Коробка передач обеспечивает восемь скоростей движения вперед и две назад. Кабина водителя снабжена установкой для кондиционирования воздуха. На автомобиле имеются холодильник, радиоприемник и радиопередатчик с радиусом действия 300 км.

Фирма Берлие выпускает также четырехосный автомобиль Т-12 со всеми ведущими осями, который может быть использован и в качестве тягача. На тягаче устанавливается бензиновый двенадцатицилиндровый двигатель мощностью 450 л. с. Расположение цилиндров V-образное. Общий вес автопоезда 125 т.

Особое место среди автопоездов большой грузоподъемности занимают конструкции с активными колесами прицепов, т. е. такие автопоезда, у которых ведущими колесами, помимо колес тягача, являются и колеса прицепов. Известны конструкции автопоездов американской фирмы Ле Турно, в частности автопоезд с электрическим приводом ведущих колес. На тягаче устанавливается дизель-электрическая силовая установка,

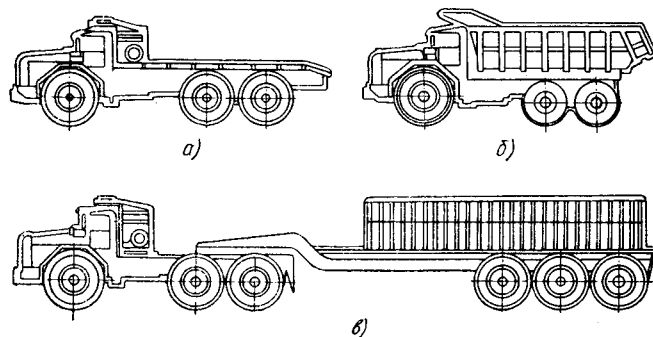


Рис. 4.

а в ведущих колесах — тяговые электродвигатели постоянного тока. Автопоезд имеет пять прицепов грузоподъемностью по 8 т; общая грузоподъемность автопоезда 40 т. Вес тягача 12 т; длина 6,75 м; скорость движения 35 км/час. Длина всего автопоезда 39 м. На тягаче установлено два дизеля мощностью по 190 л. с. каждый.

Кроме того, этой же фирмой выпускается более мощная модификация автопоезда с электрической передачей на ведущие колеса. Силовая установка состоит из двух дизель-генераторов мощностью по 406 л. с. каждый. Пять прицепов с активными осями грузоподъемностью 25 т каждый дают возможность

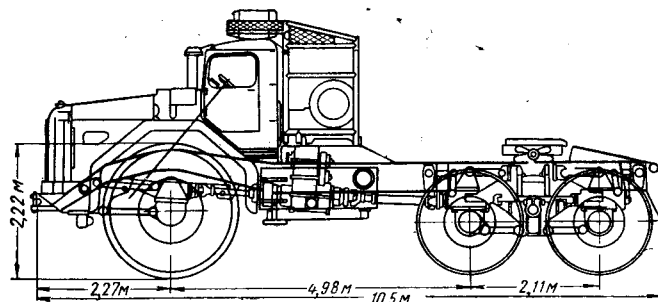


Рис. 5.

перевозить 125 т груза одновременно. Длина такого автопоезда 83,6 м; ширина 4,98 м; высота 5,35 м.

Примером современного автопоезда повышенной проходимости является автопоезд, изготовленный в США, Лоуджистикал Карбо Кэрриер, который имеет длину 58 м, колеса диаметром 3,2 м и ширину протектора шин 1,2 м. Автопоезд имеет 16 колес, все ведущие. Силовая установка состоит из дизеля мощностью 600 л. с. и трех электрогенераторов, питающих 16 тяговых электродвигателей, установленных непосредственно в колесах. Запас хода автопоезда составляет 320 км.

Автопоезд выпускается в трех вариантах: Марк I, Марк II и Марк III (проект). Последняя модель проектируется с атомной силовой установкой (АСУ). Суммарная грузоподъемность проектируемого автопоезда с АСУ составит 150 т.

Экспериментальное исследование нагрузочных режимов ходовой части прицепа

Н. А. ВЗЯТЫШЕВ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ конструкции автомобилей и прицепов, повышение их надежности, а также улучшение весовых показателей имеют непосредственную связь с использованием в практике проектирования наиболее точных методов расчета, основанных на всестороннем изучении действительных нагрузочных режимов работы агрегатов и узлов автомобилей и прицепов в эксплуатационных условиях.

С целью исследования действительных нагрузок в осях, подвеске и сцепном устройстве прицепа были проведены испытания прицепа ЗИЛ-810, буксируемого тягачом ЗИЛ-164.

Испытания проводились на дорогах различного качества и на дорогах с искусственными синусоидальными неровностями. Программой испытаний предусматривалась регистрация следующих параметров: вертикальных и горизонтальных нагрузок на оси прицепа, вертикальной деформации (прогиба) рессор, динамических нагрузок в дышле прицепа (сцепке автопоезда), скорости движения и пройденного пути.

Вертикальные и горизонтальные нагрузки на оси прицепа измеряли посредством проволочных преобразователей, которые включались в схему неравновесного моста с двумя активными датчиками. Для измерения прогиба рессор и динамических нагрузок в дышле прицепа были сконструированы и изготовлены специальные датчики.

Общий вид датчика перемещений для регистрации прогиба рессор (а) и электрическая схема его (б) показаны на рис. 1. Датчик состоит из трубчатого корпуса 1, на котором установлена колодка 2 с пружинящим контактом из фосфористой бронзы.

Внутри корпуса датчика установлены две направляющие шпонки, по которым движется с помощью своих пазов шток 3, изготовленный из текстолита.

По всей длине штока в паз уложен реохорд-струна 4 из константановой проволоки диаметром 0,5 мм. Корпус и шток име-

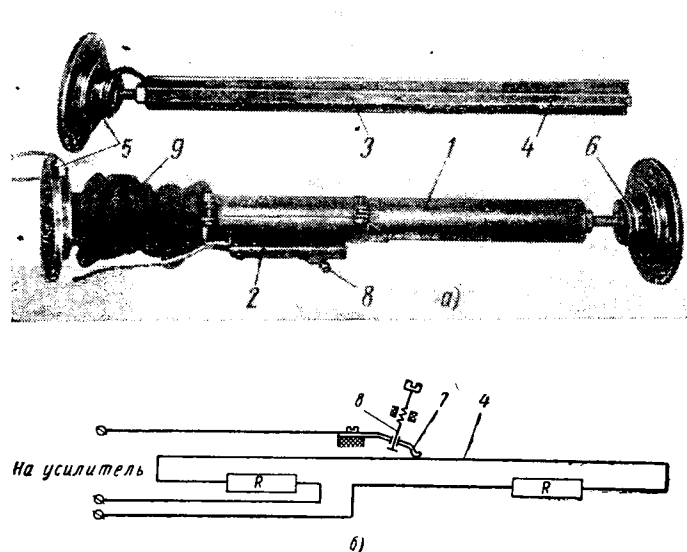


Рис. 1. Датчик перемещений для измерения деформации рессор прицепа.

ют на внешних концах по одной шаровой опоре (5, 6), которые обеспечивают работу датчика при поперечных перекосах осей относительно рамы прицепа.

Для увеличения срока службы датчика скользящий контакт 7 (рис. 1, б) снабжен арретиром 8, посредством которого контакт в нерабочем положении оттянут от струны. Датчик закрыт от попадания влаги водонепроницаемым чехлом 9. Во время испытаний датчики перемещений оказались достаточно надежными.

Датчик для измерения динамических нагрузок в сцепке автопоезда смонтирован в дышле прицепа. Конструкция и принци-

пиальная электрическая схема этого датчика показаны на рис. 2.

Динамические нагрузки, возникающие в сцепке автопоезда, передаются через петлю дышла 1 и удлинительный шток 2 на динамометрическую рессору 3.

Концы рессоры зажаты между стальными калеными роликами 4, которые размещены в обоймах 5, закрепленных на упорных угольниках 6. На рессоре наклеены проволочные преобразователи, включенные в мостовую схему.

Скорость и путь автопоезда определялись измерительным колесом с тахогенератором постоянного тока и отметчиком числа оборотов колеса. Регистрация всех параметров производилась при помощи восьмиканального усилителя 8АНЧ-7М и девятишлейфного осциллографа К-9-21 с записью на светочувствительную бумагу шириной 100 мм.

Питание усилителя осуществлялось электростанцией переменного тока с автономным двигателем мощностью 0,84 кВт,

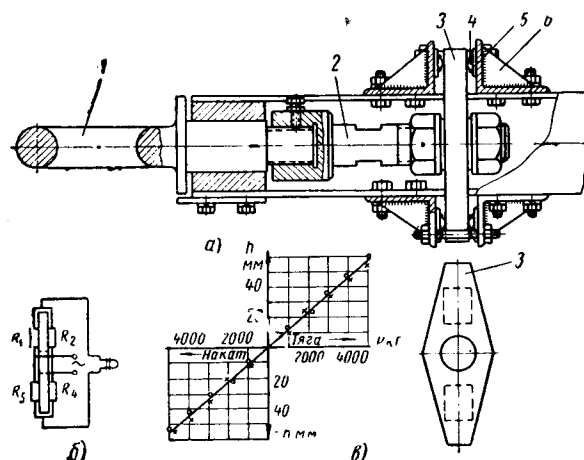


Рис. 2. Датчик для измерения динамических нагрузок в дышле прицепа (сцепке автопоезда):

а — конструкция датчика; б — принципиальная электрическая схема; в — график тарировки.

напряжением 110 в, частотой 50 гц. Для питания осциллографа использовались аккумуляторные батареи. С целью повышения точности эксперимента перед испытаниями проведена неоднократная тарировка всех датчиков и устройств.

На рис. 3 показана установка для тарировки осей прицепа. На опорные плиты устанавливается мост прицепа с наклеенными преобразователями, которые соединены с регистрирующей аппаратурой.

Нагрузка создается двумя гидравлическими домкратами 1. Чтобы нагрузка была приложена на середины рессорных площадок, усилие на последние от домкратов передается через стальные шарiki, установленные в лунки рессорной площадки и площадки домкрата 2. Величина нагрузки фиксируется двумя динамометрами сжатия 3 с предельной нагрузкой 5 т.

Для создания горизонтальных нагрузок на ось домкраты устанавливаются на специальные кронштейны, привертнутые к рессорным площадкам. При тарировке осей нагрузка на рессорные площадки производилась в вертикальной плоскости до усилий 3000 кг, а в горизонтальной плоскости до 1500 кг.

На этой же установке были сняты характеристики рессор прицепа и определены их жесткости.

Характеристика датчика представлена на рис. 2, в. Приведенная относительная погрешность измеряемых параметров не превышала 5%.

Программой и методикой испытаний предусматривалось исследование влияния на нагрузочный режим ходовой части прицепа скорости движения автопоезда, полезной нагрузки, типа и состояния дорожного покрытия, а также искусственных неровностей.

Все испытания проводились со следующими вариантами нагрузки в кузове прицепа: без нагрузки, 50% (2 т) и 100% полезной грузоподъемности (4 т). Величина нагрузки в кузове тягача составляла при буксировке порожнего прицепа 25% полезной грузоподъемности, в остальных случаях 75% (3 т).

Скорость движения автопоезда при испытаниях на дорогах поддерживалась как наиболее целесообразная самим водителем в зависимости от состояния дорожного покрытия; при испытаниях на дорогах с искусственными неровностями ско-

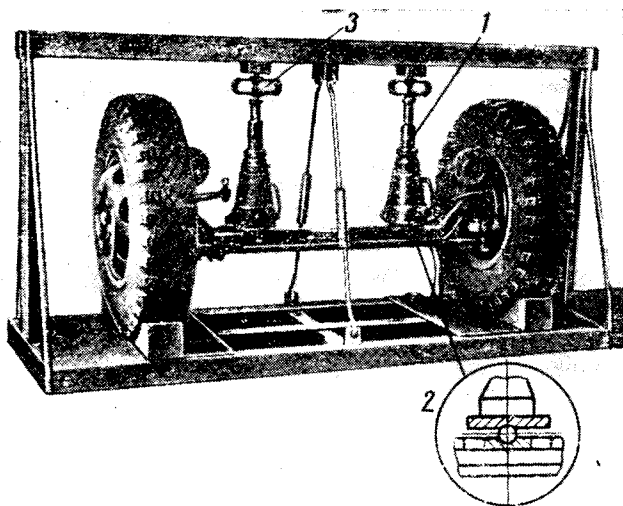


Рис. 3. Установка для тарировки осей прицепа.

рость задавалась от 5 до 40—50 км/час с интервалом 5—10 км/час.

Чтобы получить наиболее точное представление о режимах работы исследуемых узлов и деталей, обработка результатов испытаний на дорогах произведена наряду с регистрацией пиковых нагрузок также и методами математической статистики. Величины переменных нагрузок и напряжений элементов ходовой части прицепа при движении автопоезда по дорогам зависят от множества случайных факторов и обычно соответствуют закону нормального распределения.

При нормальном распределении по правилу «трех сигм» вероятность попадания величины в границы $P \pm 3S$ (где P — среднее значение, а S — среднее квадратичное отклонение нагрузки) весьма близка к 100%, а точнее составляет 99,73%.

Поэтому «трехсигмовые границы» принимаются за границы предельных возможных значений нормального распределения случайной величины и могут быть приняты за максимальное значение динамических нагрузок при оценке коэффициента динамичности при статистической обработке осциллограмм.

Максимальными напряжениями и коэффициентами динамичности, вычисленными по статистическим показателям, не учитываются отдельные случайные пиковые нагрузки, которые составляют 0,27% от общего числа колебаний нагрузок при нормальном распределении.

В действительности в силу некоторого отклонения экспериментальных кривых распределения от нормального число максимальных отклонений, например вертикальных нагрузок на оси прицепа, превышающих величину $P + 3S$, составляет от 0,30 до 0,8%.

При этом наибольшая разница (0,6—0,8%) получается на разбитых дорогах.

Для получения достаточных данных о нагрузках длина регистрируемых участков на дорогах принята для асфальта, а также булыжного и гравийного покрытий удовлетворительного качества не менее 500—600 м, для разбитых дорог с булыжным и гравийным покрытиями не менее 800—1000 м. При такой длине регистрируемых участков обеспечиваются условия, близкие к статистической стационарности исследуемых нагрузок [1].

Благодаря тому, что часть испытаний проводилась на дорогах с искусственными синусоидальными неровностями (выступами) длиной 1,2 м и высотой 0,08 м, представилась возможность сравнить воздействие неровности на величину динамических нагрузок при преодолении их передними и задними или

левыми и правыми колесами прицепа на различных скоростях движения автопоезда, определить скорости движения, при которых наблюдаются резонансные нагрузки в сцепке, а также проследить характер изменения нагрузок в исследуемых узлах и деталях.

Изменения вертикальных нагрузок на рессоры и на оси прицепа при преодолении единичной неровности протекают аналогично изменению нагрузок в балках ведущих мостов автомобиля [2].

Анализ результатов испытаний по определению нагрузок на неровностях показал, что динамические нагрузки в передней и задней осях отличаются друг от друга незначительно. Это положение подтвердилось и при статистической обработке результатов испытаний на дорогах. Таких результатов можно было ожидать, так как развеска на оси прицепа при испытаниях выдерживалась одинаковой.

Наибольшие напряжения оси прицепа испытывают в средних сечениях рессорных площадок. Балка двутаврового сечения, не-

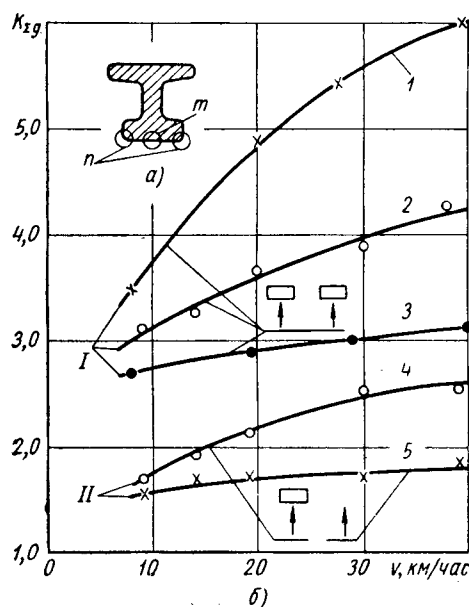


Рис. 4. Влияние скорости движения, нагрузки в кузове и расположения неровностей на суммарный коэффициент динамичности в сечениях рессорных площадок осей прицепа:

а — зоны рассматриваемых напряжений в сечении рессорной площадки; б — зависимость величины коэффициента динамичности для среднего сечения рессорной площадки от скорости движения и нагрузки в кузове прицепа при преодолении неровностей одновременно правыми и левыми колесами автопоезда: 1 — порожний прицеп; 2 — с нагрузкой 2 т; 3 — с нагрузкой 4 т; 4 — со стороны колес, преодолевающих неровность; 5 — со стороны колес, движущихся по ровной поверхности; I — при преодолении неровностей обоими колесами прицепа одновременно; II — при преодолении неровностей колесами одного борта с нагрузкой в кузове 4 т.

симметричного относительно горизонтальной оси, при доминирующих вертикальных нагрузках подвергается наибольшему напряжению в зонах n нижней полки рессорной площадки (рис. 4, а). В указанных зонах балка испытывает действие алгебраической суммы напряжений:

$$\sigma_{\Sigma d} = \sigma_{cm} \pm \sigma_{dv} \pm \sigma_{dz},$$

где σ_{cm} — напряжения от статической составляющей вертикальной нагрузки;

σ_{dv} — напряжения от динамической составляющей;

σ_{dz} — напряжения от воздействия динамических горизонтальных нагрузок.

Кроме того, в данном сечении ось испытывает и напряжения кручения, максимальная величина которых достигается в зоне m (рис. 4, а), где напряжения от горизонтальных нагрузок

отсутствуют. Вполне очевидно, что суммарное напряжение от изгиба и кручения имеет максимальную величину в зоне m .

Как показали данные эксперимента, при самых неблагоприятных условиях (режим торможения) максимальное суммарное напряжение в данной зоне от кручения и вертикального изгиба составляет 50—60% от максимальных динамических напряжений, которые имеют в зоне n при движении автопоезда по разбитым дорогам.

Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться только суммарные динамические нагрузки и напряжения, действующие в зоне n среднего сечения рессорной площадки оси.

На рис. 4, б показано влияние скорости движения и нагрузки в кузове прицепа на величину коэффициента динамичности для среднего сечения рессорной площадки при преодолении неровностей одновременно правыми и левыми колесами автопоезда.

Величина суммарного коэффициента динамичности по пиковым нагрузкам определена из выражения

$$K_{\Sigma \partial} = \frac{\sigma_{\Sigma \partial}}{\sigma_{ст}}$$

Максимальные значения динамических нагрузок при испытаниях на дорогах с парными искусственными неровностями ($l=1,2$ м, $h=0,08$ м) примерно соизмеримы с динамическими нагрузками, полученными при испытаниях прицепа на разбитых дорогах при тех же скоростях движения (рис. 4, б).

Таким образом, по данным испытаний на дорогах с искусственными неровностями определенных размеров можно судить о максимальных динамических нагрузках в ходовой части прицепа, которые могут возникнуть при эксплуатации на разбитых дорогах, т. е. в самых тяжелых условиях работы ходовой части.

При преодолении прицепом неровности только правыми или только левыми колесами в некоторой степени уменьшается нагружение осей.

Так, например, на скоростях 30—40 км/час динамические напряжения в осях со стороны колес, преодолевающих неровность, меньше в 1,2—1,4 раза, а со стороны колес, движущихся по ровной поверхности, в 1,7—1,8 раза по сравнению с соответствующими напряжениями при преодолении колесами прицепа парных неровностей.

Для иллюстрации на рис. 4 (кривые 4, 5) показано изменение коэффициента динамичности при преодолении неровности левыми колесами с нагрузкой в кузове прицепа 4 т.

Данные нагрузок и напряжений в осях прицепа при испытаниях на дорогах различного качества с эксплуатационными скоростями движения автопоезда приведены в табл. 1.

На рис. 5 даны кривые статистического распределения вертикальных нагрузок для случая движения по булыжному разбитому шоссе с различной нагрузкой и при движении по разным дорогам с полной нагрузкой. В табл. 1, кроме того, приведены результаты статистической обработки осциллограмм с определением максимальных напряжений и коэффициентов динамичности.

Для данного случая суммарные напряжения и коэффициент динамичности с достаточной точностью можно определить из следующих выражений:

$$K_{\Sigma s} = \frac{\sigma_{\Sigma s}}{\sigma_s}, \quad \sigma_{\Sigma s} = \sigma_s + \sigma_{sb} + \sigma_{sz},$$

где σ_s — напряжение от среднего статистического значения нагрузки;

σ_{sb} , σ_{sz} — напряжение от динамической составляющей вертикальной и горизонтальной нагрузок (3S);

Напряжения и коэффициент динамичности, определенные по статистическим показателям, дают более полное представление о наиболее вероятных режимах нагрузок.

Их величина на хороших дорогах мало отличается от соответствующих показателей, вычисленных по пиковым нагрузкам. Например, на асфальте

$$K_{\Sigma s} = (0,85 \pm 0,9) K_{\Sigma \partial \max}$$

С ухудшением дорожных условий разница в $K_{\Sigma s}$ и $K_{\Sigma \partial \max}$ может быть значительной. Так, для разбитой булыжной дороги

$$K_{\Sigma s} = (0,7 \pm 0,8) K_{\Sigma \partial \max}$$

Для прицепа характерны примерно те же максимальные значения коэффициента динамичности, что и для ходовой части автомобиля [2]—[4].

Таблица 1

Полезная нагрузка в кузове прицепа G_n в кг*	Эксплуатационная скорость движения v в км/час	Статическая нагрузка		Максимальные динамические нагрузки						Суммарный коэффициент динамичности	
		$P_{ст}^{**}$ в кг	напряжения $\sigma_{ст}$ в кг/см ²	в вертикальной плоскости		в горизонтальной плоскости		суммарные напряжения		$K_{\Sigma s}$	$K_{\Sigma \partial}$
				$P_{\partial v}^{**}$ в кг	$\sigma_{\partial v}$ в кг/см ²	$P_{\partial z}^{**}$ в кг	$\sigma_{\partial z}$ в кг/см ²	$\sigma_{\Sigma s}$ в кг/см ²	$\sigma_{\Sigma \partial}$ в кг/см ²		
Асфальтированное шоссе											
—	40—45	520	295	950	540	450	110	865	935	2,9	3,2
2000	35—40	1020	580	1200	680	550	135	1230	1395	2,1	2,4
4000	35—40	1520	680	1250	710	600	150	1550	1720	1,8	2,0
Булыжное шоссе удовлетворительного качества											
—	25—30	520	295	1550	880	700	175	1090	1350	3,7	4,6
2000	25—30	1020	580	1600	900	850	210	1520	1690	2,6	2,9
4000	25—30	1520	860	2200	1240	1050	260	2020	2360	2,4	2,7
Гравийное шоссе удовлетворительного качества (с мелкой гребенкой*)											
4000	30—35	1520	860	1600	900	850	210	1760	1970	2,0	2,3
Булыжное шоссе плохого качества											
—	10—20	520	295	1850	1050	1000	245	1230	1590	4,2	5,4
2000	10—20	1020	580	2300	1300	1200	295	1655	2180	2,9	3,8
4000	10—13	1520	860	3100	1750	1350	330	2305	2980***	2,7	3,5*
Гравийное шоссе плохого качества											
2000	10—20	1020	580	2500	1420	1100	270	1650	2260	2,9	3,9

* Вес порожнего прицепа 2400 кг.

