

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

СКУТНЕВ В. М.

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ
ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
Учебное пособие

Куйбышевский авиационный институт

Куйбышев 1983

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

В.М.СКУТНЕВ

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ



КУЙБЫШЕВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ 1983

УДК 629.113

Скутнев В.М. Тормозные системы легковых автомобилей. Численное пособие.— Куйбышев: КуАИ, 1983, 81 с.

Проведен теоретический анализ торможения одиночного автомобиля, оборудованного регулятором тормозных сил. Рассмотрены типовые схемы тормозных устройств; выделяются перспективные направления совершенствования конструкции тормозной системы легковых автомобилей. Приведены методы оптимизации характеристик торможения, расчёта параметров основных тормозных устройств.

Учебное пособие предназначено для студентов, занимающихся проектированием или модернизацией тормозных систем автомобилей.

Рецензенты: 1. Зав. кафедрой "Автомобили" Харьковского автомобильно-дорожного института д.т.н., профессор Гредескул А.Б.

2. Зав. лабораторией КЭО Запорожского автомобильного завода Шевченко В.Ф.

Научный редактор: к.т.н., доцент Корнилов С.Н.

Утверждено на редакционно-издательском совете института

21 сентября 1981 г.

(C) Тольяттинский политехнический институт, 1983

I. ТОРМОЖЕНИЕ ОДНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ

I.I. Тормозные силы, действующие на автомобиль, и их регулирование

Для торможения автомобиля используются тормозные механизмы, создающие искусственное сопротивление вращению колес (рис. I.I.).

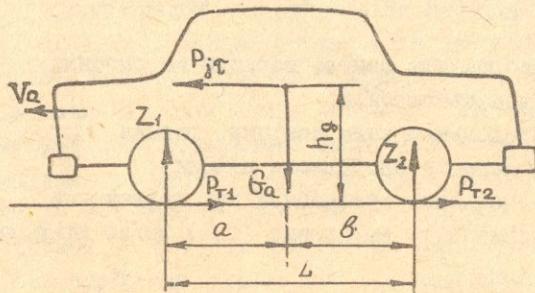


Рис. I.I. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Рассмотрим прямолинейное движение автомобиля по горизонтальной дороге без учета влияния сопротивления воздуха, сил сопротивления качению колес и инерционных моментов вращающихся деталей [1,2,3,4].

Значения тормозных сил на колесах переднего P_{T1} и заднего P_{T2} мостов определяются величиной действующего приводного давления

$$P_{T1} = K_1 P_1, \quad P_{T2} = K_2 P_2, \quad (I.I)$$

где P_1, P_2 - давление в приводе передних и задних тормозов;

K_1, K_2 - передаточное отношение тормозных механизмов.

Однако эта линейность сохраняется только до определенного значения касательных реакций, соответствующего пределу по сцеплению колес с дорогой:

$$P_{T1} = Z_1 \gamma, \quad P_{T2} = Z_2 \gamma, \quad (I.2)$$

где Z_1, Z_2 - нормальные реакции дороги на колеса переднего и заднего мостов;

γ - коэффициент сцепления.

Нормальные реакции в общем случае торможения могут быть определены из уравнений

$$Z_1 = G_a \cdot \frac{b}{L} + \frac{P_{j\tau} \cdot h_g}{L}, \quad Z_2 = G_a \cdot \frac{a}{L} - \frac{P_{j\tau} \cdot h_g}{L}, \quad (I.3)$$

где a, b, h_g - координаты центра тяжести автомобиля;

L - база автомобиля;

$P_{j\tau}$ - продольная сила инерции, равная $\frac{G_a}{g} \cdot j\tau$;

g - ускорение свободного падения;

$j\tau$ - замедление автомобиля при торможении.

С учетом значения $P_{j\tau}$ выражение (I.3) легко приводится к виду

$$Z_1 = G_a \frac{b + \frac{j\tau}{g} \cdot h_g}{L}, \quad Z_2 = G_a \frac{a - \frac{j\tau}{g} \cdot h_g}{L}; \quad (I.4)$$

следовательно, перераспределение нагрузки между колесами переднего и заднего мостов определяется величиной замедления автомобиля.