** $P_{ст}$, $P_{\partial v}$, $P_{\partial z}$ — нагрузки на цапфу оси в плоскости колеса.

*** Максимальные значения $\sigma_{\Sigma \partial}$ и $K_{\Sigma \partial}$ получены на участке сильно разбитого булыжного шоссе при максимально возможной скорости движения.

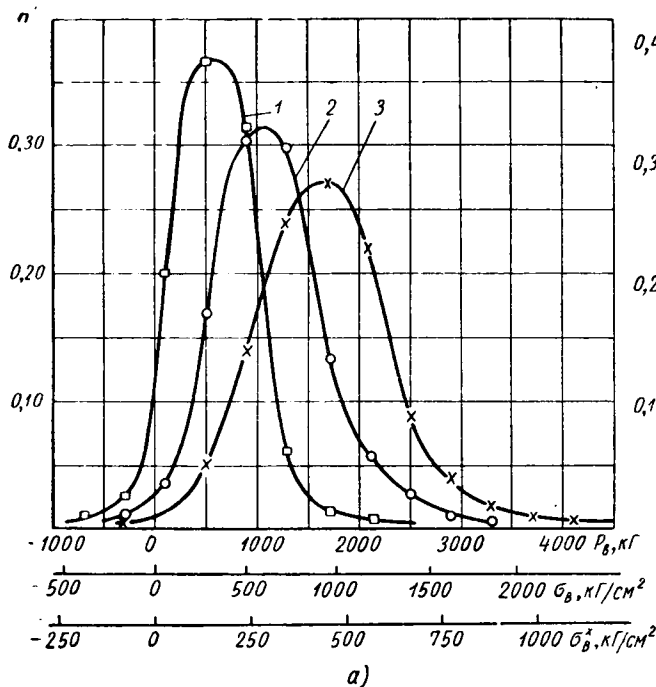
* Вес порожнего прицепа 2400 кг.

** $P_{ст}$, $P_{\partial v}$, $P_{\partial z}$ — нагрузки на цапфу оси в плоскости колеса.

*** Максимальные значения $\sigma_{\Sigma \partial}$ и $K_{\Sigma \partial}$ получены на участке сильно разбитого булыжного шоссе при максимально возможной скорости движения.

Например, нагруженность ведущей оси автомобиля ЗИЛ-150 [2] на разбитых дорогах (ухабистая грунтовая дорога) оценивается суммарным коэффициентом динамичности при полной полезной нагрузке в кузове $K_{\Sigma \partial} = 2,82$.

Коэффициент динамической нагрузки для осей прицепа в тех же условиях (разбитое булыжное шоссе) имеет величину $K_{\Sigma \partial} = 3,5$, т. е. больше в 1,25 раза. Эта разница объясняется в некоторой степени влиянием силы тяги ведущей оси на величину вертикальных и горизонтальных нагрузок на ось.



ке осциллограмм, во всех случаях ниже предела выносливости (см. табл. 1).

В сечениях галтелей цапф осей запас прочности по пиковым динамическим напряжением составляет по пределу выносливости 1,85, по пределу текучести 2,6, по пределу прочно-

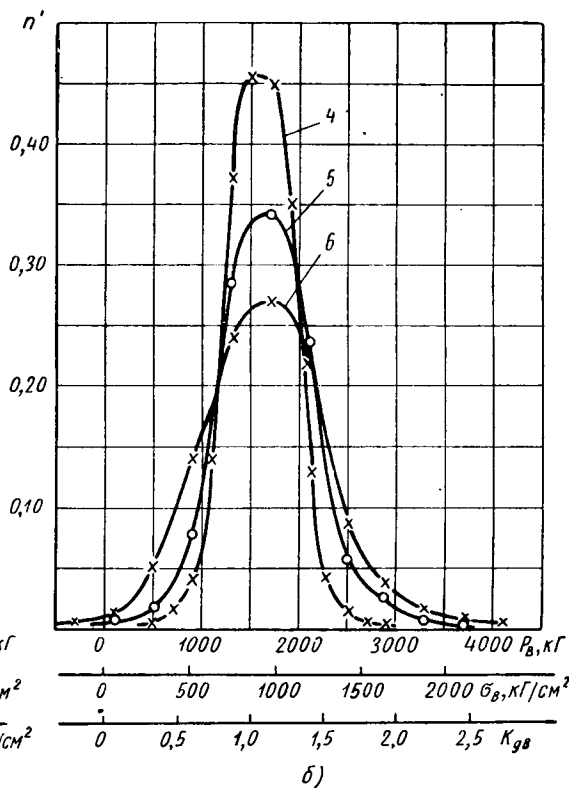


Рис. 5. Статистическое распределение вертикальных нагрузок, напряжений и коэффициента динамичности в сечениях рессорных площадок осей прицепа ЗИЛ-810:

а — при движении по разбитому булыжному шоссе с различной полезной нагрузкой в кузове прицепа; б — при движении по различным дорогам с нагрузкой 4 т; 1 — без полезной нагрузки, $v = 10 \div 20$ км/час; 2 — с нагрузкой 2 т; $v = 10 \div 20$ км/час; 3 — с нагрузкой 4 т, $v = 10 \div 13$ км/час; 4 — асфальтированное шоссе; $v = 35 \div 40$ км/час; 5 — булыжное шоссе удовлетворительного качества, $v = 25 \div 30$ км/час; 6 — булыжное разбитое шоссе, $v = 10 \div 13$ км/час.

Из приведенных данных видно, что напряжения от действия горизонтальных нагрузок составляют от 10 до 20% напряжений $\sigma_{ст} + \sigma_{дв}$, действующих в вертикальной плоскости.

Это соотношение зависит в определенной степени от состояния дорожного покрытия. Так, для асфальта $\sigma_{дг}$ составляет 10—13%, для разбитого булыжника 15—20% от суммарных вертикальных нагрузок. Соотношение максимальных горизонтальных нагрузок, действующих на оси прицепа, к вертикальным нагрузкам $\left(\frac{\sigma_{дг}}{\sigma_{ст} + \sigma_{дв}} \times 100\% \right)$ в 1,5—2,0 раза больше по сравнению с теми же нагрузками на ведущую ось автомобиля ЗИЛ-150 [2].

Проведенный анализ нагрузок на оси прицепа, действующих в горизонтальной плоскости, показал, что пиковые нагрузки при движении автопоезда с полностью груженым прицепом по плохим разбитым дорогам примерно равны максимальным нагрузкам, которые наблюдаются при торможении автопоезда.

Пиковые динамические нагрузки в осях прицепа при движении в самых неблагоприятных условиях (сильно разбитый участок булыжного шоссе с глубокими впадинами, скорость движения предельная, нагрузка в кузове прицепа 4000 кг) с учетом асимметрии цикла могут превышать предел выносливости материала балки моста ($\sigma_{-1} = 2400$ кг/см²).

Однако следует учесть, что такие перегрузочные напряжения являются случайными и по действию ограниченными и относятся к самым нагруженным зонам сечений рессорных площадок осей (n). Поэтому они на усталостную прочность материала осей существенного влияния не оказывают.

Данное положение подтверждается также тем, что максимальные напряжения, полученные при статистической обработ-

сти 4,5; в сечениях рессорных площадок запас прочности по пределу текучести составляет 1,3—1,5, по пределу прочности 2,1.

На рис. 6 показана зависимость коэффициентов динамичности и напряжений от статической нагрузки на ось прицепа. Обращает на себя внимание резкое увеличение коэффициента динамичности при транспортировке порожнего прицепа. При этом эффективность роста коэффициента динамичности увеличивается с ухудшением качества дороги.

Динамические напряжения растут с увеличением статической нагрузки на ось примерно по линейному закону. Динамические нагрузки на рессоры прицепа регистрировались только от действия вертикальных сил, которые для рессор имеют определяющее значение.

Обработка осциллограмм производилась по методике, указанной выше, с вычислением статистических и максимальных показателей динамических нагрузок на рессоры прицепа. Коэффициент динамичности определялся по статическому и действительному прогибам рессор:

$$K_{дп} = \frac{h_{см} + h_{д}}{h_{см}}, \quad K_{сп} = \frac{h_s + h_{сд}}{h_s},$$

где $h_{см}$ — статический прогиб рессор прицепа;
 $h_{д}$ — динамический прогиб;
 h_s — средний статистический прогиб;
 $h_{сд}$ — максимальный прогиб, вычисленный по статистическим показателям (утроенная величина среднеквадратичного отклонения).

Величины коэффициента динамичности, приведенные в табл. 2, несколько ниже действительных, так как они не учитывают других видов нагрузок на рессоры, а также трения в подвеске.

Как видно из табл. 2, максимальные динамические нагрузки в подвеске для полностью груженого прицепа на плохих дорогах превосходят статические в 2,0—2,25 раза, по результатам статистической обработки результатов испытаний — в 1,8 раза.

Таблица 2

Полезная нагрузка в кузове прицепа G_n в кг	Эксплуатационная скорость движения v в км/час	Динамические нагрузки на рессоры прицепа						Динамические нагрузки в сцепке		
		по максимальным пиковым нагрузкам			по статистическим показателям			P_s^* в кг	P_{sd}^{**} в кг	P_d^{***} в кг
		h_{cm} в мм	h_d в мм	K_{dp}	h_s в мм	h_{sd} в мм	K_{sp}			
Асфальтированное шоссе										
—	40—45	14	20	2,4	14	9	1,8	47	690	900
2000	35—40	35	23	1,7	25	11	1,3	90	720	1000
4000	35—40	56	30	1,5	56,5	13	1,2	130	985	1200
Бульжное шоссе удовлетворительного качества										
—	25—30	14	35	3,5	14	16	2,1	83	980	1200
2000	25—30	35	50	2,4	35,0	28	1,8	151	1300	1500
4000	25—30	56	60	2,1	56,5	32	1,6	209	1540	1800
Гравийное шоссе удовлетворительного качества (с мелкой гребенкой)										
4000	30—35	56	30	1,8	57	17	1,3	180	1320	1500
Бульжное шоссе плохого качества										
—	10—20	14	47	4,3	14,5	26	3,8	101	1550	2240
2000	10—20	35	62	2,8	36	36	2,0	182	2400	3600
4000	10—13	56	70	2,25****	57	44	1,8	272	2900	4200
Гравийное шоссе плохого качества										
2000	10—20	35	65	2,9	35,5	36	2,0	185	2090	2600
Дорога с искусственными неровностями										
4000	11—12	—	—	—	—	—	—	—	—	4100
Резкое трогание с места										
4000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6320
Резкое торможение тягача										
4000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4970

* P_s — средняя статистическая нагрузка в сцепке.
** P_{sd} — максимальная нагрузка, определенная по статистическим показателям $P_{sd} = P_s + 3 S$, где S — среднеквадратичное отклонение нагрузки.
*** P_d — максимальная (пиковая) динамическая нагрузка в сцепке.
**** Пробой рессор.

* P_s — средняя статистическая нагрузка в сцепке.

** P_{sd} — максимальная нагрузка, определенная по статистическим показателям $P_{sd} = P_s + 3S$, где S — среднее квадратичное отклонение нагрузки.

*** P_d — максимальная (пиковая) динамическая нагрузка в сцепке.

**** Пробой рессор.

Для негруженого прицепа динамические нагрузки соответственно превосходят в 4,3 и 2,8 раза.

При испытаниях пробой подвески зафиксированы в единичных случаях на сильно разбитых участках дорог с полной нагрузкой в кузове, что говорит о достаточно высокой жесткости подвески прицепа ЗИЛ-810.

Средние значения основной частоты деформации рессор и осей в вертикальной плоскости, вызванной колебаниями подвесочной массы прицепа, составляют при полной полезной нагрузке 2,2—3,5 гц, при 50% нагрузке 2,7—4,0 гц и при порожнем прицепе 3,3—4,3 гц.

Результаты испытаний по нагрузочным режимам работы деталей дышла прицепа (сцепки автопоезда) приведены в табл. 2, а некоторые результаты статистической обработки данных испытаний с построением кривых распределения показаны на рис. 7.

В отличие от рассмотренных нагрузочных режимов осей и подвески прицепа, где всегда имеется статическая нагруженность деталей, в сцепке автопоезда в неподвижном состоянии, как правило, нагрузки отсутствуют.

При статистической обработке результатов испытаний на дорогах среднее значение нагрузки в сцепке автопоезда можно

принять за «среднюю статическую» нагрузку, которая характеризует силу сопротивления качения прицепа.

Средние значения коэффициента сопротивления качению, определенные по средней статистической нагрузке в сцепке автопоезда ($f = \frac{P_s}{G}$, где G — полный вес прицепа) следующие:

Для асфальта 0,019—0,021
 Для бульжного и гравийного шоссе удовлетворительного качества 0,028—0,034
 Для бульжного и гравийного шоссе плохого качества 0,035—0,042

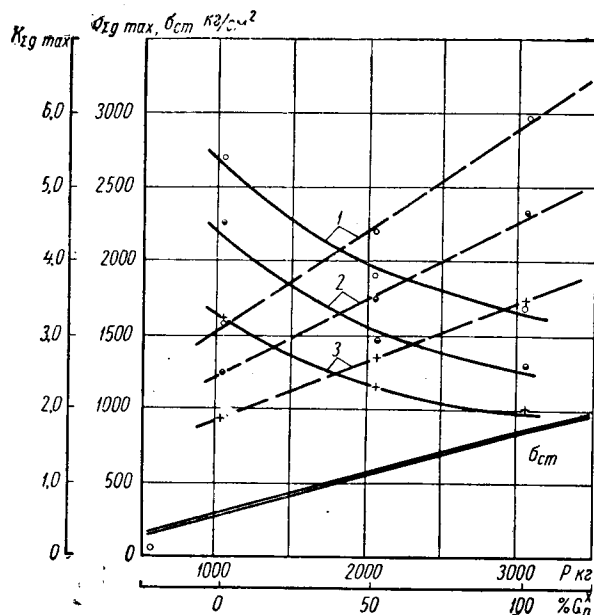


Рис. 6. Изменение суммарных значений коэффициента динамичности и напряжений в осях прицепа в зависимости от статической нагрузки на ось при движении на эксплуатационных скоростях (сплошные линии — коэффициент динамичности, штриховые — напряжения в сечениях рессорных площадок): 1 — по бульжному разбитому шоссе; 2 — по бульжному шоссе удовлетворительного качества; 3 — по асфальту.

Из табл. 2 видно, что величина средней статистической нагрузки в сравнении с максимальными динамическими нагрузками в дышле прицепа мала и составляет 5—10% от их величины. Кроме того, значение средней статистической нагрузки непо-

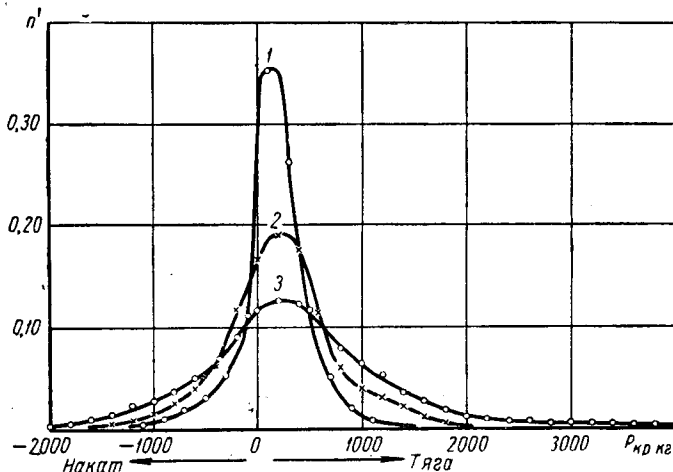


Рис. 7. Статистическое распределение нагрузок в сцепке автопоезда (тягач-автомобиль ЗИЛ-164, прицеп ЗИЛ-810) при движении по различным типам дорог с нагрузкой в кузове прицепа 4 т, в кузове тягача 3 т:

1 — асфальтированное шоссе, $v = 35 \pm 40$ км/час; 2 — бульжное шоссе удовлетворительного качества, $v = 25 \pm 30$ км/час; 3 — разбитое бульжное шоссе, $v = 10 \pm 13$ км/час.

стоянно и зависит от многих условий: состояния дорожного покрытия, полезной нагрузки, скорости движения и т. д.

Поэтому оценивать динамические нагрузки в дышла прицепа с помощью коэффициента динамичности, как это выполнено для осей прицепа и рессор, не имеет смысла, так как коэффициент динамичности являлся бы величиной чисто условной.

Результаты анализа динамических нагрузок в сцепке при движении автопоезда по дорогам показывают, что максимальные значения нагрузок характерны для случая транспортировки полностью груженого прицепа по разбитым дорогам.

Испытания на дорогах с парными искусственными неровностями показали величины, соизмеримые с нагрузками, полученными при испытаниях на дорогах плохого качества (табл. 2).

Самыми же напряженными режимами работы деталей дышла прицепа (сцепки автопоезда) следует считать резкое трогание с места и резкое торможение тягача. В этих случаях при полностью груженом прицепе нагрузка в сцепке достигает по величине соответственно 100 и 80% полного веса прицепа. Наиболее нагруженным элементом дышла прицепа является петля. В опасном сечении (резьбовая часть стержня) сцепная петля на режиме резкого трогания с места имеет запас прочности по пределу текучести $n_T = 3$, по пределу выносливости $n_\sigma = 2$, по пределу прочности $n_{nc} = 5$. Средние значения частоты нагружения деталей сцепки составляют 1,5—2 гц.

Выводы

1. В результате проведенного исследования оценены реальные нагрузочные режимы ходовой части прицепа. Максимальные динамические нагрузки ходовая часть испытывает при движении автопоезда по разбитым дорогам с полной полезной нагрузкой в прицепе.

Коэффициенты динамичности для этих условий имеют соответственно следующие значения: для осей прицепа $K_{\Sigma \sigma} \max = 3,5$; для рессор прицепа $K_\sigma \max = 2,25$.

2. Оси прицепа ЗИЛ-810 имеют достаточные запасы прочности, минимальные значения которых по пределу прочности характеризуются следующими величинами: для сечений рессорных

площадок $n_{nc\sigma} = 2,1$; $n_{nc\sigma} = 7,0$; для сечений по галтелям цапф осей $n_{nc\sigma} = 4,5$; $n_{nc\sigma} = 15,0$.

Существующие запасы прочности осей позволяют увеличить общую грузоподъемность прицепа с 4 до 5 т при сохранении необходимых запасов прочности: запас прочности при максимальной динамической нагрузке ($K_{\Sigma \sigma} = 3,5$) составит: для сечений рессорных площадок $n_{nc\sigma} = 1,83$; для сечений галтелей цапф осей $n_{nc} = 4,1$.

При существующей полезной нагрузке (4 т) оси прицепа вызывают некоторое утяжеление всей конструкции прицепа.

3. При расчете осей прицепа на прочность следует учитывать наряду с вертикальными нагрузками и горизонтальные, так как последние могут составлять до 20% от величины вертикальных нагрузок при движении по разбитым дорогам.

4. В качестве исходной расчетной нагрузки для деталей дышла прицепа на основании экспериментального исследования может быть принята нагрузка, равная полному весу буксируемого прицепа.

При расчете деталей дышла прицепа следует учитывать соотношение весов тягача и прицепа и характеристику сцепного устройства.

Выводы, сделанные по нагрузкам ходовой части прицепа ЗИЛ-810, могут быть использованы при расчетах и конструировании подобных прицепов с учетом их конструктивных и эксплуатационных особенностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серейсен С. В., Бухарин Н. А., Буглов Е. Г., Снытин М. Е., «Вестник машиностроения» № 1, 1961.
2. Колодий Ю. К., «Автомобильная промышленность» № 5, 1958.
3. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., «Автомобильная промышленность» № 7, 1959.
4. Лах Е. И., Некоторые вопросы вертикальной динамики лесовозного автомобильного поезда, Труды ЦНИИМЭ, Сб. XIV, вып. 3. М., 1960.

К вопросу о подборе резинового упругого элемента тягово-сцепного устройства

Канд. техн. наук Б. И. МОРОЗОВ
НАМИ

РЕКОМЕНДАЦИИ по расчету упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей, приводимые в ранее опубликованной литературе [1], [2], недостаточны для расчета упругого элемента из резины. В то же время ведущие заводы нашей страны предполагают на свои новые грузовые автомобили устанавливать сцепные устройства с упругими элементами именно этого наиболее прогрессивного типа.

Автор работ [1], [2] М. М. Шукин рассматривает рабочий процесс упругих элементов с линейной или прямолинейно-треугольной характеристиками, но выводы распространяет и на такую качественно отличную упругую связь, как нелинейный резиновый буфер.

Для упругого элемента, у которого жесткость постоянна, а гистерезисные потери не зависят от скорости деформации, такой подход к расчету является, по-видимому, правильным. Но резиновый упругий элемент обладает особенностями, делающими такой подход принципиально неверным. Жесткость резинового упругого элемента увеличивается пропорционально его деформации, поэтому характеристика «сила—деформация» такого элемента имеет резко выраженную нелинейность (рис. 1). Гистерезисные потери в резиновом упругом элементе существенно зависят от скорости деформации: с увеличением частоты деформаций площадь гистерезисной петли его характеристики растет, увеличивается также крутизна нагрузочной ветви характеристики (штриховая линия).

При инженерных расчетах колебаний отмеченное непостоянство свойств резиновых упругих элементов учитывается тем, что в расчет вводятся количественные характеристики этих свойств, полученные при малых или при больших скоростях

деформации в зависимости от того, какова ожидаемая частота рассчитываемого колебательного процесса. При расчете рабочего процесса упругого элемента тягово-сцепного устройства надо, очевидно, поступать так же. Но при этом надо учесть, что рассматриваемый упругий элемент в различные моменты работает при различных частотах. Скорость деформации упругого элемента в моменты трогания поезда с места менее этой скорости при вынужденных колебаниях звеньев в моменты движения по неровной дороге в 20—30 раз (продольные колебания звеньев автопоезда происходит с несколькими частотами, на основные колебания с частотой 2—5 гц накладываются высокочастотные составляющие с частотой 20—50 гц).

Очевидно, что процесс деформации резинового упругого элемента при трогании поезда с места и при колебаниях высокой частоты нельзя рассчитывать, используя одинаковые численные характеристики его жесткости и гистерезисных потерь.

Это обстоятельство М. М. Шукин не учитывает и предлагает в качестве основного параметра, характеризующего упругий элемент любого типа, использовать «среднюю жесткость». Под «средней жесткостью» нелнейного элемента понимается жесткость воображаемого линейного элемента, имеющего при той же деформации энергоемкость, равную энергоемкости нели-



Рис. 1.

нейного элемента. Предлагаемая линеаризация в данном случае неприемлема, так как из-за нее остается без внимания наличие зон неустойчивости, возможное при относительных колебаниях звеньев автопоезда с резиновым упругим элементом, как и вообще в любых нелинейных колебаниях.

Для расчета резинового упругого элемента понятие средней жесткости не может быть использовано еще и в силу увеличения крутизны нагрузочной ветви характеристики (рис. 1, штриховая линия) с повышением скорости деформации. Очевидно, что средние жесткости, вычисленные для характеристик, полученных при различных скоростях деформации, будут различны.

Помимо средней жесткости, М. М. Щукин предлагает характеризовать рабочие качества упругого элемента еще одним параметром — коэффициентом относительного трения, зависящим от гистерезисных свойств элемента, т. е. от площади гистерезисной петли. Поскольку гистерезисные свойства упругого элемента из резины в зависимости от частоты деформаций заметно меняются, это необходимо было бы отразить в расчете. Оставляя без внимания эти свойства резины, нельзя указать, при какой скорости деформации следует определять коэффициент относительного трения. Очевидно, что для расчета упругих элементов интересующего нас типа этот коэффициент также неприемлем, как и «средняя жесткость».

Для конструктора интерес представляет не столько методика определения рабочих параметров, сколько методика подбора размеров и материала упругого элемента. Чтобы облегчить и сделать осмысленным этот подбор, в НАМИ предложен экспериментальный метод. Перечень рабочих параметров резинового упругого элемента данного назначения и желательные численные величины этих параметров были выявлены методом электро моделирования различных случаев продольных колебаний звеньев автопоезда с нелинейной связью [3]. Последующий эксперимент подтвердил правильность предлагаемого в работе [3] метода оценки рабочих качеств упругого элемента сцепного устройства.

Расчеты различных вариантов колебаний системы тягач—прицеп показали, что для обеспечения надежной работы резинового упругого элемента в момент трогания поезда с места достаточно задать два параметра: величину мгновенной жесткости упругого элемента при деформации, соответствующей троганию прицепа, и величину сухого внутреннего трения в элементе, характеризующую гистерезисные потери при пренебрежимо малой скорости деформации. Ограничение размаха колебаний достигается заданием величины деформации, соответствующей определенным образом рассчитываемому усилию. Качества, характеризующие гашение упругим элементом высокочастотных колебаний, задаются назначением величины коэффициента вязкого (т. е. зависящего от скорости) внутреннего трения, характеризующего гистерезисные потери при деформациях с большой скоростью. Гашение низкочастотных колебаний специально не определяется, но учитывается при выборе величины силы сухого трения (более подробно см. в работе [3]).

Предлагаемый экспериментальный метод подбора упругого элемента включает: а) предварительное определение основных геометрических размеров резинового упругого элемента на основании рекомендаций [4]; б) уточнение геометрических размеров упругого элемента и подбор его материала на основе стендовых испытаний опытного образца, изготовленного по найденным размерам; рекомендуется твердость резины опытного образца назначать в пределах 70—75 единиц ТМ-2.

Испытания опытного образца должны включать снятие характеристики сила—деформация методом обжатия при двух различных скоростях нагружения — разгружения. Для испытаний следует использовать механический (лучше всего кривошипный) пресс, частота колебаний бойка которого должна иметь две ступени (порядка 0,2—0,5 и 5—10 гц), а максимальное усилие должно составлять не менее полусуммы полных весов тягача и прицепа. Во время испытаний с помощью осциллографа записываются: величина развиваемого прессом усилия и отметки мертвых точек бойка.

Первоначально записывается усилие прессы при частоте колебаний бойка 0,2—0,5 гц и деформации упругого элемента около 10 мм (зависит от типа). Затем записывается усилие прессы при деформации упругого элемента с частотой 5—10 гц. При испытаниях надо следить, чтобы при нулевой нагрузке боек не отрывался от упругого элемента. Перед испытаниями упругие элементы должны быть подвергнуты неоднократному (10—15 раз) обжатию с максимальной деформацией. Упругий элемент испытывается в сборе со всеми деталями его крепления.

Развернутые по времени осциллографические записи долж-

ны быть обработаны таким образом, чтобы получилась обычная одноквадрантная характеристика упругого элемента. Площади гистерезисных петель характеристик измеряются и пересчитываются в единицы работы (с учетом масштабов силы и перемещения на графиках). Характеристика, снятая при минимальной частоте деформаций, подвергается еще дополнительной обработке. По нагрузочной ветви характеристики определяются: усилие, соответствующее деформации 10 мм, и мгновенное значение жесткости (определяется по тангенсу угла наклона касательной к кривой характеристики с учетом масштабов) при деформации 5—6 мм (рис. 2).

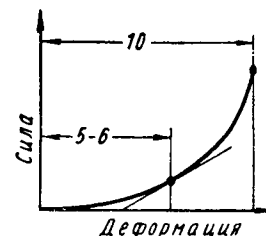


Рис. 2.

Работа, соответствующая площади гистерезисной петли на характеристике, снятой при минимальной частоте деформаций, используется для определения силы сухого внутреннего трения упругого элемента. Скорость деформации принимается равной нулю, а сила сухого трения — постоянной на протяжении всего двойного хода бойка и определяется из соотношения

$$A_{\min} = 4TR, \quad (1)$$

где $A_{\min}$ — рассеяние энергии при деформации упругого элемента с минимальной частотой (например, 0,5 гц);

T — сила сухого трения;

R — радиус кривошипа прессы (половина разности координат бойка в начале и конце деформации).

Коэффициент вязкого внутреннего трения определяется по разности работ, соответствующих площадям гистерезисных петель на скоростной характеристике и на характеристике с минимальной частотой деформаций. При этом считается, что сила вязкого трения и скорость деформации связаны линейно:

$$A_{\max} - A_{\min} = 2r \int_0^{2R} x dx, \quad (2)$$

где $A_{\max}$ — рассеяние энергии при деформации упругого элемента с большой частотой (например, 10 гц);

r — коэффициент вязкого трения;

x — координата бойка прессы (начало координат принято в точке, соответствующей началу деформаций).

Для кривошипного прессы, работающего с n об/мин и при длине шатуна более $10R$, формула (2) примет вид

$$A_{\max} - A_{\min} = \frac{R^2 r n}{3}. \quad (3)$$

Требования, связанные с улучшением условий трогания поезда с места, будут выполнены в случае, если для поездов средней грузоподъемности (т. е. для поездов с тягачами Московского автозавода имени Лихачева) жесткость упругого элемента при деформации 5—6 мм (по нагрузочной ветви характеристики с минимальной частотой) не превышает 150—170 кг/см, а сила сухого трения не превышает одной трети силы сопротивления троганию (но не движению) прицепа. Коэффициент вязкого трения упругих элементов этих же поездов в идеальном случае должен иметь величину 1200—1500 кг·сек/м. Резину с указанной величиной вязкого трения практически подобрать довольно трудно и приходится ограничиваться меньшими значениями коэффициента вязкого трения. В НАМИ испытывались упругие элементы с $r=200$ кг·сек/м. Это значение r допустимо лишь до момента подбора резины с большим вязким трением.

Требуемое ограничение максимальной амплитуды колебаний звеньев достигается в том случае, когда для деформации упругого элемента на 10 мм (по характеристике с частотой 0,2—0,5 гц) требуется усилие около 0,3 суммы полных весов тягача и прицепа. Если испытывавшийся опытный образец перечисленным условиям не удовлетворяет, должны быть сделаны соответствующие изменения в размерах и в условиях закрепления упругого элемента или в его материале.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щукин М. М., «Автомобильная промышленность», № 8, 1960.
2. Щукин М. М., «Сцепные устройства автомобилей и тягачей», Машгиз, 1961.
3. Морозов Б. И., Пчелин И. К., Хачатуров А. А., Шеф А. Л., Труды НАМИ, вып. 39, 1961.
4. Григорьев Е. Т., Расчет и конструирование резиновых амортизаторов, Машгиз, 1960.

Новые тенденции в развитии автомобильных генераторов переменного тока

Канд. техн. наук М. Л. ФРЕЗИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ДО НЕДАВНЕГО времени целесообразность применения автомобильных генераторных установок переменного тока (генератор и выпрямитель) считалась бесспорной только при сравнительно высоких мощностях, и в связи с этим их устанавливали на автобусы. Применять генераторные установки переменного тока на грузовых и легковых автомобилях считалось неразумным из-за относительно малой мощности потребителей электрической энергии на этих автомобилях. Указанное объясняется тем, что при малых размерах генератора установка в целом оказывалась из-за высокой стоимости выпрямителя дороже генератора постоянного тока. Кроме того, при малых размерах генератора возникали затруднения технологического порядка с выполнением обмотки статора. Проведенные технико-экономические расчеты [1] показали, что в условиях нашей страны с учетом стоимости эксплуатации генераторные установки переменного тока с селеновыми выпрямителями становятся конкурентноспособными с генераторами постоянного тока, уже начиная с токов отдачи 20 а. Зарубежные авторы считают таким пределом 35—40 а.

Применяемая в нашей стране конструкция статора с обмоткой, имеющей число пазов на полюс и фазу 0,5[2], снимает возражения технологического порядка, если такие могут возникнуть при малых диаметрах расточки статора.

Распространение генераторных установок переменного тока на зарубежных автомобилях объясняется тем, что мощность потребителей электроэнергии на современных легковых и грузовых автомобилях возросла настолько, что мощность генератора достигла предела, при котором бесспорно целесообразно применение генераторных установок переменного тока.

Аналогичные условия возникли в настоящее время в нашей стране. Подготавливаемые к производству новые автомобили Московского автозавода имени Лихачева и частично Горьковского автозавода будут оснащаться генераторами мощностью 300—350 вт и даже 450 вт. Аналогично и на легковых автомобилях высокого класса «Чайка» и ЗИЛ-111 мощность генератора удвоилась по сравнению с генераторами старых моделей автомобилей.

Из применяемых в настоящее время в США генераторов следует особо остановиться на генераторной установке фирмы Крайслер, которая отличается наличием в ней кремниевых выпрямителей, встроенных в крышку (щит) генератора. Новая конструкция дает значительный эффект: снижаются потери в выпрямителе, к. п. д. установки значительно возрастает и соответственно снижается расчетная мощность генератора, уменьшаются его размеры, исчезает внешний выпрямитель и связанные с ним затруднения в его размещении на автомобиле и обеспечении ему надлежащего охлаждения, отпадает надобность в реле обратного тока (обратный ток кремниевых выпрямителей, примененного на описываемом генераторе, не превышает 1 ма при обратном напряжении 15 в) и в трех внешних фазных проводах, соединяющих выпрямитель с генератором.

Новый генератор (по данным фирмы) оказался дешевле и меньше по объему, чем ряд других генераторных установок переменного тока с селеновыми выпрямителями, разработанных ранее в США. В сравнении с генератором постоянного тока той же мощности новый генератор переменного тока оказался значительно легче (на 4,3 кг) и дешевле.

Большинство известных автомобильных генераторов переменного тока; в том числе и применяемых в СССР автобусных генераторов, является трехфазными синхронными генераторами, возбуждаемыми вращающимися обмотками постоянного тока, получающими питание извне через систему контактных колец и щеток.

Наличие контактных колец является вполне допустимым в электрической машине. Однако в ряде случаев возникает необходимость от них отказаться. В последнее время возникло большое количество разнообразных электрических машин, получивших название бесконтактных. В этих машинах в подавляющем большинстве случаев обе обмотки (якоря и возбужде-

ния) неподвижны и для их присоединения к внешним цепям или по принципу их действия не требуется трущегося контакта, осуществляемого системой контактных колец и щеток. К числу бесконтактных электрических машин относят и машины, возбуждаемые постоянными магнитами. В некоторых случаях бесконтактные электрические машины возможны и при вращающихся обмотках возбуждения.

В 1959 г. в США [3], [4] был применен в городских автобусах бесконтактный синхронный генератор с консольным ротором, имеющим когтеобразные полюса и встроенный внутрь генератора кремниевый выпрямитель. Магнитная система такого генератора показана на рис. 1. Вес генератора 59 кг; максимальный ток 215 а; ток, отдаваемый на холостом ходу двигателя автобуса, 135 а. Генератор и выпрямитель охлаждаются маслом, циркулирующим внутри корпуса генератора. Выполнение генератора без контактов, помимо прочих причин, было вызвано применением внутреннего охлаждения, исключающего возможность щеточного контакта в масляной среде. Для сравнения в таблице приведены аналогичные данные отечественных

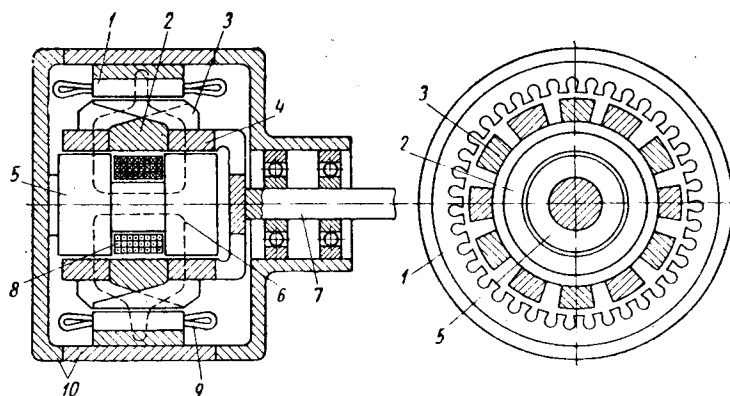


Рис. 1. Бесконтактный автобусный генератор с консольным ротором:

1 — статор; 2 — немагнитная связующая прокладка ротора; 3 — когти ротора; 4 — кольцо половины ротора; 5 — внутренний сердечник статора; 6 — средняя силовая линия магнитного потока; 7 — вал; 8 — обмотка возбуждения; 9 — обмотка статора (якоря); 10 — конструктивные детали.

генераторов городских автобусов, а также указаны данные, полученные в результате пересчета на мощность американского генератора. При пересчете у отечественной генераторной установки учтено 20-процентное ухудшение использования материалов в генераторе, связанное с особенностями конструкции его статора [5], и соответствующим образом уменьшен вес выпрямителя, так как кремниевый выпрямитель американского генератора весит значительно меньше селенового выпрямителя той же мощности.

Показатели	Генератор	
	постоянного тока 1945 г.*	переменного тока 1958 г.
Ток в а:		
максимальный	80	60
отдаваемый на холостом ходу двигателя ...	0	25
Вес генераторной установки в кг	64	17
Данные, приведенные к 215 а:		
ток отдаваемый на холостом ходу двигателя, в а	0	108
Вес в кг	172	45

* После внедрения автобусных генераторов переменного тока в СССР генераторы постоянного тока для автобусов не разрабатывались.

Из таблицы видно, что, несмотря на весьма значительный вес (59 кг), бесконтактный генератор в сравнении с генератором постоянного тока имеет лучшее использование материалов и лучшие электрические характеристики.

Худшее использование материалов и технологическая сложность бесконтактного генератора неизбежно повышают его себестоимость по сравнению с генератором переменного тока, имеющим контактные кольца.

Вопрос о применении бесконтактных электромашин на автомобилях обсуждался на первой научно-технической конференции

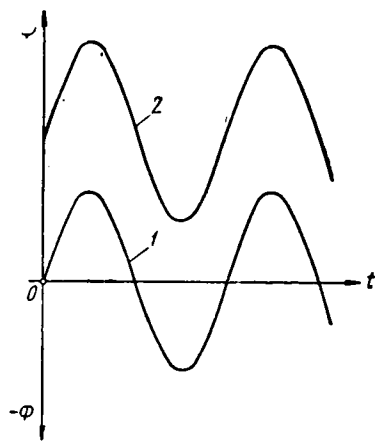


Рис. 2. Магнитный поток в функции времени:

1 — альтернативная электромашина; 2 — пульсационная электромашина.

свое направление, периодически изменяя только величину, т. е. пульсируя (рис. 2). Размеры магнитопровода электрической машины зависят от величины максимального значения магнитного потока. Таким образом, применение пульсационной машины (при одинаковых с альтернативной машиной значениях и характере первой производной потока Φ во времени t , т. е. $\frac{d\Phi}{dt}$) неизменно связано с необходимостью рас-

считывать магнитопровод на магнитный поток, более чем в 2 раза превышающий поток в альтернативной машине. Таким образом, в равных условиях пульсационная машина получается соответственно больше и тяжелее альтернативной. Преимущества пульсационных машин проявляются в тех случаях, когда высокая скорость вращения требует повышения надежности и упрощения конструкции вращающихся частей машины.

В генераторах переменного тока автомобилей или автобусов из-за ограничений, накладываемых шарикоподшипниками или приводными ремнями, наибольшая скорость вращения ротора генератора n_m не может быть выше 6000—12 000 об/мин. При таких скоростях вращения так называемая коттеобразная конструкция полюсов ротора альтернативной машины оказывается вполне надежной и технологически простой.

Совместная работа автомобильного генератора с выпрямителем ограничивает максимальную частоту тока генератора. Судя по зарубежным данным, это предельное значение частоты f_m доводится для селеновых выпрямителей до 1200 гц; что касается кремневых выпрямителей, то величина f_m для них подлежит еще уточнению, — по-видимому, она значительно выше. Число пар полюсов автомобильного генератора p может быть определено по формуле

$$p = \frac{60 f_m}{n_m}, \quad (1)$$

где n_m — наибольшая скорость вращения генератора.

Таким образом, для автомобильных генераторов допустимые значения p при селеновых выпрямителях в зависимости от ве-

личины n_m могут находиться в пределах от 6 до 12. Практически выше 6 (двенадцатиполусные генераторы) в автомобильных генераторах величину p не принимают.

С увеличением значения p сверх 6 заметно возрастает вредное влияние магнитного рассеяния в роторе. При $p=6$ частота f_0 , соответствующая расчетной скорости вращения, от которой зависят главные размеры генератора, оказывается достаточно высокой (150—250 гц). В случае пульсационного характера электрической машины было бы сравнительно легко повысить f_0 до 400 гц (это значение частоты принято считать оптимальным), однако, возникающие при этом возможности уменьшения конструктивных размеров магнитной системы генератора не могут компенсировать неизбежной разницы в размерах пульсационной и альтернативной электромашин. Из сказанного следует вывод, что применение пульсационных бесконтактных электромашин для грузовых и большинства легковых автомобилей, а также и для автобусов следует считать в настоящее время бесперспективным.

На микроавтомобилях применение пульсационных бесконтактных электромашин может дать несомненные преимущества. Это вызвано тем, что при параметрическом регулировании напряжения размеры электрической машины в значительной степени зависят не от величины магнитного потока, а от условий регулирования. Один из таких генераторов радиально-пульсационного типа нашел применение в Италии [5] и рассматривался на конференции в Риге под названием «Разноименно-полюсный генератор с двухзубцовыми обмотками».

Основная частота э. д. с., наводимой в рабочей обмотке такого генератора, может быть вычислена по формуле

$$f = \frac{z_u n}{60}, \quad (2)$$

где z_u — число зубцов индуктора, в данном случае ротора; n — число оборотов в минуту индуктора.

Как видно из формулы (2), частота тока такого генератора не зависит от числа полюсов системы возбуждения и поэтому сравнительно легко может быть получена большой величины.

При определенных соотношениях чисел зубцов индуктора и полуполюсов статора — z_c возможно и трехфазное исполнение генератора. Г. И. Штурман и К. Э. Скрюзитис [7] дают следующие формулы, устанавливающие эти соотношения:

$$z_u = \frac{z_c}{4} \left[\frac{2}{m_1} + 2(u_1 + u_2) + 1 \right], \quad (3)$$

$$z_c = 4 ms, \quad (4)$$

$$m_1 = \frac{z_c}{2}, \quad (5)$$

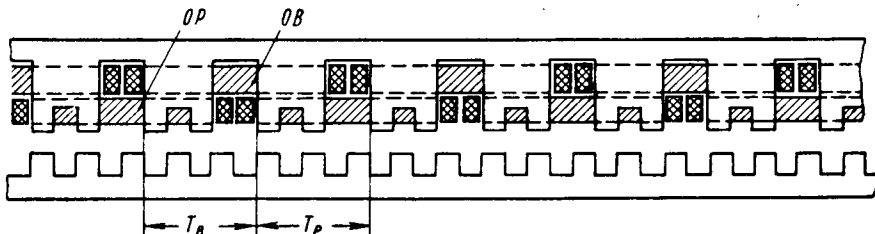


Рис. 3. Структура зубцовой зоны разноименно-полюсного генератора с двухзубцовыми обмотками:

ОВ — обмотка возбуждения; ОР — обмотка рабочая; T_B и T_P — шаги обмоток.

где m_1 — число катушек рабочей обмотки;

m — число фаз;

s — любое целое число;

u_1 — целое число зубцовых делений индуктора, размещающихся на расстоянии зубцового шага статора T_B (рис. 3);

u_2 — целое число зубцовых делений индуктора, размещающихся на расстоянии зубцового шага статора T_P .

Если учесть ограничения, накладываемые выпрямителем на максимально допустимую частоту f_m , то в случае применения такого генератора для работы в схеме совместно с выпрямителем справедлива формула, полученная из формул (2) и (3);

$$z_c = \frac{240 f_m}{n_m \left[\frac{2}{m_1} + 2(u_1 + u_2) + 1 \right]}. \quad (6)$$

Генераторы с двухзубцовыми обмотками позволяют выгодно сочетать режимы параметрического и автоматического регулирования напряжения, повысить точность параметрического регулирования и расширить возможности такого регулирования за счет включения в схему вспомогательных емкостей и индуктивностей.