Из условия (I.2) следует, что при торможении на пределе блокирования всех колес

$$\text{общая тормозная сила} \quad P_T = G_a \cdot \gamma, \quad (I.5)$$

замедление

$$j\tau_{\max} = g \cdot \gamma. \quad (I.6)$$

На дорогах с различным покрытием максимальное использование сцепной массы возможно, если на колесах автомобиля действуют тормозные силы

$$P_{T1}^o = G_a \gamma \cdot \frac{b + \gamma h_g}{L}, \quad P_{T2}^o = G_a \gamma \cdot \frac{a - \gamma h_g}{L}. \quad (I.7)$$

Торможение с замедлением $j\tau = g \cdot \gamma$ принято считать оптимальным, поскольку при сохранении устойчивости движения оно обеспечивает наименьший тормозной путь. Дальнейшее увеличение приводных давлений P_1 и P_2 сопровождается одновременным блокированием колес и переходом их в движение юзом с заметным снижением величины коэффициента сцепления γ [4].

Несмотря на то, что в действительности реализация оптимального торможения без специальных устройств затруднена, к его рассмотрению обращаются при оценке рациональности выбора закона распределения тормозных сил между колесами переднего и заднего мостов автомобиля. При анализе законов распределения тормозных сил строят графики оптимального соотношения тормозных сил $P_{T2} = P_{T2}(\rho_{T1})$ для одного или нескольких нагрузочных состояний автомобиля (рис. I.2a). Каждая точка такой характеристики соответствует определенному значению коэффициента сцепления ψ .

Тормозные системы современных легковых автомобилей выполняют с постоянным (нерегулируемым) распределением тормозных сил; с регулируемым по мостам распределением тормозных сил без обратной связи (с установкой регуляторов тормозных сил); с регулируемым по колесам или мостам распределением тормозных сил с обратной связью (с установкой противоблокировочных систем).

Распределение тормозных сил численно оценивается коэффициентом распределения тормозных сил β , выражющим отношение тормозной силы на колесах переднего моста P_{T1} к общей тормозной силе P_T :

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_T}. \quad (I.8)$$

Отсюда следует, что достижение оптимального торможения в условиях изменения нормальных реакций Z_1 и Z_2 требует переменного соотношения тормозных сил β в зависимости от коэффициента сцепления ψ (рис. I.2б, прямая I):

$$\beta_o = \frac{\beta + \psi h_d}{L}. \quad (I.9)$$

Известно, что при постоянном распределении тормозных сил (рис. I.2, прямая 2) одновременное блокирование колес автомобиля с определенной нагрузкой достигается только при одном значении коэффициента сцепления: $\psi = \psi_o$.

На дорогах с $\psi < \psi_o$ действительные значения β_g больше β_o , поэтому первыми блокируются передние колеса и автомобиль теряет управляемость. В дорожных условиях с $\psi > \psi_o$, наоборот, β_g меньше β_o - первыми блокируются задние колеса и нарушается устойчивость автомобиля.

Практика показала, что предпочтение следует отдавать такому распределению тормозных сил, которое исключало бы опережающее

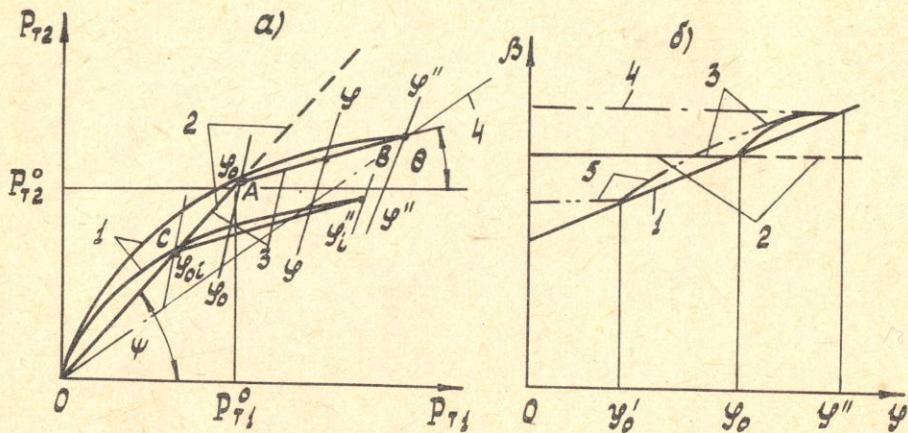


Рис. I.2. Характеристики регулирования тормозных сил
блокирование задних колес

Требования обеспечения опережающего блокирования передних колес оговорены национальными и региональными стандартами. Так, стандарт Швеции F - 18 для автомобилей массой $3,5 \cdot 10^4$ кг (3,5тс) не допускает опережающего блокирования задних колес в диапазоне изменения замедления от $5,8 \text{ м/с}^2$ до $8,0 \text{ м/с}^2$. Приложение 10 к правилам ИЗ ЕЭК ООН для всех нагрузок легковых автомобилей устанавливает непременное превышение значений реализуемого сцепления j_T/g на передних колесах по отношению к задним при изменениях коэффициента эффективности $\beta_T = \frac{P_T}{G_a}$ в диапазоне от 0,15 до 0,80.