Из общего многообразия альтернативных бесконтактных генераторов, применяемых в различных областях техники, внимания автомобилистов заслуживают синхронный двухпакетный генератор с укороченными когтеобразными полюсами

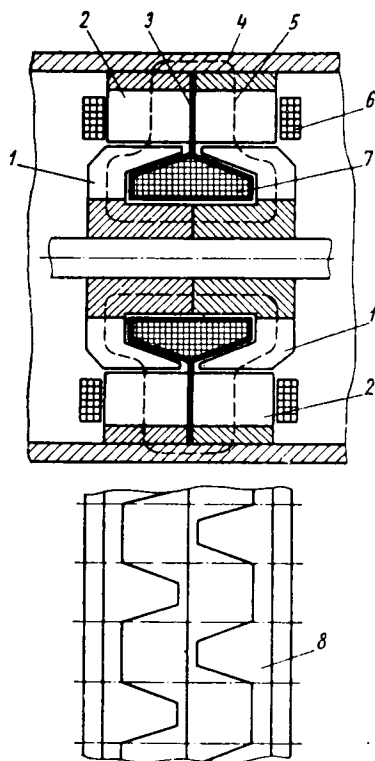


Рис. 4. Эскиз магнитной цепи двухпакетного генератора с укороченными когтями ротора:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — подвеска катушки возбуждения; 4 — корпус (ядро); 5 — средняя силовая линия магнитного потока; 6 — обмотка статора; 7 — неподвижная обмотка возбуждения; 8 — разветка полюсов ротора.

контактных генераторов и вполне конкурентоспособен в этом отношении с выпускающимися в СССР и за рубежом автомобильными генераторами переменного тока.

Появление малогабаритных кремниевых диодов, допускающих температуру окружающей среды выше 100°, позволило подойти к вопросу о бесконтактном генераторе иначе, чем это было до сих пор.

Новшество заключается во введении специального возбудителя, вырабатывающего переменный ток во вращающейся обмотке якоря, т. е. в роторе, сидящем на одном валу с ротором (индуктором) главного генератора. Обмотка возбуждения возбудителя располагается на его статоре и питается постоянным током от аккумуляторной батареи или от силового выпрямителя генератора. Переменный ток возбудителя выпрямляется выпрямителем, собранным из кремниевых диодов, размещенных на валу главного генератора и вращающихся вместе с ним. Использование материалов в таком генераторе находится на уровне обычных генераторов с контактными кольцами, а его стоимость повышается на величину разницы между стоимостью возбудителя и кремниевых выпрямителей, с одной стороны, и стоимость системы контактных колец и щеток, которые возбудитель заменяет, с другой стороны. Описанная конструкция генератора, нашедшая, в частности, применение в авиации [8],

одновременно позволяет решить относительно просто вопрос обеспечения высокого использования материалов генератора.

При наличии возбудителя регулирующее устройство может быть рассчитано на воздействие на обмотку возбуждения не самого главного генератора, а его возбудителя. Это означает, что автоматическое регулирование можно осуществить обычным электромагнитным регулятором, действующим на систему возбуждения малой электрической машины. Ток возбуждения главного генератора может быть доведен до оптимальной величины, обеспечивающей максимально возможное электромагнитное форсирование генератора.

Схема генераторной установки с системой регулирования, действующей на возбудитель, показана на рис. 5. Применение специального возбудителя может оказаться экономически целесообразным только при значительных размерах генератора. Таким образом, бесконтактный генератор с возбудителем переменного тока и с вращающимися кремниевыми выпрямителями может найти применение вероятнее всего на автобусах, где мощность генератора наибольшая и где стоимость возбудителя в сравнении со стоимостью главного генератора сравнительно невелика. Наоборот, генератор с укороченными когтеобразными

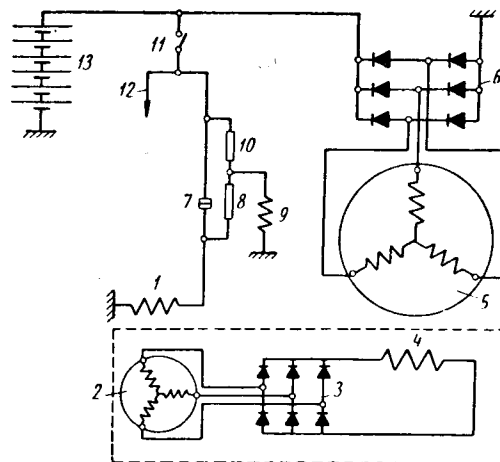


Рис. 5. Электрическая схема генераторной установки с возбудителем переменного тока и вращающимся выпрямителем:

1 — обмотка возбуждения возбудителя; 2 — якорь возбудителя (ротор); 3 — выпрямитель цепи возбуждения; 4 — обмотка возбуждения генератора (статор); 5 — якорь главного генератора; 6 — выпрямитель главного генератора; 7 — контакты регулятора напряжения; 8 — добавочное сопротивление; 9 — обмотка регулятора напряжения; 10 — ускоряющее сопротивление; 11 — выключатель; 12 — цепь зажигания и т.п. приборная; 13 — аккумуляторная батарея.

полюсами ротора более пригоден для генераторов грузовых и легковых автомобилей, где благодаря большому магнитному рассеянию ротора, свойственному малым генераторам, укорочение когтей полюсов, снижающее это рассеяние, не приводит к значительному возрастанию размеров генератора.

Прогресс в автомобильном электрооборудовании, в том числе и в области генераторных установок переменного тока, непосредственно связан с возможностями применения полупроводниковых диодов и триодов.

Кремниевые диоды и триоды (германиевые, не давая особых преимуществ, экономически неконкурентоспособны с селеновыми) позволяют получить новые, более совершенные реле-регуляторы, приборы зажигания, радиоприемники и прочие устройства. На многих зарубежных автомобилях началось применение бесконтактных регуляторов напряжения, в которых используются кремниевые приборы. Ряд генераторов переменного тока, в том числе и описанный в настоящей статье генератор фирмы Крайслер, а также бесконтактный генератор, поставляются в комплекте с подобными регуляторами. Появилось описание различных схем зажигания с использованием кремниевых триодов. В радиоприемниках автомобилей «Чайка» и ЗИЛ-111 применены полупроводниковые приборы. Кремниевые выпрямители, как это было показано в настоящей статье, радикально изменяют вопрос о применении генераторов переменного тока на автомобилях. Нет сомнений, что широкое применение кремниевых приборов и других полупроводниковых устройств и материалов в ближайшем будущем резко изменит автоотракторное электрооборудование и расширит области его применения. Дефицитность и высокая стоимость кремниевых

приборов, определяемые трудностями чисто производственного, а потому временного характера, общеизвестны. В связи с этим следует иметь в виду, что такие кремниевые приборы, как диоды для автомобильных выпрямителей, могут изготавливаться по значительно упрощенным техническим требованиям. Например, допустимая величина обратного напряжения может быть понижена до 25—30 в, допустимая норма на обратный ток может быть значительно увеличена, к. п. д. выпрямителя может быть несколько понижен и т. д. и т. п. Не исключена возможность, что эти допущения позволят упростить производство кремниевых диодов и понизить их стоимость.

Некоторое понижение стоимости кремниевых выпрямителей может быть достигнуто отказом от трехфазного исполнения генераторов, так как при одно- и двухфазном их исполнении число диодов в выпрямителе может быть понижено. Особенно интересно такое решение при малых мощностях генераторов (например, для микроавтомобилей). Оно особенно целесообразно,

но, когда становятся возможными конструкции генераторов, встроенных в маховик двигателя. Кроме того, не исключена возможность создания конструкций генераторов со встроенными селеновыми выпрямителями и этим не следует пренебрегать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрезинский, Применение переменного тока в электрооборудовании автомобилей, Сб. НИИ Автоприборов «Исследование работы автомобильного электрооборудования», вып. 1, Машгиз, 1962.
2. Фрезинский М. Л., «Автомобильный транспорт» № 2, 1957.
3. Larson R L., «Applications and Industry», Nov. 1959.
4. Edmundson W. C., «Preprint SAE» № 81T, 1959.
5. «Motociclismo» № 48, XII—1954, стр. 60.
6. Фрезинский М. Л., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1957.
7. Материалы Первой научно-технической конференции по бесконтактным электрическим машинам. Рига, 1961, Институт энергетики Латвийской Академии наук.
8. «Westinghouse Engineer», № 1, т. 16, 1956 г., стр. 30—31.

Технология

Приклейка накладок к колодкам тормоза взамен приклепки

Д. Д. МЕЛЬМАН, Л. А. ЧИЖКОВА

Московский завод малолитражных автомобилей

ИЗНОС накладок колодок тормоза ограничивается при эксплуатации размером от поверхности накладки до плоскости головки заклепки (рис. 1). Для автомобилей «Москвич» этот размер составляет 2,5 мм.

Таким образом, на износ накладки дается фактически лишь 50% ее толщины. После того, как изношен размер до головки, колодку надо либо менять, либо приклепывать к ней новую накладку.

Наличие в накладках гнезд для заклепок приводит к повышенному и преждевременному износу тормозной поверхности барабана, так как гнезда в процессе эксплуатации заполняются абразивной пылью, которая и наносит кольцевые риски на внутреннюю поверхность барабана.

Приклейка накладок к колодкам автомобиля «Москвич» осуществляется 80 медными заклепками.

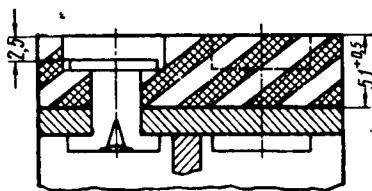


Рис. 1.

Одной из причин, вызывающих скрип тормозов, является неплотное прилегание накладки к поверхности колодки между заклепками (рис. 2).

Наличие таких зазоров неизбежно при конструкции колодок с приклепкой.

Износ накладок, приклеенных к ободу колодки, ограничивается толщиной накладки, следовательно, на износ при таком соединении расходуется вдвое больше материала, чем при приклепке (рис. 3).

Гладкая поверхность накладки (отсутствие гнезд под заклепки) способствует равномерному износу тормозного зеркала барабана и сокращает величину износа.

Приклейка накладок к ободу колодок тормоза полностью исключает применение медных заклепок. Заклепки могут использоваться только при полном износе приклепной накладки и при необходимости замены ее потребителем в гаражных условиях.

Во время склеивания накладки с колодкой применяется для плотного прижима стальная пружинная лента, обеспечивающая беззазорное прилегание накладки по всей поверхности колодки.

На МЗМА проверено несколько технологических процессов приклейки накладок к колодкам тормоза. Проверка производилась на больших партиях в лабораториях завода при участии НИИТАвтомпрома и НИИ авиационных материалов.

В результате опробования нескольких вариантов технологических процессов на МЗМА принят технологический процесс, обладающий следующими особенностями.

Испытаниями установлено, что накладка, приклеенная к оцинкованному ободу, отскакивает от него вместе со слоем цинка. Поэтому клей должен наноситься на очищенную от цинка поверхность обода. Так как при цинковании поверхность обода нельзя предохранить от попадания на него антикоррозийного слоя, то первая операция производит снятие цинкового слоя с поверхности обода колодки по заданному радиусу колодки,

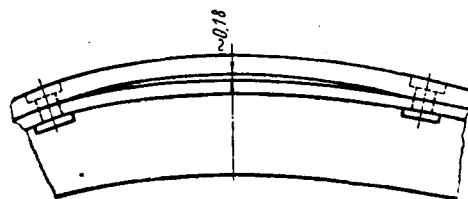


Рис. 2.

обеспечивая одновременно правильную его геометрию, необходимую при склеивании.

Эта операция осуществляется на специальных фрезерных станках с поворотным барабанным приспособлением.

Установлено также, что внутренняя поверхность накладки для процесса приклейки не должна быть гладкой и блестящей, какой она изготавливается поставщиком для приклепки.

Глянцевая поверхность снижает прочность склеивания. Внутренняя поверхность накладки обрабатывается на специальном шлифовальном полуавтомате высокой производительности.

Поверхности, подготовленные для нанесения клея, должны быть чистыми. Поэтому клей наносится на накладки в специальной изолированной комнате, куда последние поступают в специальной таре.

Клей наносится тонким слоем как на внутреннюю поверхность накладки, так и на наружную поверхность обода колодки. Всего на одну колодку расходуется 4 г клея (на весь автомобиль 32 г).

Прежде чем собрать колодку с накладкой, нанесенный клей должен пройти процесс подсушки в специальной установке с конвейерной загрузкой. Испытаниями установлено, что время подсушки должно быть не менее 30 мин.

После подсушки накладка собирается с колодкой в специальном приспособлении. Необходимое усилие прижима накладки к поверхности обода создается специальным ключом и должно быть в пределах $5-8 \text{ кг/см}^2$.

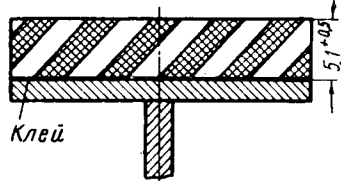


Рис. 3.

Процесс склеивания осуществляется в специальной шахтной печи с цепной конвейерной загрузкой. Внутри печи предусмотрены зоны нагрева и остывания. Подымаясь по конвейеру вверх, приспособления с колодками попадают в зону наибольшей температуры $190 \pm 10^\circ$. При этой температуре собранная колодка должна находиться 45 мин., после чего она попадает в зону охлаждения и должна выйти к месту выгрузки с температурой $+50^\circ$.

Перед зоной наибольшей температуры приспособления с колодками проходят зону подогрева. Склеивание практически происходит в тот момент, когда колодки попадают в зону $190 \pm 10^\circ$ с прогревом до этой температуры приспособлением.

После остывания колодка шлифуется в окончательный размер на специальном шлифовальном станке с барабанным приспособлением, выполненным по схеме фрезерного станка.

Склеенная колодка проходит следующие испытания:

1. Выборочный контроль на поперечный сдвиг накладки относительно обода колодки: 5 колодок от сменного выпуска. Усилие сдвига при этом должно быть не менее 2500 кг. Это испытание проходит в лаборатории.

2. 100%-ный контроль на поперечный сдвиг накладки относительно обода колодки осуществляется на специальном контрольном стенде, установленном непосредственно в поточной линии. Усилие для 100%-ного контроля соответствует 800—900 кг.

Автоматический станок для штамповки сухаря клапана

Ю. А. ЧЕЛЫШЕВ, К. И. ФОМИЧЕВ

Московский автозавод имени Лихачева

СУХАРЬ клапана — одна из массовых деталей автомобиля: на один автомобиль требуется 24 сухаря клапана. Раньше эту деталь изготовляли методом холодной штамповки на прессе производительностью 60 деталей в минуту.

В процессе эксплуатации выявились существенные недостатки штампа: низкая производительность, сложность замены пуансонов и матриц.

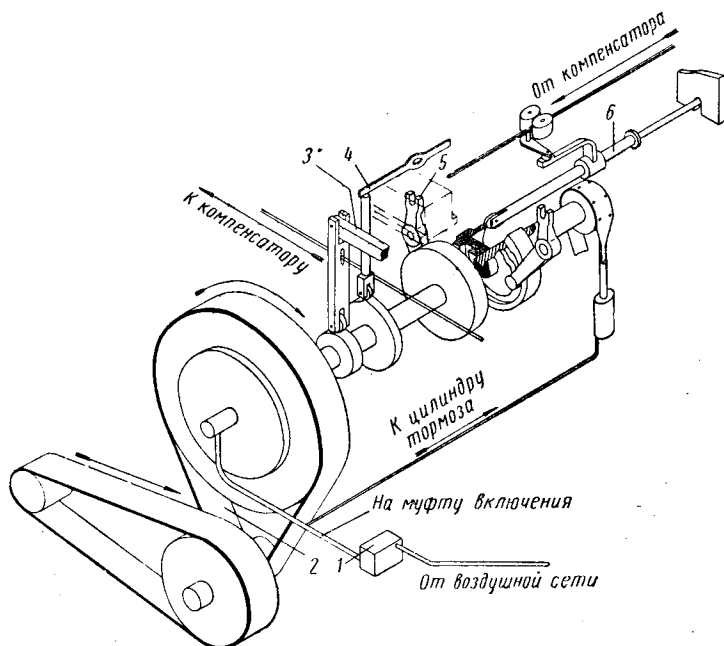


Рис. 1. Схема станка для штамповки сухаря клапана:

1 — воздушно-соленоидный клапан; 2 — привод от электродвигателя; 3 — привод правильно-подающего устройства; 4 — привод устройства для удаления изделия из зоны рабочих частей; 5 — привод рабочих частей; 6 — привод валковой подачи.

Для замены вышедших из строя рабочих частей штампа (пуансоны, матрица, оправка) его приходилось снимать с прессы. С учетом всех недостатков штампа был спроектирован, изготовлен и в настоящее время работает автоматический станок производительностью 120 деталей в минуту.

Станок состоит из следующих основных узлов: сварной станины, привода, воздушной муфты сцепления, ленточного пнев-

матического тормоза, основного вала, имеющего ряд кулачков и копиров, компенсатора, правильно-подающего устройства. На рис. 1 показана кинематическая схема станка.

Специальный профиль, из которого штампуется деталь, перед штамповкой требуется править по плоскости и торцам. Для этого в станке имеется правильно-подающее устройство, состоящее из кассет с роликами.

Все ролики правочных кассет имеют самостоятельную регулировку зажима профиля. Подающая клеть имеет регулировку шага подачи и самостоятельное включение и выключение.

Для заправки профиля валки подачи имеют ручной разжим. Подача происходит в момент, когда штамповочные пуансоны

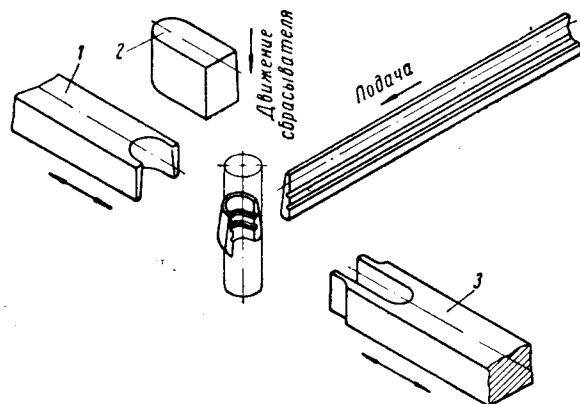


Рис. 2. Схема рабочего инструмента штампа.

находятся в исходном положении и деталь удалена из зоны штампа.

Из роликов основной подачи профиль поступает в штамп (рис. 2). Пуансон 1 отрезает заготовку и изгибает ее вокруг оправки 2. Пуансон 3 чеканит торцы среза детали до нужного размера и сбрасывает отштампованную деталь, если она остается на оправке 2.

Для удаления детали из пуансона и принудительного выталкивания в отверстие выпала служит выталкиватель.

Для замены вышедших из строя пуансонов достаточно открыть верхнюю крышку кожуха и отвернуть винты, крепящие пуансоны.

Электрическая схема станка позволяет осуществлять следующие режимы работы: толчок (для наладки), цикл (получение одной детали), автоматический режим.

Фрикционные металлокерамические детали в автоматических гидропередачах автомобилей ГАЗ

В. И. БЛАГИН, Б. С. ПОСПЕЛОВ

Горьковский автозавод

В ПРОЦЕССЕ создания и доводки конструкции, отработки технологии и освоения производства автоматических коробок передач перед заводом возник ряд технических проблем, одной из которых были подбор и усовершенствование фрикционных материалов тормозов и сцеплений планетарной коробки для работы в масляной среде.

Трудности создания фрикционных элементов состояли не только в подборе материалов, которые должны обладать высоким коэффициентом трения в масле, износостойкостью, необходимой механической прочностью и эластичностью. Требовалось также обеспечить надежное соединение фрикционного рабочего слоя со стальной основой биметаллического изделия. Это особенно важно для тормозных лент, у которых необходимо сохранить в процессе эксплуатации упругие пружинящие свойства, позволяющие четко выключать тормоз.

Окончательная отработка и оценка рецептуры материала, а также технологии изготовления деталей проводились по результатам дорожных испытаний и опытной эксплуатации автомобилей. В итоге проведенной работы конструктивно улучшены условия смазки дисков сцеплений за счет введения дополнительных смазочных каналов, повышена также четкость работы клапанов, что значительно повысило работоспособность фрикционных деталей в автоматической коробке.

Автоматические передачи автомобилей Горьковского автозавода выполнены по одной принципиальной схеме (рис. 1) и отличаются между собой лишь некоторыми конструктивными элементами, имея при этом различные эксплуатационные показатели. В планетарной коробке передач предусмотрены два многодисковых сцепления и два ленточных тормоза. Сцепления служат для соединения соответствующих шестерен планетарного ряда с турбинным валом гидротрансформатора, а тормоза — для останова элементов планетарного ряда, воспринимающих реактивные моменты на передачах.

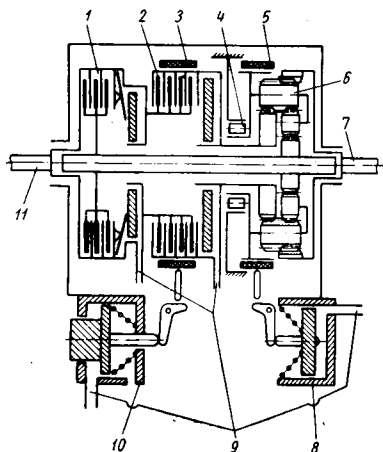


Рис. 1. Схема управления коробки передач:

1 — первое сцепление (первой, второй и третьей передач); 2 — второе сцепление (третьей передачи и заднего хода); 3 — передний тормоз (второй передачи); 4 — муфта свободного хода (первой передачи); 5 — задний тормоз (заднего хода и первой передачи при торможении двигателем); 6 — планетарный ряд; 7 — ведомый вал; 8 — цилиндр включения заднего тормоза; 9 — каналы для подвода рабочего давления в тормозы и сцепления; 10 — цилиндры включения переднего тормоза; 11 — ведущий вал.

или напекаемых на стальной диск, приводимый во вращение от шпинделя. Диск с образцами зажат между двумя стальными дисками. Боковые стенки масляной ванны снаружи имеют специальную рубашку, которая обеспечивает охлаждение ванны проточной магистральной водой, благодаря чему поддерживается ограничение температуры масла. Давление на рабочую поверхность испытуемых образцов осуществляется с помощью постоянного тарированного груза, действующего на трущуюся пару через рычажный механизм, а возникающий между дисками момент силы трения передается с помощью стального троса на подвешенный на его конце эквивалентный груз, регулируемая величина которого и характеризует силу трения.

Образцы на диске перед испытанием шлифуют и на них наносятся по окружности спиральные канавки, размер и расположение которых строго регламентируется; затем диск тщательно промывается для удаления шлифовочной пыли и стружки.

Испытание проводится по следующей методике:

- 1) трение образцов происходит по стальным дискам (сталь 20);
- 2) удельное давление p на образцы (с учетом поверхности канавок) составляет $10-12 \text{ кг/см}^2$;
- 3) масло турбинное Л без присадок или ВНИИ НП-1*;
- 4) перед испытанием фрикционные диски прирабатываются в течение $15-20$ мин.;
- 5) коэффициент трения измеряется в течение 20 мин. через каждые 2 мин.; для определения средней арифметической берутся последние девять измерений;
- 6) температура испытания не превышает 130° ;
- 7) средняя скорость вращения образцов $7-7,5 \text{ м/сек}$.

В табл. 1 приведены типичные результаты испытания на коэффициент трения в масле ВНИИ НП-1 различных материалов, подбиравшихся в качестве фрикционных накладок для тормозных лент и дисков сцепления автоматических коробок ГАЗ.

Таблица 1

Материал фрикционных накладок	Коэффициент трения		
	Начальный	Средний	Конечный
Бронза для автомобиля „Бьюик“ (1951 г.)	0,076	0,068	0,061
Металлокерамика высокотемпературного спекания по рецепту:			
„Студебеккер“ — 1953	0,084	0,061	0,042
ИМСС	0,064	0,072	0,080
ЗИЛ — станочный	0,070	0,065	0,059
ВИАМ	—	—	0,038
53-В ЧСР	—	0,080	—
Фриванит	0,036	0,053	0,062
Ретинакс ФК-16Л	0,064	0,046	0,027
Асбокаучуковая композиция	0,060	0,053	0,046
Металлопластмассовые композиции низкотемпературного спекания:			
группа МП-ГАЗ. различных вариантов состава	0,080—0,090	0,095—0,127	0,100—0,110
МП-11 + резина 8190 (ГАЗ)	0,070	0,068	0,046
„Форд“ — 1953	0,043	0,062	0,080

Из табл. 1 следует, что у бронзовых образцов коэффициент трения в масле $0,06-0,07$; в конце испытаний он несколько понижается. Неустойчивым в этом отношении оказался и общеизвестный материал ретинакс. Сравнительно стабильными оказываются образцы из металлокерамики на медной основе, но значение коэффициента трения μ сравнительно невысоко (до $0,08$). Асбопластмассовая композиция фриванит характеризуется значительным повышением коэффициента в конце испытания, но не достигает показателей, полученных для металлокерамики. Не получены желаемые результаты и для стандартной асбокаучуковой смеси, а также для металлокерамики ГАЗ-МП-11 с добавками маслостойкой резины, которые при испытании на этом стенде показали значительное снижение фрикционных качеств в конце испытания.

Резко выделяются в выгодную сторону по коэффициенту трения металлопластмассовые материалы импортного и отечественного производства — коэффициент трения при испытании повышается, а затем остается на сравнительно высоком уровне от $0,08$ до $0,120$. Наиболее высокий коэффициент трения получен для материала МП-8-ГАЗ. При испытании в турбинном масле коэффициент достигал средних значений $0,155$.

Металлопластмассовые композиции Горьковского автозавода представляют собой спеченную при низкой температуре и полимеризованную смесь порошков.

* При испытании в этом масле по сравнению с испытаниями в турбинном масле показатель коэффициента трения снижался на $20-22\%$ и это учитывалось при оценке результатов измерения коэффициента трения.

При подборе материала по коэффициенту трения проводились исследования, которые показали, что на коэффициент трения существенно влияют следующие факторы: содержание pulverбакелита в составе материала (рис. 2), величины зерен асбестового компонента (рис. 3); пористость материала металлокерамики (рис. 3); содержание железного порошка; температура термообработки.

В результате учета и подбора вышеперечисленных факторов был подобран спеченный и полимеризованный при температуре 300° материал МП-8 пористостью 30—35%, содержащий 8% pulverбакелита. Коэффициент трения этого материала 0,155 в турбинном масле и 0,120 в масле ВНИИ НП-1.

Отобранные, как удовлетворительные по результатам испытаний на лабораторном стенде, материалы оформлялись затем

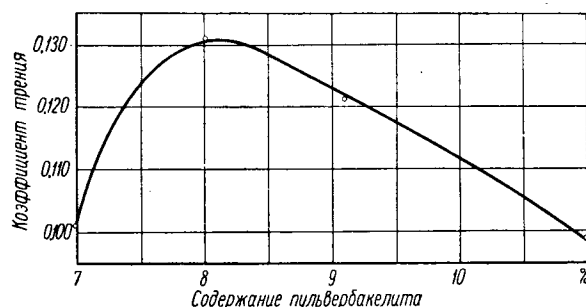


Рис. 2. График зависимости коэффициента трения от содержания pulverбакелита в шихте фрикционного состава.

в виде тормозных лент и дисков сцепления, которые подвергались дальнейшим испытаниям на другом специальном стенде инерционного типа.

На рис. 4 приведена схема инерционного стенда. Особенно удобно испытывать на этом стенде тормозные ленты: можно проверить не только величину и стабильность тормозного момента, но и надежность соединения фрикционного слоя со стальной основой. Стенд имеет сменные рабочие барабаны и испытываемые ленты переднего тормоза.

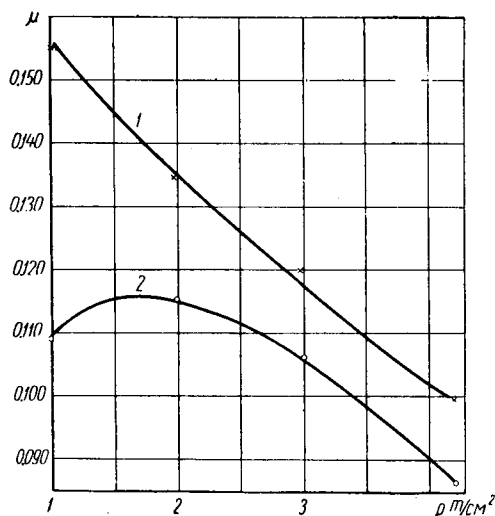


Рис. 3. График зависимости коэффициента трения от уплотнения материала металлокерамики при прессовании и от сортности асбестового компонента (испытание в турбинном масле):

1 — МП-8, содержащий асбопыль; 2 — МП-8, содержащий асбоволокно.

Стенд состоит из электродвигателя мощностью 7,5 квт, который приводит через ременную передачу во вращение маховик, делающий 400 об/мин. На валу маховика установлен сменный барабан, по которому работает испытываемая тормозная лента, периодически затягиваемая от перемещения гидравлического цилиндра. Вместо тормозной ленты и барабана на

стенд можно устанавливать и многодисковое сцепление с целью испытания накладок и дисков в сборе.

Тормозная лента с рабочим цилиндром устанавливается на реактивный вал с пружинным динамометром, который снабжен самописцем для регистрации тормозного момента на бумажной ленте. Для питания рабочего цилиндра и смазки ленты предусмотрена насосная станция. Тормоз включается с помощью гидравлического клапана от электромагнитного привода. Специальный исполнительный механизм задает частоту циклов и длительность торможения.

С помощью контрольных манометров и термометров устанавливаются и проверяются давления жидкости в цилиндре (11,5—12,0 кг/см²), на смазке (0,8—1,0 кг/см²), температура жидкости (100—110°) и на поверхности фрикционных накладок (160°). Таким образом, режим испытываемых на стенде деталей по давлениям, температуре и времени торможения имитирует их работу в коробке передач на автомобиле. Заданная частота — 90 циклов в час при длительности торможения 3,0—3,4 сек. — обеспечивает достаточно быстрое получение результатов испытаний. Общее число торможений фиксируется электромагнитным импульсным счетчиком, подключенным в электрическую цепь соленоида переключающего клапана.

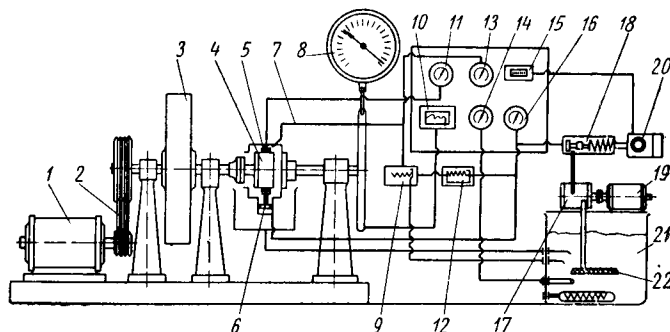


Рис. 4. Схема стенда для испытания фрикционных элементов автоматической коробки скоростей:

1 — приводной электродвигатель; 2 — ременная передача; 3 — маховик; 4 — барабан; 5 — испытываемая тормозная лента; 6 — гидравлический цилиндр включения тормоза; 7 — канал давления смазки; 8 — пружинный динамометр; 9 — редукционный клапан давления смазки; 10 — самописец; 11 — термометр контроля температуры фрикционных накладок; 12 — редукционный клапан рабочего давления; 13 — манометр давления смазки; 14 — контрольный манометр температуры масла; 15 — электромагнитный счетчик; 16 — манометр рабочего давления; 17 — масляный насос; 18 — гидравлический привод; 19 — электродвигатель привода масляного насоса; 20 — исполнительный механизм частоты и длительности включения тормоза; 21 — резервуар с маслом; 22 — электронагреватель.

Ленты испытывались до разрушения или до значительного падения тормозного момента, фиксируемого самописцем динамометра.

Характер износа и разрушений рабочего фрикционного слоя лент аналогичен получаемому и при испытаниях этих деталей в коробках при нормальной эксплуатации автомобилей.

На стенде применялось специальное масло, предназначенное для автоматических передач — ВНИИ НП-1 по ВТУ НП-78-60.

Материал для фрикционных накладок тормозных лент должен обеспечивать не только высокий и стабильный тормозной момент, но и быть достаточно механически прочным и эластичным, поскольку в процессе эксплуатации лента подвергается пульсирующим нагрузкам, сжимая или растягивая фрикционный слой. В табл. 2 приведены характерные результаты испытаний на инерционном стенде тормозных лент, изготовленных с различными фрикционными материалами. Кроме общего количества циклов торможений и тормозного момента, в таблице указаны также среднее количество циклов, приходящихся на один изношенный подлежащий замене чугунный барабан, что характеризовало его износостойкость при работе с данным фрикционным материалом, а также количество циклов, приходящихся на одну регулировку тормозной ленты, что характеризовало совокупную износостойкость трущейся пары.

Из табл. 2 следует, что неудовлетворительные результаты получены для феродо-плетенки, ретинакса и металлопластмассовой композиции, которая в составе имела длиноволокнистый асбест и сравнительно низкую пористость. Неудовлетворительные результаты получены и для асбокаучуковой смеси, и лишь

Таблица 2

Наименование фрикционного материала и его характеристика	Показатели по стойкости			Тормоз- ной мо- мент		Состояние после испытания на стенде -
	Общее число торможений	Число торможений на один барабан	Число торможений на одну регули- ровку ленты	Начальный	Конечный	
Асбокаучуковая смесь: на ленте с упором обычного испол- нения	575	575	575	38	30	Большой износ ленты со стороны упора; неудовлет- ворительное состо- яние рабочего слоя
на ленте с упором, фрезерованным под углом 0°	9 730	4365	973	80	26	Растрескивание и отслаивание фри- кционной накладки
Ретинакс ФК-16Л	12 822	1136	480	80	16	Мелкие трещины; износ слоя до ме- талла
Феродо-плетенка, ар- мированная латунной проволокой	4 175	1138	418	30	16	Рабочая поверх- ность заполирова- на; износ неболь- шой
Металлопластмассовые композиции типа „МП-ГАЗ“:						
содержащие дли- новолокнистый асбест	11 750	3920	535	50	16	Износ по всему слою; сетка мелких трещин
содержащие асбо- пыль	6 700	3350	950	46	22	Износ возле упо- ра; сетка мелких трещин
безоловянистые, содержащие 14% железа	20 361	6800	930	70	20	Лопнул стальной бандаж; износ со стороны упора до металла

Тип материала	Состав в весовых процентах						
	Медь	Железо	Олово	Свинец	Асбо- пыль	Пуль- верба- келит	Графит
МП-8	60	4	10	5	9	8	4
МП-11	57	4	10	5	9	11	4

Таблица 3

Технологический процесс изготовления фрикционных деталей состоит из следующих основных операций.

1. Смешивание шихты. Для предотвращения сегрегации и комкования таких неметаллических составляющих, как асбест, графит и пульвербакелит, выдерживают определенный порядок внесения их в смесь: сначала отдельными порциями смешивают асбестовый порошок со свинцовым, что предупреждает взаимное сцепление частиц асбеста. В таком же последовательном порядке порциями вносят графит и пульвербакелит. Для выполнения этой операции наиболее удобно пользоваться шнековым смесителем открытого типа, обеспеченного бортовым вентиляционным отсосом для удаления вредных пылевидных продуктов.

Окончательно смешивают шихту в коническом смесителе в течение четырех часов.

2. Прессование накладок — дисков и колец — при удельном давлении 1,0—1,5 т/см².

3. Термическая обработка — спекание и полимеризация спрессованных накладок при температуре 300° в течение 60 мин. (защитная атмосфера — азотоводородная смесь ДА-1). Операция осуществляется в специальной колокольчатой печи; диски припудриваются тальком и укладываются стопой в слегка прижатом состоянии, а кольца для лент надеваются на специальную цилиндрическую оправку.

4. Подготовка сопрягаемых поверхностей накладок и стальных осей к склеиванию — зачистка абразивом; стальные ленты-бандажи при этом подвергаются дробеструйной обработке в специальной камере, что, кроме необходимой шероховатости на внутренней цилиндрической поверхности стального бандажа, создает положительные механические напряжения, обуславливающие упругие свойства готовой детали.

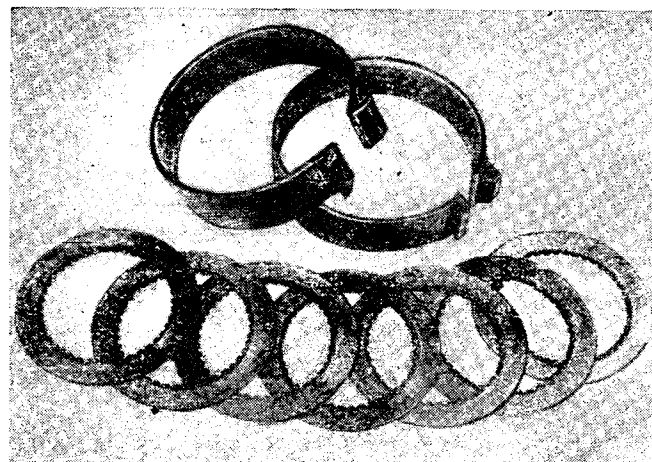


Рис. 5. Комплект готовых фрикционных деталей автоматической планетарной коробки передач автомобиля «Волга».

5. Нанесение клея ВС10-Т на предварительно промытые ацетоном и просушенные детали, подлежащие склеиванию. Клей наносится в два приема с подсушкой в течение 1,5 час.

6. Соединение спариваемых поверхностей и термообработка клея при температуре 160—180° в течение двух часов в прижатом состоянии при удельном давлении 15—20 кг/см², для чего используются специальные приспособления для дисков и лент.

7. Механическая обработка поверхностей накладок; диски обтачиваются с каждой стороны до заданной толщины и на них наносятся спиральные канавки; тормозные ленты растачиваются по внутренней поверхности, наносятся кольцевые ка-

конструктивное изменение упора ленты — его фрезеровка под углом 0°, уменьшившая изгибающий момент на копце со стороны упора, — резко повысила стойкость детали. Однако для других материалов это мероприятие не дало желаемого эффекта. Хорошие результаты получены при испытании тормозных лент с фрикционным слоем из материала МП-11 повышенной пористости и содержащего асбестовую пыль. Состояние рабочей поверхности ленты и клеевого шва оказалось лучшим, чем на лентах с асбокаучуковой смесью.

Кроме того, с целью предотвращения растрескивания рабочего слоя фрикционного материала в процессе работы испытывался вариант приклейки или припекания не цельной фрикционной ленты, а отдельными секциями. Испытания показали, что прочность крепления фрикционных накладок-секций недостаточна и имели место случаи отрыва секций, приклеенных к стальной ленте; секции, прикрепленные напеканием к стальной ленте, также не оправдали ожидаемых результатов, тем более, что с технологической точки зрения этот вариант был очень невыгодным (большая трудоемкость).

После стендовых испытаний металлокерамические материалы и различные технологические варианты изготовления из них фрикционных деталей проходили дальнейшие испытания на автомобилях.

Чтобы ускорить получение результатов, был принят специальный форсированный режим эксплуатации автоматических коробок в условиях дорожных испытаний автомобилей: циклические разгоны автомобиля от скорости 10—15 км/час при полностью открытом дросселе до скорости 110—120 км/час с последующим торможением. При этом на полную нагрузку работают как лента переднего тормоза, так и диски второго сцепления. В результате испытаний были приняты для тормозных лент материалы МП-11 повышенной эластичности, а для дисков — МП-8, отличающийся повышенным коэффициентом трения.

Состав, технология изготовления и свойства металлопластмассовых фрикционных изделий. В исходную шихту для фрикционных смесей МП-8 и МП-11 входят порошкообразные материалы, указанные в табл. 3.

Все входящие в шихту порошки подлежат просеву: асбестовый порошок — через сито № 045 (40 меш), остальные — через сито № 018 (80 меш).

Таблица 4

Показатель	Тип материала	
	МП-8	МП-11
Коэффициент трения (динамический) в масле:		
турбинном	0,155	0,127
ВНИИ НП-1	0,120	0,110
Объемная пористость в %	30	35
Твердость по Бринеллю в кг/мм^2	17—29	15—19
Временное сопротивление в кг/мм^2 :		
на разрыв	1,5—1,8	1,2—2,0
изгиб	3,9*	4,3*
Стрела прогиба ($L = 50 \text{ мм}$) в мм	0,27*	0,35*
Коэффициент линейного расширения в град. $^{-1}$	$1,27 \cdot 10^{-6}$	$1,20 \cdot 10^{-6}$
Удельный вес (кажущийся) в г/см^3	3,4	3,0

* Средние значения.

навки, а затем разрезают стальной бандаж в замковой части с помощью дисковой фрезы.

8. Притирка готовых деталей на специальных установках в масляной ванне.

Готовые фрикционные материалы должны отвечать требованиям, приведенным в табл. 4.

В процессе производства каждая деталь проверяется на качество приклейки фрикционных накладок с помощью ультразвукового дефектоскопа УЗД-7, а для тормозных лент, кроме того, предусмотрена проверка (под гарантированной механической нагрузкой 3 т) прочности приклейки фрикционных накладок. Такой контроль позволил предупредить поломку деталей при эксплуатации автомобилей с автоматическими коробками пере-
дач.

В настоящее время автомобили «Чайка» с металлокерамикой низкотемпературного спекания типа МП прошли пробеговые испытания свыше 150 тыс. км без замены или дополнительной регулировки фрикционных узлов.

Опыт Горьковского автозавода по фрикционным деталям успешно заимствован не только Московским автозаводом им. Лихачева, где используется металлокерамика МП-8 для фрикционных деталей автомобиля ЗИЛ-111, но и Миинским тракторным заводом в производстве новых тракторов с гидравлическими трансмиссиями.

На рис. 5 показаны готовые фрикционные детали — тормозные ленты и диски сцепления.

Штамповка поковок автомобильных крестовин в разъемных матрицах

(В порядке обсуждения)

Ю. П. ВОЛИК, В. В. БОЙЦОВ, А. М. САВИН

НИИТАвтопром

СНИЖЕНИЯ стоимости изготовления изделия можно добиться только путем создания такого комплекса, который позволит изготовить эти изделия с минимальным расходом металла при наименьшей трудоемкости как в заготовительных цехах, так и в цехах, где производится последующая механическая обработка.

Поковки типа крестовин штампуются с большим отходом металла на заусенцы, причем отсутствует единая технология изготовления крестовин.

Например, на Московском автозаводе имени Лихачева крестовина карданного вала автомобиля ЗИЛ-164 штампуются на паровоздушном молоте 0,75 т из заготовки размером $52 \times 87 \text{ мм}$ с последующей обрезкой заусенца на прессе.

Технология изготовления предусматривает штамповку крестовины в четыре перехода: осадка заготовки в торец, пережим в специальном ручье, расплющивание пережатой заготовки, окончательная штамповка.

Вес обрезанного облоя составляет 0,296 кг при весе заготовки 1,430 кг, т. е. в отход идет около 21% дорогой стали 18ХГТ.

Крестовина дифференциала автомобиля ЗИЛ-164 штампуются из заготовки размером $70 \times 132 \text{ мм}$ и весом 3,96 кг; вес облоя составляет 1,42 кг, т. е. около 36%.

Уровень современного развития кузнечного производства позволяет перевести штамповку деталей данного типа с молотов на пресса, получив при этом значительную экономию металла и уменьшение трудоемкости на кузнечных операциях.

Эксперименты, проведенные в НИИТАвтопроме, доказали возможность получения поковок типа крестовин на прессах способом выдавливания в штампах с разъемными матрицами. На рис. 1 представлены модели поковок крестовин, отштампованных в опытном штампе с разъемными матрицами за один ход ползуна.

Штамповка в разъемных матрицах позволяет получить за один ход ползуна поковку, близкую по форме и размерам к готовой детали, без заусенца, с минимальными припусками на механическую обработку.

Существуют две возможные схемы штамповки крестовины в штампах с разъемными матрицами (рис. 2): с вертикальным и горизонтальным разъемом матриц.

При вертикальном разрыве матриц (рис. 2, а) подвижная матрица 1 и неподвижная матрица 2 образуют закрытый контейнер, в который устанавливается нагретая заготовка. При ходе ползуна вниз пуансон 3 выдавливает металл в полости отро-

ков. При обратном ходе ползуна подвижная матрица отходит влево; отштампованная поковка боковыми толкателями 4 сбрасывается в окно плиты 5 (рис. 2).

При горизонтальном разрыве (рис. 2, б) нижняя матрица 2 неподвижно связана с плитой 5. Верхняя подвижная матрица 1 отходит вверх после окончания процесса штамповки. Отштампованная поковка удаляется из ручья выталкивателем 4.

Однако, несмотря на неоспоримые преимущества нового процесса, последний еще не применяется для массового производства деталей из черных металлов. Это объясняется сложностью создания надежного зажима матриц, который позволил бы компенсировать большие раскрывающие усилия, отжимающие подвижную матрицу от неподвижной, а следовательно, штамповать без образования значительного заусенца по линии разрыва штампа и незаполнения отрошков крестовины.

Опыты показали, что во время штамповки в разъемных матрицах раскрывающие усилия достигают при вертикальном разрыве матриц 70—100% от усилия штамповки, а при горизонтальном разрыве 20—40%.

Кроме того, при вертикальной линии разрыва появляется возможность образования заусенца, что исключает обрезку на прессах и затрудняет последующую механическую обработку поковки.

Поэтому для штамповки поковок типа крестовин предпочтительнее отдать штампам, имеющим горизонтальную линию разрыва.

При условии широкой кооперации и специализации производства крестовин наиболее правильным являлось бы создание специальных прессов. Эти presses в зависимости от вида линии

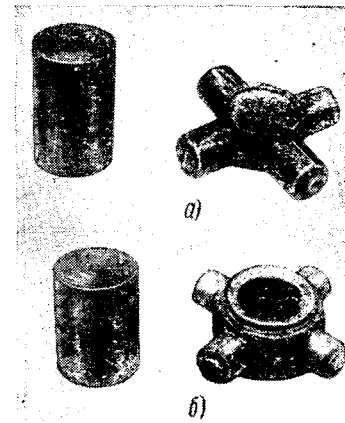


Рис. 1. Модели поковок крестовин:

а — карданного вала автомобиля ЗИЛ-164 ($\frac{1}{2}$ натуральной величины); б — дифференциала автомобиля ЗИЛ-164 ($\frac{1}{2}$ натуральной величины).

разъема могут быть прессами двойного действия (горизонтальный разъем) или прессами с дополнительным боковым ползуном (вертикальный разъем).

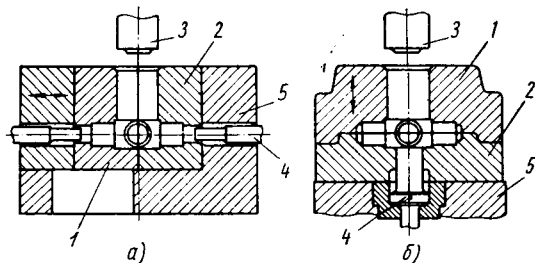


Рис. 2. Схемы штамповки поковки типа крестовины в штампе: а — с вертикальным разъемом матриц; б — с горизонтальным разъемом матриц.

Однако в условиях, существующих на основных автозаводах, когда за каждой единицей оборудования закреплено несколько наименований поковок, наиболее рациональным является создание специальных штампов, позволяющих осуществлять точную штамповку.

Для успешной штамповки необходима такая конструкция штампа, которая позволяла бы осуществить надежный зажим и выставление матриц в процессе штамповки.

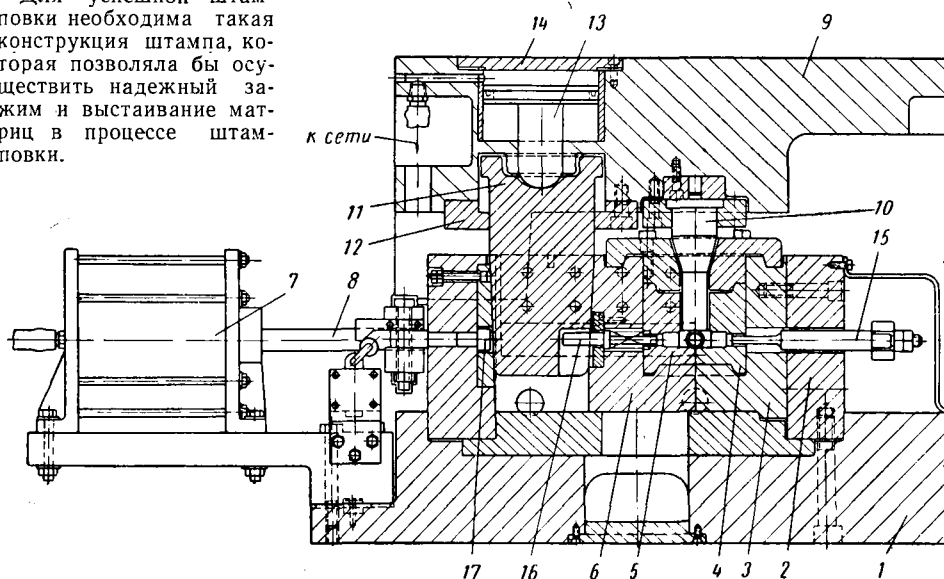


Рис. 3. Штамп для изготовления крестовины карданного вала с вертикальным разъемом матриц.

На рис. 3 представлен штамп с вертикальным разъемом матриц для штамповки крестовины карданного вала автомобильного ЗИЛ на механическом ковочном прессе усилием 2000 т.

На башмаке штампа 1 укреплен обойма 2 с матрицедержателем 3 и неподвижной матрицей 4. Подвижная матрица 5 укреплена в ползушке-матрицедержателе 6 и перемещается по направляющей обойме 2.

Возвратно-поступательное движение ползушки осуществляется при помощи пневмоцилиндра 7, шток 8 которого соединен с коромыслом, связанным с помощью двух тяг с ползушкой. В верхней плите 9 укреплен посредством кольцевого пуансонодержателя пуансон 10. Основание клина 11 уходит в направляющее отверстие верхней плиты и удерживается планкой 12. Шток 13 постоянно упирается в сферическое углубление в верхней части клина. В пространстве между крышкой 14 и штоком постоянно подведен сжатый воздух от сети (4—5 атм). Таким образом, над штоком образуется пневматическая подушка-буфер. Процесс штамповки осуществляется следующим образом: включается цилиндр 7; подвижная матрица соединяется с неподвижной. В контейнер помещается нагретая заготовка и включается пресс. При движении ползуна вниз клин 11, находясь в крайнем нижнем положении, опускается и запирает ползушку 6.

При дальнейшем движении ползуна пуансон, воздействуя на нагретую заготовку, деформирует металл. В это время клин

стоит неподвижно, поддерживая матрицы в сжатом состоянии, а сжатый воздух над штоком вытесняется в сеть.

Во время обратного хода ползуна клин сдвигается с мертвой точки планкой 12 и освобождает ползушку 6 с подвижной матрицей.

При переключении воздуха в цилиндре 7 разъединяются матрицы и выталкиваются поковки боковыми толкателями 15 и 16. Толкатель 15 связан тягой со штоком 8; толкатель 16 смонтирован в ползушке 6 и при отходе последней упирается в пробку 17 обоймы.

Таким образом, поковка выталкивается независимо от того, в какой матрице она останется.

Вытолкнутая поковка через паз, устроенный в нижней части штампа, проваливается на склиз, по которому скатывается в тару.

Такое согласование работы клина и пуансона, при котором пуансон начинал бы действовать на заготовку в момент окончательного запора матриц, необходимо.

Штамп с горизонтальным разъемом матриц, спроектированный для пресса усилием 1500 т, показан на рис. 4. На башмаке 1 укреплен плита 2, в которой запрессована матрица 3. В специальных пазах башмака размещены три пневматических цилиндра 4. Средний цилиндр с помощью штока 5, коромысла 6 и двух тяг 7 связан с подвижным матрицедержателем 8, в котором закреплена верхняя матрица 9.

На нижнем башмаке 1 укреплены две стойки 10, в пазах которых движутся запорные ползушки 11. Клин 12 может перемещаться вверх и вниз от крайнего пневмоцилиндра посредством штока 13 в направляющей втулке 14.

Штамп работает следующим образом: включается центральный цилиндр; верхняя матрица смыкается с нижней, образуя закрытую полость. Включаются крайние цилиндры, каждый из которых перемещает вверх клин 12. Последний, действуя сначала верхним, а затем нижним скосом на скос ползушки, перемещает ее к центру штампа. Верхний скос клина 12 составляет 30°, нижний — 10°. Ползушки 11, надвигаясь на скосы матрицедержателя 8, прижимают матрицу 9 к матрице 3.

Угол скоса на запорной ползушке составляет 5° и является самотормозящим, что исключает раскрытие матриц и отход ползушки.

Нагретую заготовку помещают в контейнер и включают пресс; пуансон 15 деформирует заготовки.

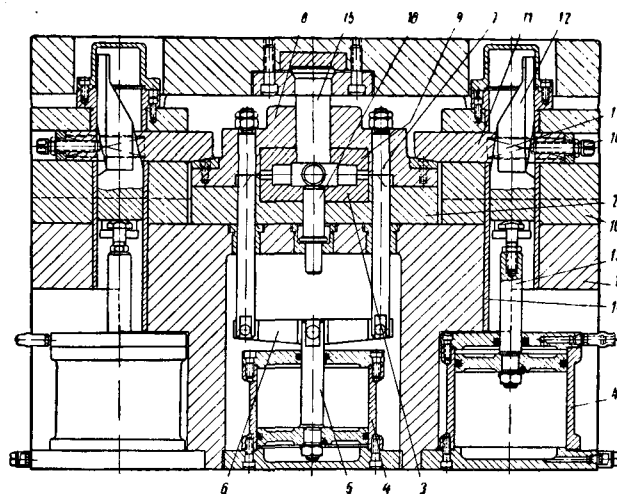


Рис. 4. Штамп с двухклиновым зажимом и горизонтальной линией разреза матриц.

После отхода ползуна вверх в крайних цилиндрах переключается воздух. Клинья 12 перемещаются вниз и внутренним скосом действуют на болты 16; происходит сдвиг запирающих ползушек с мертвой точки. Пружины 17 отбрасывают запорные планки в первоначальное положение. Затем в среднем цилиндре переключается воздух; тяги 7 поднимают матрицедер-

ляясь под действием штоков 6, поворачивают рычаги 4, которые запирают матрицы.

Сжатый воздух над штоком выталкивается обратно в сеть. Возникают опасения, что в данной конструкции пружина 5 не сдвинет запирающий рычаг с мертвой точки вследствие больших распирающих усилий, возникающих при штамповке. Для совершенства конструкции следует предусмотреть надежный сдвиг запирающего рычага с матрицы, что можно обеспечить, связав рычаг регулируемым звеном со штоком 6, который отодвигал бы рычаг при ходе ползуна вверх.

На рис. 6 показан штамп, запирающим элементом которого является система клин—шток 1 и рычаг 2.

В целях уменьшения изгибающего действия на шток от рычага 2 при штамповке у штока предусмотрено направление по специальному штырю 3, жестко связанному с верхней плитой

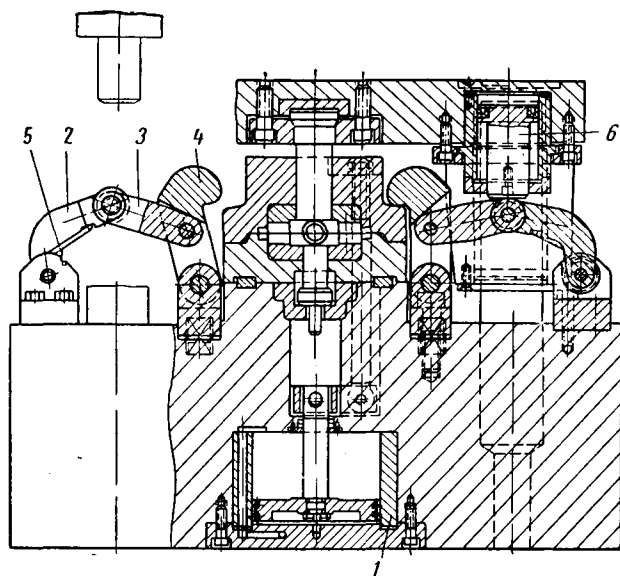


Рис. 5. Штамп с ломающимися рычагами.

жатель 8, в дальнейшем коромысло 6 действует на выталкиватель 18, который и выталкивает изделие (полость ручья в нижней матрице не имеет штамповочных уклонов, так что поковка всегда остается внизу). Таким образом, поковка находится между раскрывшимися матрицами. Ее легко можно удалить клещами или сбросить на склиз механическим сбрасывателем или струей сжатого воздуха.

Включение и выключение цилиндров заблокировано с ходом ползуна пресса.

Положительной особенностью применения пневмоцилиндров является быстрая работа механизма, соединяющего и разделяющего матрицы. Однако раскрывающие усилия могут достигнуть значительной величины и усилия пневмоцилиндров может не хватить для сдвигания ползушки с мертвой точки. В этом случае может возникнуть необходимость в применении гидроцилиндров.

Вариант штампа «с ломающимися» рычагами для зажима матриц, спроектированный применительно к прессу усилием 2500 т, изображен на рис. 5.

Цилиндр 1 служит для соединения матриц перед включением пресса, а также для разъединения их и выталкивания поковки после отхода ползуна в верхнее положение.

Запирающими элементами служат рычаги 2, 3, 4. Рычаг 4 шарнирно связан с рычагом 2 с помощью звена 3.

При верхнем положении ползуна пружина 5 отводит запирающий рычаг в крайнее положение (см. левую половину рис. 5). Во время хода ползуна вниз рычаги 2 и 3, распрям-

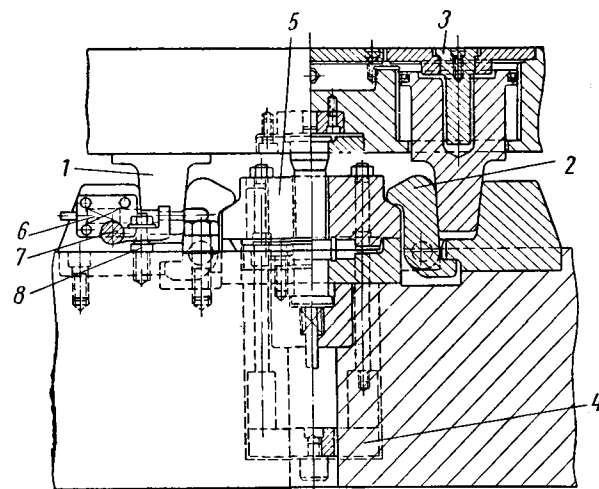


Рис. 6. Штамп с использованием толкателя пресса.

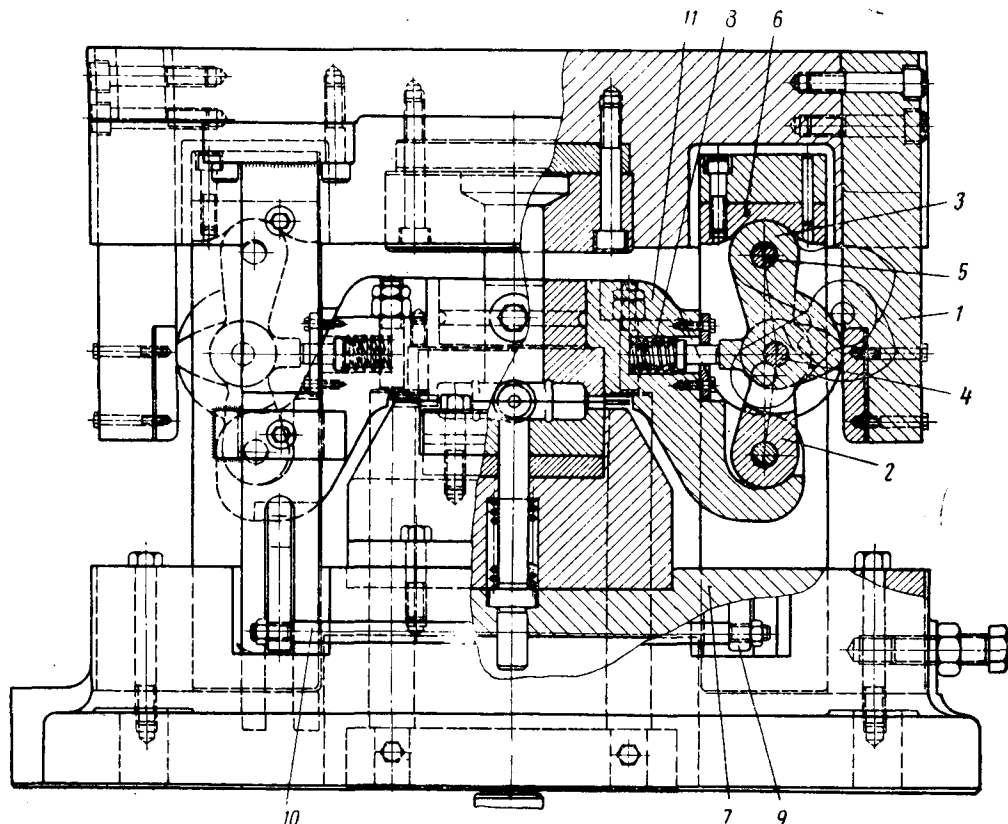


Рис. 7. Штамп с механическим приводом зажима от ползуна пресса.

штампа. В данном штампе за счет использования выталкивающей системы пресса осуществляются выталкивание поковки и подъем верхней матрицы. Этого удалось достичь путем применения устройства, позволяющего удерживать поднятую матрицу в верхнем положении в течение времени, необходимого для удаления поковки.

При отходе ползуна вверх срабатывает толкатель пресса, действующий на коромысло 4, связанное тягами с верхней матрицей 5. Матрица, поднимаясь вверх, скосами отводит прижимы-рычаги 2 и сжимает пружины 6. Двигаясь дальше, матрица поднимается выше прижимов-рычагов, соединяющихся под действием сжатых пружин, и удерживается ими в поднятом положении.

Для отвода рычагов-прижимов из-под матриц служит рукоятка 7, укрепленная на оси 8. Матрица опускается под действием собственного веса, и пружины вновь защелкивают рычаги.

Запирание и выставление матриц осуществляются с помощью клина-штока 1, непосредственно действующего на рычаг 2; как и в предыдущих конструкциях, используется пневмобуфер.

Штамп с горизонтальным разъемом матриц, спроектированный НИИТАвтопромом совместно с Ярославским автомобильным заводом на пресс усилием 1500 т, изображен на рис. 7.

Рис. 8. Поковки с отрезками.

В штампе отсутствует пневматика и использовано механическое движение толкателя пресса.

Толкатель действует на прижимную плиту по принципу, изложенному в предыдущей конструкции, т. е. с использованием коромысла и тяг. Прижимная плита с матрицей выполнена массивной и может опускаться под действием собственного веса.

Толкатель действует на прижимную плиту по принципу, изложенному в предыдущей конструкции, т. е. с использованием коромысла и тяг. Прижимная плита с матрицей выполнена массивной и может опускаться под действием собственного веса.

Запирающим элементом являются два рычага 2 и 3, шарнирно соединенные между собой осью 4.

Рычаг 3 сидит на оси 5, укрепленной в планке 6, жестко связанной с нижним башмаком 7. В свою очередь рычаг 2 помещен на ось, укрепленной в прижимной плите.

В верхнем крайнем положении ползуна толкатель с помощью тяг поднимает прижимную плиту и вместе с ней ось рычага 2. Пружина 8 отжимает верхний рычаг. Положение рычагов при верхнем положении ползуна показано тонкими линиями. Прижимная плита удерживается в верхнем положении с помощью защелок 9.

Чтобы опустить матрицу, необходимо сжать защелки с помощью рукоятки 10.

При опускании матрицы вниз нижний и верхний рычаги возвращаются в первоначальное положение. Клиныш 1 при ходе ползуна вниз действует на рычаг 3; рычаги становятся враспор, надежно прижимая плиту 11. Пуансон деформирует заготовку.

Экспериментальное опробование данной конструкции проводилось в лаборатории института на механическом прессе усилием 100 т.

В опытном штампе экспериментально штамповались модели поковки: каретки синхронизатора, представляющей собой поковку типа крестовины с отрезками (рис. 8, а), и трехлапника (рис. 8, б).

Экспериментальные работы показали, что данная конструкция позволяет осуществлять надежный зажим матриц и получать указанные выше поковки без значительного заусенца.

Создание производственных вариантов штампов по типам описанных выше конструкций позволяет использовать существующее оборудование. Наиболее верным решением данного вопроса будет создание конструкции штампа с горизонтальным разъемом матриц, при котором распирающие усилия достигают сравнительно небольшой величины.

Особенно следует отметить вариант штампа, изображенного на рис. 7. Он осуществляет надежный зажим матриц с приводом от ползуна пресса и использует выталкиватель пресса.

Однако не следует окончательно отказываться от применения пневматики и гидравлики в системе зажима матриц, так как, несмотря на некоторое увеличение продолжительности цикла штамповки, они также могут обеспечить верное решение конструкции.

Штамповка повок типа крестовины в разъемных матрицах в условиях массового производства даст огромный экономический эффект и может резко увеличить производительность. Только для крестовины карданного вала автомобиля ЗИЛ-164 экономия металла составит 360 т в год при увеличении производительности в 1,5—2 раза.

Кроме того, при штамповке за один ход пресса создаются благоприятные условия для механизации и автоматизации процесса.

Штамповка в разъемных матрицах в условиях наличия в кузнечных цехах электронагрева и механических ковочных прессов должна получить самое широкое распространение.

Информация

Автобусы «Украина»

НА ЛЬВОВСКОМ автобусном заводе разработана конструкция и изготовлены первые образцы автобусов «Украина» с новыми архитектурными формами.

Создаются две основные модификации базового автобуса «Украина» — короткобазный и длиннобазный автобусы.

Предусматриваются два вида короткобазных автобусов: а) туристско-экскурсионные и ближние междугородные автобусы нормальной комфортабельности; б) дальние междугородные и междуна-

родные автобусы повышенной комфортабельности. Длиннобазные автобусы «Украина» планируется выпускать этих же двух видов, но большей вместимости. Изменение вместимости предусматривается обеспечивать введением в базу автобуса дополнительной секции длиной около 1500 мм.

В настоящее время изготовлены первые образцы короткобазных автобусов «Украина». На рис. 1 показан туристско-экскурсионный и ближний междугородный автобус «Украина-1». Автобус

(рис. 2) рассчитан на 36 пассажирских мест, предусматривается удовлетворительный комфорт для пассажиров. В передней части имеется служебное место экскурсовода или сменного водителя.

Сухой вес автобуса 6635 кг.

Размеры автобуса следующие (в мм):

Длина	10 000
Ширина	2 500
Высота (без нагрузки)	2 720
База	4 700

Автобус оборудуется новым V-образным двигателем ЗИЛ-130, развивающим мощность до 150 л. с. и крутящий момент до 41 кгм. Двигатель карбюраторный, восьмицилиндровый, с рабочим объемом 6 л. Максимальная скорость дви-

выбор передач, открытие пневмоклапанов, управление сцеплением и автоматическое уменьшение подачи топлива производятся электрическим приводом. Передаточное число главной передачи 6,45. Установлены шины 10,00—20".

Благодаря монолитному сварному каркасу кузова из тонкостенных прямоугольных стальных труб автобусу обеспечивается высокая прочность и большой срок службы при удовлетворительных весовых характеристиках. Шаг шпангоутов 1500 мм.

С целью повышения комфортабельности автобус оборудован двумя системами отопления. Первая система — колориферное отопление, использующее тепло от радиатора системы охлаждения двигателя. Эта система обеспечивает устойчивый перепад температур наружного воздуха и воздуха в салоне до 25—30°. Для работы в условиях особо низких температур система имеет устройство для циркуляции воздуха в салоне без забора наружного воздуха. При работающем двигателе система достаточно эффективно нагревает в салоне подогретый свежий воздух. Вторая система основана на применении независимой от двигателя отопительно-вентиляционной установки ОВ-95, разработанной и изготовленной в образцах на Шадринском автоагрегатном заводе. Установка имеет высокую производительность и предназначена для применения в условиях особо низких температур или на стоянках, когда выключен двигатель и не работает калориферное отопление. Возможна также одновременная работа обеих отопительных систем. Управление установкой и контролирование ее работы дистанционное, с рабочего места водителя. Установка работает на дизельном топливе и позволяет регулировать количество подаваемого в салон подогретого свежего воздуха.

Автобус оборудован двумя системами вентиляции — принудительной и естественной. Принудительная вентиляция осуществляется отопительно-вентиляционной установкой ОВ-95. Установка работает как вентилятор высокой производительности. Для повышения эффективности естественной вентиляции боковые окна автобуса сделаны опускающимися с обеих сторон. Окна самостоятельно фиксируются в любом промежуточном состоянии. Впервые применена заводом также открывающаяся крыша скользящей жесткой конструкции вместо складывающейся мягкой открывающейся крыши. Весьма эффективным средством естественной вентиляции является забор свежего воздуха из-под козырька над ветровым окном.

Автобус имеет большую площадь остекления по боковинам, скатам крыши, передней и задней частям автобуса, что обеспечивает хорошую обзорность и освещенность, а также приятный внешний вид автобуса.

На автобусе установлена четырехфарная система освещения и две противотуманные фары. Имеется комбинированный звуковой сигнал — обычный двухтональный и пневматический обгонный.

Автобус оборудован восьмидиапазонным радиоприемником АРВ-6 с системой бесшумной автоматической настройки. Имеются четыре рабочих и один контрольный динамики. У места водителя и экскурсовода размещается микрофонная установка.

Под полом автобуса располагаются багажники емкостью 3 м³. Автобус оборудован удобными сиденьями с индиви-

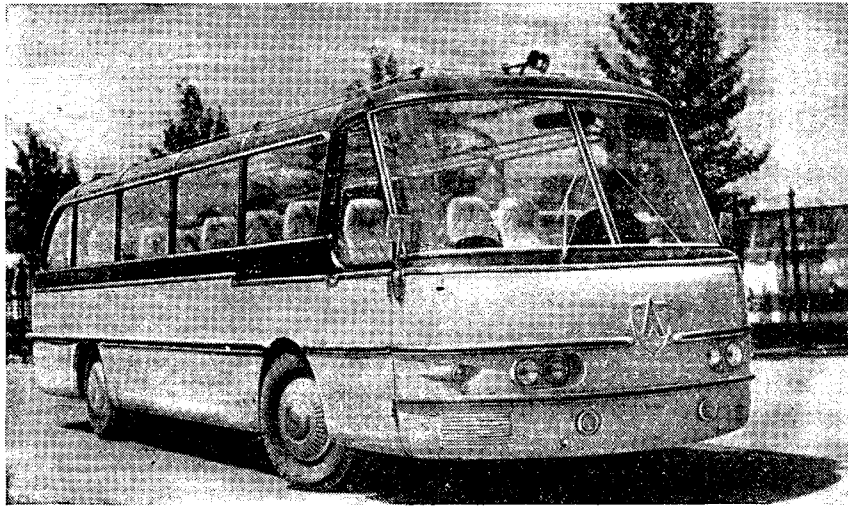


Рис. 1. Общий вид автобуса «Украина-1».

жения автобуса при полной нагрузке около 90 км/час. Двигатель установлен в задней части автобуса продольно.

С целью улучшения теплового режима двигателя автобус оборудуется радиатором повышенной емкости. Воздух для охлаждения двигателя поступает через заборник, размещенный сзади, на уровне

Автобус оборудован новой независимой пневматической подвеской передних колес. Эта рычажная с поперечным качанием пневматическая подвеска является дальнейшим развитием разработанной заводом совместно с ИАМИ пневматической подвески для передних и задних колес.

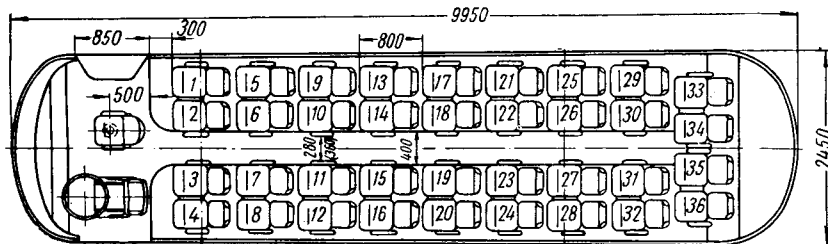


Рис. 2. Планировка автобуса «Украина-1».

подоконного бруса. Для облегчения труда водителя и обеспечения оптимального теплового режима двигателя предусмотрены автоматический контроль и регулировка положения жалюзи радиатора. Автомат всегда обеспечивает необходимое положение жалюзи в зависимости от температуры воды в системе охлаждения двигателя.

Два топливных бака емкостью 190 л каждый расположены между лонжеронами. Заливная горловина выведена на левую сторону. Автобус оборудован объемно-акустическим глушителем емкости около 21 л.

На автобусе установлена синхронизированная пятиступенчатая коробка передач ЗИЛ-130 с однодисковым сцеплением. Заводом совместно с ИАМИ разработан электропневматический привод коробки передач, при котором включение передач и выключение сцепления производятся пневматическим приводом, а

С целью повышения безопасности движения на автобусе «Украина» установлен гидропневматический привод тормозов, имеющий двухполостный главный цилиндр с раздельным приводом на передние и задние тормоза. В случае неисправности пневматической системы гидромеханическим механизмом можно пользоваться без сжатого воздуха.

Ручной тормоз трансмиссионный, колодочный, расположен в вторичном валу коробки передач.

Автобус оборудован рулевым механизмом, объединенным с гидроусилителем в одном агрегате, производство которого планируется на Московском автозаводе имени Лихачева. Этот агрегат (конструкции ЗИЛ) не только облегчает управление автобусом, но и в значительной мере повышает безопасность движения.

Кузов автобуса цельнометаллический, вагонного типа, с несущим основанием.

дуальной регулировкой угла наклона спинки и поперечной регулировкой всего сиденья. В салоне имеются сетки-багажники для мелких вещей пассажиров, пассажирские места оборудованы индивидуальным освещением, пепельницей, сеткой для газет и журналов.

бритвы. Рядом с туалетной комнатой расположен гардероб для верхней одежды пассажиров. В задней левой части салона предусматривается место для отдыха запасного водителя.

В передней части автобуса имеется еще одно служебное место. При между-

В автобусе применено люминесцентное освещение, которое значительно улучшает освещенность салона при некотором уменьшении расхода электроэнергии. Образец этого автобуса выполнен с несущим основанием из шприцованных алюминиевых профилей, соединенных

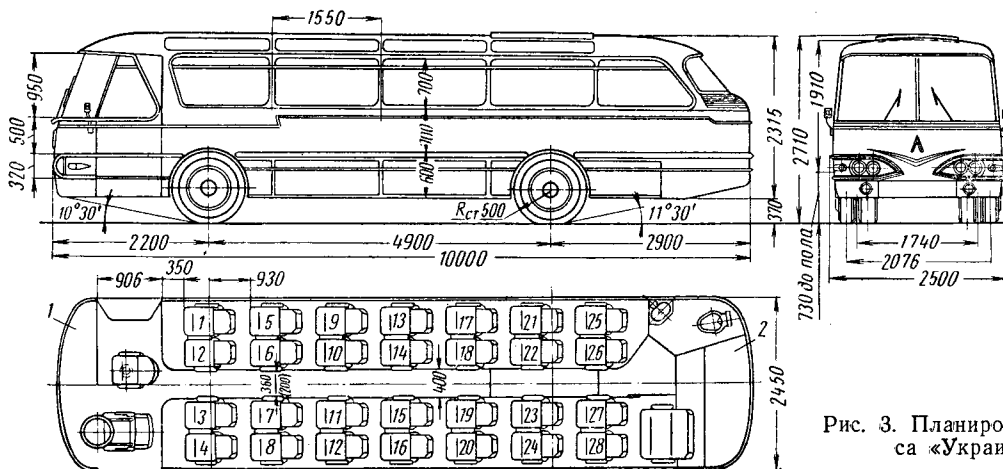


Рис. 3. Планировка автобуса «Украина-2»

Параллельно с разработкой конструкции туристско-экскурсионного и ближнего междугородного автобуса «Украина-1» на заводе разрабатывается конструкция и изготовлен первый образец дальнего междугородного и междугородного автобуса «Украина-2». Автобус создается на базе автобуса «Украина-1» и унифицирован с ним по своим основным параметрам и агрегатам. Однако он имеет и свои особенности, связанные прежде всего с повышением комфортабельности автобуса.

В автобусе (рис. 3) предусматривается 28 пассажирских мест. В задней правой части автобуса имеется туалетная комната, оборудованная санузлом с принудительной циркуляцией воды, умывальником, розеткой для электрической

городном рейсе оно предназначено для стюардессы, а при поездке по городу — для экскурсовода. Это рабочее место стюардессы оборудовано буфетом, представляющим собой шкаф-холодильник емкостью около 0,1 м³ и отсек для шести термосов и посуды такой же емкости. Это позволяет разместить в буфете до 30 бутылок и необходимое количество продуктов питания, кондитерских и табачных изделий.

Каждое сиденье оборудуется индивидуальным столиком, который при необходимости устанавливается на подлокотниках сидений.

По желанию потребителей сиденья автобуса оборудуются небольшими радиодинамиками для индивидуального пользования.

электродуговой аргоновой сваркой. Проект такого несущего основания автобуса разработан заводом совместно с НИИТАвтопромом.

Формованные детали облицовки автобуса изготовлены из пластмассы, а основание сделано из алюминия, что позволило уменьшить вес автобуса до 6590 кг.

По мере отработки конструкции короткобазных автобусов «Украина» планируется разработка на их базе удлиненных модификаций и создание семейства автобусов типа «Украина».

К. М. АТОЯН

Львовский автобусный завод

Подвижность автомобилей на пересеченной местности¹

ПРИМЕНЕНИЕ метода моделирования при конструировании позволяет определить основные параметры будущего автомобиля, наиболее полно отвечающие заданным условиям эксплуатации.

Тяговая реакция грунта. Математические модели взаимодействия между автомобилем и грунтом являются основой нового подхода к проектированию автомобилей, предназначенных для движения по пересеченной местности. Из последовательной оценки данных, полученных при исследованиях, можно определить любой параметр характеристики или конструкции автомобиля для различных грунтовых условий. По результатам этой оценки можно определить оптимальные вес, размеры, форму, нагрузку автомобиля и размеры шин. Этот метод базируется на новейшей концепции «анализа системы», в которой геометрическая и динамическая

характеристики автомобиля определяются для полного спектра грунтовых условий. Для конструкции автомобиля такие параметры, как нагрузка, крутящий момент, скорость, размеры, момент инерции, включая их определения и измерение, являются вполне установившимися. Однако параметры грунта менее определены. Рассмотрим оценочные параметры грунта и характер их влияния на конструкцию автомобилей.

Тяговая реакция грунта определяется как горизонтальная реакция, возникающая в грунте, когда последний деформируется под колесами. Теория и практика показывает, что тяговая реакция определяется пробуксовкой колес. Сдвигу, который происходит при таких обстоятельствах, противостоит прочность грунта, обеспечивающего необходимую реакцию для продвижения автомобиля. Площадь сдвига распространяется на всю длину контакта с грунтом в пределах ширины колес (рис. 1) и является следствием нарушения связи между неподвижной мас-

сой грунта и грунтом, захваченным или приставшим к грунтозацепам шины. Эта концепция сдвига грунта является одной из основ механики грунта.

Максимальная сила, необходимая для сдвига грунта вдоль площади контакта,

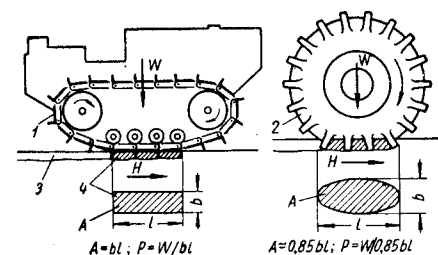


Рис. 1. Движение машины под действием реакции грунта, возникающей при сдвиге его по площади контакта под гусеницей или колесами:

1 — гусеница; 2 — шина; 3 — неподвижная масса грунта; 4 — площадь сдвига.

¹ Сокращенный перевод четырех работ М. Г. Беккера [1]—[4].

и, следовательно, максимальная тяговая реакция грунта для одной гусеницы или одного колеса

$$H_m = Ac + W \operatorname{tg} \Phi. \quad (1)$$

Поскольку удельное давление автомобиля на грунт равно $p = \frac{W}{A}$, уравнение

(1) принимает вид

$$H_m = A(c + p \operatorname{tg} \Phi), \quad (2)$$

где A — площадь контакта с грунтом в кв. дюймах;

c — коэффициент связности в фунт/кв. дюйм;

H_m — максимальная реакция грунта в фунтах;

p — удельное давление на грунт в фунт/кв. дюйм;

Φ — угол трения (между частями грунта) в град.

Уравнения (1) и (2) наиболее часто используются с целью определения тяговой реакции. Для вычисления по указанным уравнениям максимальной величины тяговой реакции необходимо знать параметры автомобиля и грунта. Параметры A , W или p автомобиля обычно даются как конструктивные данные, а параметры c и Φ грунта чаще всего определяются опытным путем.

Величины c и Φ определяются различными методами. Наиболее приемлемым является «метод быстрого сдвига», который пригоден для определения тяговой реакции грунта. Он заключается в том,

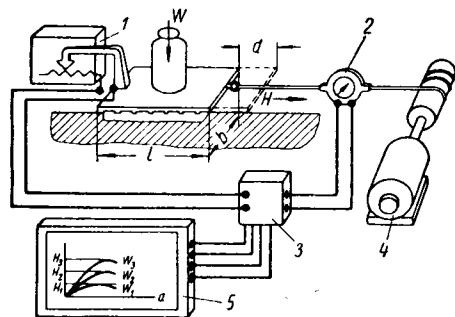


Рис. 2. Тяга, необходимая для смещения нагруженной пластины, с грунтозацепами характеризует сопротивление грунта сдвигу:

1 — измеритель смещения; 2 — измеритель натяжения; 3 — усилитель; 4 — механическая лебедка; 5 — записывающий прибор.

что пластину с грунтозацепами, имеющую размеры $b \times l$ (рис. 2), нагружают весом W и продвигают на расстояние d механической лебедкой. Мгновенная тяга H и соответствующее смещение d с помощью тензодатчиков и усилительной аппаратуры регистрируются в прямоугольных координатах $x-y$. Если повторить этот опыт на одном и том же грунте с различными нагрузками W_1, W_2, W_3 , то получим различные кривые (рис. 2). Ординаты H_1, H_2, H_3 высших точек этих кривых наносятся затем на диаграмму как функция соответствующих нагрузок. Полученная кривая очень близка к прямой, приведенной на рис. 3. Точка пересечения ее с осью ординат характеризует суммарную силу C связности, равную

$C = blc$. Отсюда может быть подсчитана величина коэффициента связности

$$c = \frac{C}{bl}. \quad (3)$$

Угол трения Φ на графике определяется наклоном кривой. Описанный метод позволяет получить оба параметра грунта. Теоретически размеры пластины и величину нагрузки при опытах следует

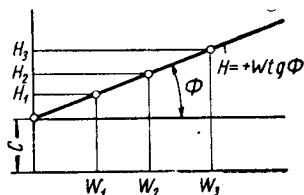


Рис. 3. График максимальной тяги H как функция максимальной нагрузки c для определения общей силы сцепления и угла трения Φ .

брать близкими к действительным. Однако опыт показывает, что это не обязательно.

Для определения c и Φ достаточно иметь пластины размером 25—40 кв. дюйм и удельные нагрузки 30—40 фунт/кв. дюйм.

Поскольку грунт на опытном участке обычно не однороден, измерение для каждой нагрузки следует повторять от 3 до 5 раз и брать средний результат.

Из приборов, созданных для оценки параметров грунта методом «быстрого сдвига», наибольший интерес представляет прибор с кольцом вместо прямоугольной пластины. Кольцевой прибор позволяет получить при опытах более точные данные параметров грунта за счет устранения бульдозерного эффекта, имеющегося при сдвиге прямоугольной пластины, особенно при более высоких нагрузках.

Схема прибора с кольцом для испытания грунта на сдвиг, используемого лабораторией движения по суше Автотанкового командования, приведена на рис. 4. Стержень нагружается весом и вращается электродвигателем. Прибор (датчик), измеряющий крутящий момент, регистрирует сдвигающую силу на кольце, а скользящее кольцо отмечает угловое смещение сдвигающего кольца. Электрические импульсы отмечаются на графике записывающего прибора.

Согласно опытным данным угол Φ различных грунтов составляет 0—40° и обычно не зависит от содержания влаги. Связность грунта меняется с изменением содержания влаги. Это изменение может быть как очень малым, так и достигать в сильно увлажненной глине нескольких фунтов на кв. дюйм.

Обычно c изменяется от 0 (сухой песок) до 30 фунт/кв. дюйм (пластичная насыщенная глина), в то время, как Φ изменяется в среднем от 0 (пластичная насыщенная влагой глина) до 35° (сухой песок).

В табл. 1 приведены различные величины коэффициента связности и угла трения, полученные для грунтов из различных географических районов.

Изложенное показывает, что величина тяговой реакции на песке в основном зависит от веса автомобиля, а на пластичной глине от площади A контакта колеса с грунтом.

Погружение и сопротивление движению. Для автомобилей, работающих вне дорог, — на земляных работах, на вывозке леса, в сельском хозяйстве — грунт является средой, обеспечивающей движущую силу и создающей сопротивление движению. Сопротивление движению возникает в основном в результате погружения машины в грунт.

Проблема сопротивления движению отнесется к так называемой пластической деформации грунта под воздействием автомобиля.

Строгому решению этой задачи препятствовало отсутствие рабочих определений зависимости деформации от нагрузки, которые отражали бы только свойства грунта и не зависели от размера и формы нагруженных площадей. Сейчас разработан новый технический метод, который устраняет многие из этих

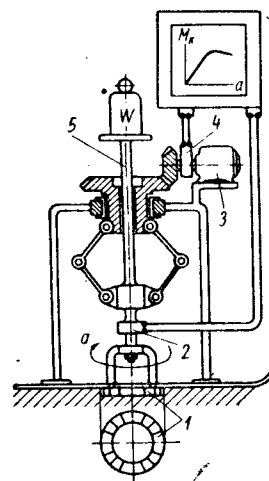


Рис. 4. Прибор для определения свойств грунта по сдвигу кольца:

1 — кольцо сдвига; 2 — измеритель крутящего момента; 3 — электродвигатель; 4 — скользящее кольцо; 5 — стержень.

препятствий, хотя и не обеспечивает строгого решения задачи. Этот метод устанавливает общие полуэмпирические принципы, которые помогают решать проблему пластичности.

Основой нового метода является «грунтовый мост» (рис. 5), характеристика которого вполне подобна характеристике обычных мостов из стали или бетона. Чтобы убедиться в том, что мост может выдержать нагрузку автомобиля без опасного погружения, которое соответствует опасному прогибу обычного моста, нужно определить геометрию грунтового моста, распределение нагрузок, прочность и модуль упругости грунта.

В итоге можно составить уравнение и определить, безопасно ли погружение автомобиля или оно создает такое большое сопротивление движению, что автомобиль потеряет подвижность.

Таблица 1

Вид грунта	Пористость в %	Содержание влаги в %	Удельное давление на грунт в фунт/кв. дюйм	Угол трения в град. и мин.	Коэффициент сцепности в фунт/кв. дюйм
По весу					
Из Германии:					
суглинок с мелким песком	58	14,2	2,9 1,95	— 35,0	— 0,014
то же	50,3	14,5	2,9 1,95	35,45 36,30	0,356 0,3
«	44,7	13,1	1 2,9	35,45 39,20	0,342 0,6
песок	40,6	4,7	1 1,95	36,30 40,40	2,14 1,93
«	35,7	4,8	2,9 1,95	32,15 34,40	0,071 0,0085
«			1,47 1	34,15 35,20	0,2 0,328
«			2,9 1,95	33,25 35	0,56 0,427
«			1	37,16	0,455
По объему					
Из Англии:					
глина	—	—	—	39,30	2,8
суглинок	—	39	—	35	1,8
тощая глина	—	34	—	30,30	2,0
глинистый суглинок	—	27	—	27	1,9
супесь	—	29	—	25	1,7
торфянистый суглинок	—	—	—	20,50	1,85
песок	—	10,7	—	22	1

Поскольку зависимость между вертикальными нагрузками и погружением не установлена теоретически, существуют только приближительные полуэмпирические решения.

В одной из самых старых теорий принято, что удельная нагрузка (на грунт)

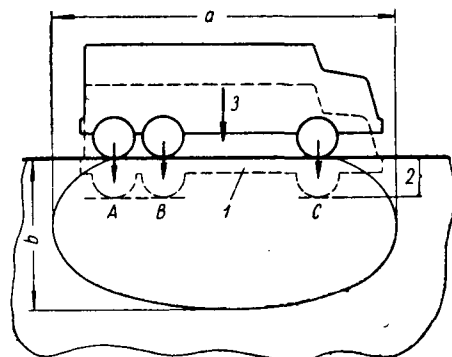


Рис. 5. Схема почвенного «моста»:

1 — почвенный «мост», служащий опорой для автомобиля; 2 — погружение; 3 — центр тяжести.

p , действующая на опору, пропорциональна корню квадратному из погружения z опоры

$$p = kz^{1/2}. \quad (4)$$

В развитие этой теории разработана математическая основа для определения сопротивления движению экипажа:

$$p = kz^n \quad (5)$$

(n — показатель степени, характеризующий грунт).

Имелись и другие определения указанной зависимости, но все они непригод-

ны для разработки общей теории передвижения по суше потому, что коэффициент k является функцией не только грунта, но и размеров колеса.

Чтобы избежать неудобств и ограничений в применении уравнения (5), инженеры пользовались формулой

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z, \quad (6)$$

где k_c и k_ϕ — соответственно коэффициенты пропорциональности по сцеплению (связности) и по трению;

b — ширина (т. е. меньший размер) поверхности погружения.

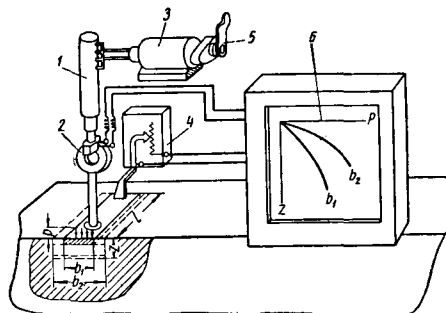


Рис. 6. Прибор с плитой для определения параметров грунта:

1 — гидравлический домкрат; 2 — тензомер; 3 — насос; 4 — самонисец; 5 — рукоятка; 6 — автоматически построенная диаграмма.

Однако уравнение (6) действительно только для относительно небольших величин погружения. Поэтому оно не может применяться для оценки проходимо-

сти машин, погружение которых превышает погружение строительных конструкций. Удовлетворительное решение для системы грунт—экипаж получается, если объединить уравнения (5) и (6)

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n. \quad (7)$$

Многочисленные опыты показали, что n , k_c , k_ϕ практически не зависят от размеров колеса или гусеницы и что уравнение (7) можно использовать как общую основу механики передвижения по суше.

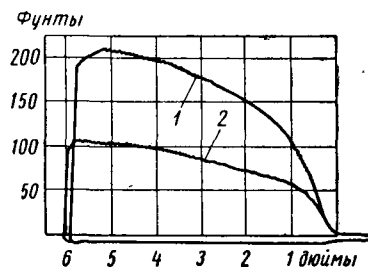


Рис. 7. Влияние площади опорной поверхности на погружение машины:

1 — плита 2×5 дюймов; 2 — плита $0,75 \times 5$ дюймов.

Грунтовые параметры k_c и k_ϕ определяют зависимость погружения от нагрузки для данного грунта. Для определения этих параметров жесткую плиту (опору) размером $b \times l$ (рис. 6) постепенно нагружают гидравлическим домкратом, который приводится в действие насосом и управляется рукояткой. При вдавливании измеряются мгновенная удельная нагрузка и соответствующее перемещение плиты.

Результаты измерения автоматически фиксируются в виде кривой зависимости p от z (или W от z). Если тот же процесс повторяется с двумя плитами, имеющими ширину b_1 и b_2 , то получаются две кривые (рис. 6). Прибор описанного типа изготавливают как для лабораторных, так и для полевых испытаний.

Типичная запись, которая получается в результате применения такого прибора, показана на рис. 7. На указанном графике приведены кривые, полученные при вдавливании в грунт плит размером 5×2 и $4 \times 0,75$ дюйма.

Для обработки этих данных последние нужно выразить в виде зависимости погружения от удельного давления на грунт (табл. 2).

Используем уравнение (7), чтобы выразить функции, характеризующие кривые, изображенные на рис. 7.

$$p_1 = \left(\frac{k_c}{2} + k_\phi \right) z^n; \quad (8)$$

$$p_2 = \left(\frac{k_c}{0,75} + k_\phi \right) z^n. \quad (9)$$

Третье уравнение получим, если прологарифмируем одно из указанных выше равенств, например уравнение (8). Тогда

$$\lg p_1 = \lg \left(\frac{k_c}{2} + k_\phi \right) + n \lg z. \quad (10)$$

Таблица 2

Размер плиты в дюймах	Площадь плиты в кв. дюймах	Условия нагрузки	Погружение Z в дюймах								
			0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
0,75×5	3,75	Нагрузка W в фунтах.	35	57,5	65	72,5	77,5	85	90	95,5	99,5
2×5	10	Удельное давление P ₁ в фунт/кв. дюйм	9,35	15,3	17,3	19,3	20,6	22,7	24,0	25,5	26,5
		Нагрузка W в фунтах	50	100	132,5	150	165	177,5	187,5	197,5	202,5
		Удельное давление P ₁ в фунт/кв. дюйм	5,0	10,0	13,2	15	16,5	17,7	18,7	19,7	20,2

Таблица 3

Параметры почвы	№ пробы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k _c	4,3	2,9	3,9	3,3	0,6	0,7	4,5	4,3	2,2	2,5
k _φ	5,4	3,3	10,8	13,1	28,8	29,4	1,8	2,7	1,8	2,7
n	0,27	0,27	0,28	0,28	0,29	0,29	0,27	0,27	0,42	0,42

Поскольку давления p_1 и p_2 определены для данных величин z (табл. 2), имеем три уравнения (8)–(10) для определения трех неизвестных k_c , k_ϕ , n . Однако эти неизвестные можно определить более простым графическим методом. Если величины p и z отложить в логарифмической сетке, то в соответствии с данными табл. 2 получим две прямые (рис. 8). Угол, образованный одной из этих линий с осью абсцисс согласно уравнению (10), представляет собой величину n . Поэтому $n = \operatorname{tg} \alpha$. Из того же уравнения (10) следует, что ординаты точек a_1 и a_2 согласно уравнениям (8) и (9) будут равны

$$a_1 = \frac{k_c}{2} + k_\phi; \quad (11)$$

$$a_2 = \frac{k_c}{0,75} + k_\phi. \quad (12)$$

Решая совместно уравнения (11) и (12), получим

$$k_c = \frac{2(0,75)(a_1 - a_2)}{2 - 0,75}; \quad (13)$$

$$k_\phi = \frac{2a_2 - 0,75 a_1}{2 - 0,75}. \quad (14)$$

Таким образом, величины a_1 и a_2 определяются непосредственно из рис. 8, а неизвестные k_c и k_ϕ — из уравнений (13) и (14).

Параметры грунта могут существенно отличаться в пределах сравнительно небольшой исследуемой площади (табл. 3). Все образцы грунта для испытаний брались в пределах опытного участка размером 100×200 футов.

Величины k_c , k_ϕ и n представляют собой параметры, которые соответствуют эмпирическим кривым. Для практических целей k_c и k_ϕ рассматриваются как коэффициенты деформации. Показатель степени n отражает влияние поверхностного слоя или напластования грунта.

У сухих фрикционных грунтов, например песка, $k_c = 0$, у пластичных, перенасыщенных тяжелых глин $k_\phi = 0$. Параметр n имеет значения больше нуля, но

обычно меньше 2. Он изменяется по мере углубления в грунт, если последний лежит на твердом основании.

Техника определения k_c , k_ϕ и n такая же, как с Φ . Коэффициенты k_c , k_ϕ и n определяются для каждого конкретного случая. Размеры плит и нагрузки должны быть (в идеале) такими же, как у действительных автомобилей. Однако, поскольку глубина грунта, подверженная

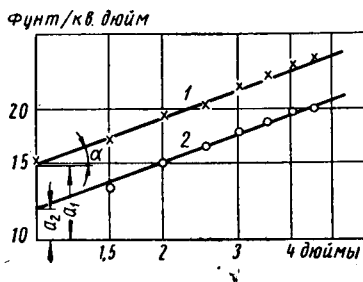


Рис. 8. Графический метод определения параметров почвы:

1 — плита 0,75 × 5 дюймов; 2 — плита 2 × 5 дюймов.

воздействию нагрузки, невелика (от 5 до 20 дюймов), грунт на этой глубине может считаться однородным. Поэтому можно применять небольшие плиты и нагрузки.

Иногда достаточно использовать круглую плиту диаметром от 2 до 5 дюймов.

Для очень мягких грунтов требуются большие плиты, а для более твердых — малые.

Работоспособность автомобилей вне дорог зависит от их способности передвигаться по поверхности грунта без чрезмерного в него погружения.

Из общепринятых уравнений, используемых для определения допустимой нагрузки на прямоугольную опору, наиболее приемлемо следующее:

$$W = 2lb \left(cN_c + \frac{1}{2} \gamma b N_\gamma \right), \quad (15)$$

где W — допускаемая нагрузка в фунтах;

b — ширина опоры в дюймах;

l — длина опоры в дюймах;

c — коэффициент сцепления в фунт/кв. дюйм;

γ — удельный вес в фунт/куб. дюйм.

Члены N_c и N_γ представляют собой безразмерные коэффициенты, которые зависят от угла трения Φ грунта (рис. 9).

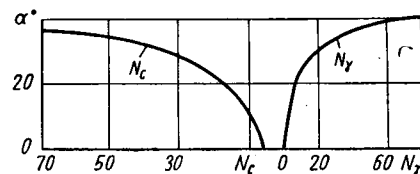


Рис. 9. Параметры почвы, влияющие на допустимую нагрузку машины.

Уравнение (15) дает допустимую нагрузку для двух гусениц.

Если площадь опоры имеет аналогичную шине форму круга, то уравнение (15) примет вид

$$W = \pi r^2 (1,3 c N_c + 0,6 \gamma r N_\gamma), \quad (16)$$

где n — число колес;

r — радиус площади опоры в дюймах;

W — допустимая нагрузка, при которой автомобиль не погружается за пределы некоторой незначительной упругой или упруго-пластичной деформации грунта.

Поэтому W определяет флотацию на поверхностном слое грунта.

На большинство грунтов автомобили обычно погружаются, когда их нагрузка превышает величину W , вычисленную по уравнениям (15) и (16). Для определения флотации в подпочвенном слое уравнения (15) и (16) недостаточны.

Для приближенного определения статического погружения площади контакта в грунт можно использовать уравнение (5)

$$z = \left(\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{1/n}. \quad (17)$$

Если принять $p = \frac{W}{2bl}$, то уравнение (17) примет вид

$$z = \left[\frac{W}{2l(k_c + bk_\phi)} \right]^{1/n}. \quad (18)$$

Зная величины погружения, можно определить сопротивление движению, обусловленное уплотнением грунта. Этот вид сопротивления преобладает в грунтах, обрабатываемых для сельскохозяйственных целей или при строительстве дорог.

Сопротивление при глубоком погружении колес в очень рыхлые почвы, лежащие на твердом грунте, или в грязь следует определять другим способом.

Энергия, затраченная на уплотнение 1 кв. дюйма почвы до глубины z_0 ,

$$E' = \int_0^z p dz. \quad (19)$$

Отсюда суммарная энергия, затраченная на всей площади контакта.

$$E' = 2lb \int_0^z p dz. \quad (20)$$

Работа или энергия, выраженная уравнением (20), расходуется на длине l , равной длине площади контакта с грунтом (рис. 10). Отсюда сопротивление

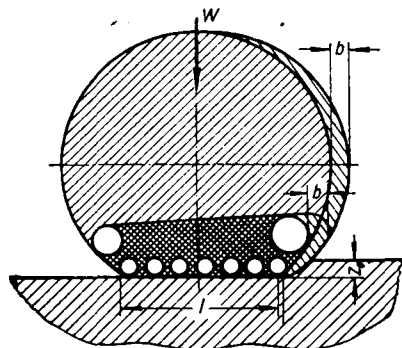


Рис. 10. Геометрическое соотношение площади контакта колеса и удельного давления на грунт ($p = \frac{W}{2bl}$).

движению R_c можно вычислить, разделив E на l . Если принять, что

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n,$$

то уравнение (20) примет вид

$$R_c = \frac{2(k_c + bk_\phi) \frac{1}{n} z_0^{n+1}}{n+1}. \quad (21)$$

Если уравнение (18) подставить в уравнение (21), то сопротивление движению

$$R_c = \left[\frac{2(k_c + bk_\phi)}{n+1} \right] \left(\frac{W}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (22)$$

Уравнения (15) и (16) дают удовлетворительную степень точности в принятых условиях. Поскольку механика грунтов не имеет лучшего метода, никакое другое решение не обеспечивает большей точности. Уравнения (17), (18), (21) и (22) подвергались строгой проверке, которая подтвердила их практическую пригодность.

Эти уравнения, хотя они и могут быть неточны с точки зрения обычных критериев, много дают в изучении подробностей и выбора направления для решения проблем движения по грунту. Например, уравнение (22) ясно указывает на преимущество, которое дает длинная узкая площадь контакта, потому что меньшая величина b и большее значение l обеспечивают меньшее сопротивление движению.

Оценка гусеницы и колеса. Тяговая реакция грунта и сопротивление

движению машины могут быть выражены параметрами механических свойств грунта, нагрузки и размеров машины. Если установлены соотношения между этими параметрами, то можно предсказать поведение машины в любых данных грунтовых условиях.

Для гусеничных машин максимальная тяговая реакция H_m грунта определяется из уравнения (1). Сопротивление движению R_c , обусловленное уплотнением грунта, определяется уравнением (22).

Свободная тяга на крюке может быть использована для буксировки, разгона, преодоления подъема. Она определяется как разность H_m и R_c .

$$P = Ac + W \operatorname{tg} \Phi - \frac{2}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^n} \left(\frac{W}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (23)$$

(A — суммарная площадь контакта с грунтом).

Подъем, который машина может преодолеть на данном грунте.

$$S \approx \frac{P}{W} = \frac{Ac}{W} + \operatorname{tg} \Phi - \frac{1}{2W^n} \frac{1}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^n} \left(\frac{W}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (24)$$

Отношение $\frac{P}{W}$, т. е. удельную тягу,

часто называют «коэффициентом сцепления». Уравнения (23) и (24) дают достаточно точные результаты для умеренных величин погружения и подъема. Для случаев более глубокого погружения и неравномерного распределения нагрузки уравнения (23) и (24) имеют более сложный вид.

По приведенным выше уравнениям, зная площадь контакта гусеницы или колеса с грунтом, можно определить величину погружения, сопротивление движению, силу тяги на крюке, максимальный подъем, который преодолеет машина. Таким образом, можно оценить для заданных условий параметры гусеничной или колесной машины, определить предел проходимости единичной машины или машины с прицепом¹.

Оптимальная подвижность автомобиля. Современные методы оценки подвижности автомобилей базируются только на результатах полигонных испытаний. Однако во время таких испытаний редко измеряются параметры грунта. Испытательные трассы редко подбираются на основе количественного анализа грунтов и статистической обработки результатов оценки проб. Поэтому редко удается получить точные «сред-

ние характеристики» потенциальной местности, на которой будут проходить испытания.

Эта трудность определения «уровня» проходимости по мягкому грунту привела к тому, что правила испытаний гусеничных машин требуют испытательных площадок с твердым грунтом. Однако ранее было показано, что на твердом грунте отношение тяги на крюке к весу машины $\frac{P}{W}$ практически одинаково для всех машин.

Полную оценку подвижности машины и конструктивные изменения, требующиеся для ее оптимальной работы в данных условиях, можно дать, если выбрать специфические испытательные площадки, представляющие весь спектр грунтов. Опыты показывают, что машина, имеющая преимущества при движении на одном грунте, будет равна или даже хуже другой машины, двигающейся на других грунтах. Чтобы охватить весь спектр изменений грунта в пределах данных условий, обычно считается необходимым иметь от четырех до семи видов грунта.

Поскольку выведенные уравнения приемлемы для больших и малых машин, их можно использовать при оценке результатов испытаний натуральных образцов на местности и малых моделей в лаборатории. Опыты показывают, что для сравнения подвижности машин целесообразно пользоваться методом моделирования. Для этого делают обычно четырех-грунтовую миниатюрную площадку и на ней проводят испытание моделей машин.

Используя полученные в лабораторных условиях опытные данные, программируют на электронно-вычислительной

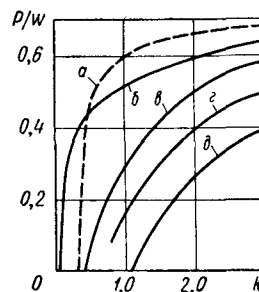


Рис. 11. Результаты анализа машины с помощью программирования, используемые для предсказания их подвижности:

a — восьмиколесный автомобиль на шинах 21,00—28"; b — гусеничная машина; c — восьмиколесный автомобиль на шинах 15,00—20"; d — шестиколесный автомобиль на шинах 15,00—20"; d — четырехколесный автомобиль на шинах 15,00—20".

машине приведенные выше параметрические уравнения, чтобы оценить не только колеса и гусеницы, но и предварительно сравнить машины различных конструктивных пропорций.

Например, изменение величины k в программе вычислительной машины позволяет строить кривые отношения $\frac{P}{W}$ (рис. 11) для семейства машин,

¹ Автором рассматривается ряд примеров определения по приближенным формулам параметров гусеничных и колесных машин с эластичными шинами. Более подробное и более точное решение таких задач сделано советскими авторами, например Я. С. Агейкин [5], на которых ссылаются М. Г. Беккер.

имеющих одинаковый вес и четыре, шесть или восемь колес малого диаметра, гусеницы или восемь шин большого диаметра. Этот график количественно определяет преимущества использования большого числа колес или гусениц. Он также показывает, что в данном случае большие шины превосходят исследуемые гусеницы только на грунтах, для контроля $k \geq 0,5$.

Предложенный метод оценки подвижности машин дает более обобщенные количественные данные. При этом механическая подвижность машин, предназначенных для работы вне дорог, определяется как оптимальное сочетание («эксплуатационная оптимизация») различных механических параметров: скорости, расхода топлива, грузоподъемности, отношения тяги к весу и т. п.

Для оценки работоспособности машин используют также параметр Pv — скорость доставки грузов и параметр

$\frac{Pv}{f}$ — скорость доставки грузов, отнесенная к расходу топлива. Последний параметр характеризует эффективность транспорта и должен быть возможно большим.

Окончательный выбор «наиболее подвижной» машины для заданных условий работы будет определяться тем, что важнее экономия топлива, скорость доставки или быстрота передвижения.

Другие исследования показали количественно преимущества колес большого диаметра. Результаты увеличения ширины и результаты увеличения диаметра шины, в отношении улучшения подвижности, не одинаковы. На основе вычислений можно подобрать семейство «эквивалентных» шин, которые давали бы одинаковые величины $\frac{H}{W}$ или $\frac{P}{W}$

на однородной среде.
Современное чисто техническое улуч-

шение компонентов машины в конце концов будет сопровождаться научным изучением взаимосвязи машины и среды. Только такие усилия могут дать рациональное улучшение передвижения по суше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bekker M. G., «Machine Design», 24/XII, 1959.
2. Bekker M. G., «Machine Design», 1/I 1960.
3. Bekker M. G., «Machine Design», 21/I 1960.
4. Bekker M. G., «Machine Design», 4/II 1960.
5. Агейкин Я. С., «Автомобильная промышленность» № 5, 1959.

М. С. ФРЕНКИН

Новые книги

Малов А. Н., **Механизация и автоматизация универсальных металлорежущих станков**. Машгиз, М. 1961, 600 стр., т. 10 000, ц. 2 руб. в пер.

Конструкции средств механизации и автоматизации загрузки универсальных металлорежущих станков в процессе механической обработки деталей.

Для инженерно-технических работников.

Методика и результаты исследований топливной аппаратуры тракторных дизелей. Машгиз, М. 1961, 68 стр. (Труды НАТИ, вып. 130), т. 790, ц. 21 коп.

Анализ конструкций насосов распределительного типа. Результаты их испытаний. Причины неравномерности подачи топлива насосами. Методика определения характеристик распределителей.

Для инженерно-технических работников.

Платонов В. Ф., **Подшипники из полиамидов**. Машгиз, М. 1961, 112 стр., т. 8500, ц. 35 коп.

Свойства полиамидов и способы их переработки. Особенности конструирования. Расчет и примеры использования полиамидных подшипников в узлах трения. Установки для производства подшипников и режимы их изготовления.

Для инженерно-технических работников.

Сваирка А. А., **Центробежное литье мелких бронзовых втулок**. Опыт завода. Машгиз, М. 1961, 112 стр., т. 4200, ц. 26 коп.

Технология изготовления мелких бронзовых втулок методом вертикального центробежного литья. Оборудование, применяемое для изготовления втулок (центробежные машины с вертикальной осью вращения и пневматическим приводом и правильно-раздаточные крилоловые печи). Предотвращение и исправление брака отливок.

Для инженерно-технических работников.

Татевосов К. Г., **Нормативные расчеты равномерного производства в серийном машиностроении**. Машгиз, Л. 1961, 248 стр., т. 3200, ц. 87 коп. в пер.

Показатели равномерности производства. Теоретически и практически обоснованные методы нормативных расчетов в организации равномерного машиностроительного производства. Упрощенные расчеты размеров партий, основных элементов длительности производственного цикла и незавершенного про-

изводства. Примеры нормативных расчетов и полученных результатов по ряду цехов машиностроительных заводов.

Для инженерно-технических работников.

Утямышев Р. И., **Техника измерения скорости вращения**. Госэнергоиздат, М.—Л., 1961, 104 стр., т. 13 500, ц. 87 коп.

Методы измерения угловых скоростей и применяемая для этих целей аппаратура. Схемы и конструкции лабораторных и стендовых тахометров, электронной тахометрической аппаратуры и самопишущих тахометрических аппаратов.

Для инженерно-технических работников, разрабатывающих измерительную аппаратуру и проводящих испытания объектов в различных областях техники.

Шлугер М. А., **Ускорение и усовершенствование хромирования деталей машин**. Машгиз, М. 1961, 140 стр., т. 7500, ц. 53 коп. в пер.

Новые способы электролитического хромирования: хромирование из скоростного саморегулирующегося электролита и из холодного тетрахроматного электролита, хромирование при периодическом изменении направления тока, многосложное хромирование в проточном электролите в ультразвуковом поле. Мероприятия по снижению непроизводительных затрат электрического тока и хромового ангидрида.

Для инженерно-технических работников в области металлопокрытий.

Элер и Кайзер, **Вырубные, гибочные и вытяжные штампы**. Сокращ. пер. с нем. М. М. Певзнера. Под ред. Ф. А. Шукина. Л. 1961, 396 стр., т. 8000, ц. 1 р 80 к. в пер.

Расчет, проектирование и изготовление вырубных, гибочных и вытяжных штампов. Примеры конструктивного выполнения штампов, применяемых в различных условиях производства.

Для инженерно-технических работников.

Юфа Э. П., **Инструментальное хозяйство машиностроительного завода**. Машгиз, М. 1961, 120 стр. (Библиотечка по заводской экономике), т. 7500, ц. 37 коп.

Вопросы организации и планирования производства инструмента, регулирование его потребления, специализация инструментальных цехов, постановка инструментального обслуживания и управления инструментальным хозяйством завода.

Для инженерно-технических работников, занимающихся инструментальной подготовкой производства.

Цена 40 коп.

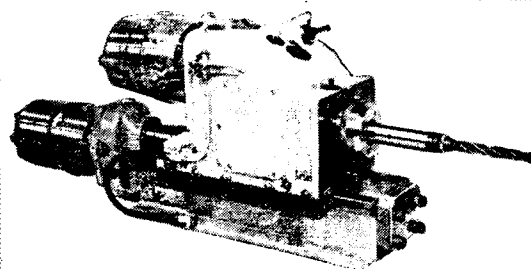


Эта автоматическая линия, первая из серии линий, доставленная в С.С.С.Р. государственными заводами «РЕНО», самым крупным предприятием по изготовлению специальных агрегатных станков во Франции.

Автоматическая линия состоит из 4-х агрегатов на которых находятся 14-ть электромеханических силовых головок и 7-мь контрольных устройств для обработки крышки коробки передач грузовых автомобилей. 36 рабочих операций выполняются одновременно.

6000 электромеханических силовых головок, 500 агрегатов, 230 агрегатов с поворотным столом, 150 автоматических линий, выпущены заводами «РЕНО» и применяются во многих странах мира в самых разнообразных отраслях промышленности, среди которых; изготовление холодильников, электродвигателей и электрической аппаратуры, нефтяных трубопроводов, различных клапанов и фланцев, машин для текстильной промышленности, швейных машин, машин для изготовления бумаги, тепловых двигателей различных мощностей, легковых и грузовых автомобилей, мотороллеров, сельскохозяйственных машин, железно-дорожного инвентаря и т. п.

Для всех дополнительных сведений писать
ФРАНЦИЯ, RENAULT DIVISION MACHINES-OUTILS
8-10, avenue Émile-Zola, Billancourt (France)



Электромеханические силовые головки «РЕНО» выполняют в автоматическом цикле различные операции как например; сверление, зенкерование, расточку, фрезерование, обточку, внутреннюю и наружную резьбу.