Эти рекомендации вызвали тенденцию выбора коэффициента β_g из условия $\gamma_0 > \gamma''$ (рис. I.2б, прямая 4). Обычно максимальное значение коэффициента сцепления γ'' в расчетах принимается равным 0,7...0,8. Однако такое вынужденное решение противоречит стремлению максимально использовать сцепную массу автомобиля при всех сочетаниях загрузки G_a и коэффициента сцепления γ , что обеспечивается установкой регуляторов тормозных сил, изменяющих соотношение $\frac{P_{T1}}{P_T}$ в зависимости от нагрузки на задние колеса Z_2 , замедления j_T или давления в приводе P .

На легковых автомобилях преимущественное распространение получили редукторы давления, уменьшающие темп роста P_{T1} по сравнению с P_T (рис. I.2а, прямая АВ) и настроенные на включение

при $\Psi = \Psi_0$.

При торможении на дорогах с $\Psi \leq \Psi_0$ без доведения колес до блокирования соотношение тормозных сил постоянно

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{P_{T2}^o}{P_{T1}^o} = \frac{a - \Psi_0 \cdot h_g}{b + \Psi_0 \cdot h_g} \quad (I.I0)$$

и определяется конструкцией тормозных механизмов:

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{1 - \beta_g}{\beta_g} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \frac{P_2 - P_{02}}{P_1 - P_{01}} \cdot \frac{r_{T2}}{r_{T1}} \cdot \frac{C_2}{C_1}, \quad (I.II)$$

где d_1, d_2 - диаметры колесных цилиндров;

P_{01}, P_{02} - давление в приводе, соответствующее началу работы тормозов;

Ψ - угол наклона прямой линии OA (рис. I.2a);

r_{T1}, r_{T2} - радиусы барабанов или дисков;

C_1, C_2 - передаточные отношения тормозных механизмов.

Коэффициент постоянного распределения тормозных сил β_g определяется подстановкой в формулу (I.9) значения $\Psi = \Psi_0$:

$$\beta = \frac{b + \Psi_0 \cdot h_g}{L}.$$

Наклон регулярной ветви (рис. I.2a, AB) определяется характером протекания кривой $P_{T2}'' = P_{T2}(P_{T1})$. Точку B обычно совмещают с $\Psi = \Psi''$, что позволяет получать высокую эффективность торможения полностью груженного автомобиля на дороге с сухим твердым покрытием.

Из соотношения

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P_{T2}'' - P_{T2}^o}{P_{T1}'' - P_{T1}^o} \quad (I.I2)$$

определяется угловой коэффициент регуляторной ветви

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{a - (\Psi_0 + \Psi'') h_g}{b + (\Psi_0 + \Psi'') h_g}, \quad (I.I3)$$

который при определенных соотношениях координат центра тяжести автомобиля a, b, h_g и коэффициента Ψ_0 может быть положительным (рис. I.2a), отрицательным или равным нулю.

Заданный угловой коэффициент регуляторной ветви достигается выбором внутренних параметров регулятора давления, согласованием его выходной характеристики $P_2 = P_2(P_1)$ с оптимальными кри-

выми $P_{T2} = P_{T2}(P_{T1})$. Регуляторы с кусочно-линейной характеристикой после срабатывания уменьшают темп роста давления на выходе P_2 (рис. I.3) в сравнении с давлением на входе P_1 :

$$P_2 = P_c + (P_1 - P_c) \operatorname{tg} \alpha, \quad (I.14)$$

где P_1, P_2 — текущие значения давления;

P_c — давление включения регулятора;

$\operatorname{tg} \alpha$ — угловой коэффициент характеристики регулятора.

Подстановкой в выражение (I.12) значений тормозных сил $P_{T1,2}$ и $P_{T1,2}''$, определенных по формуле (I.1), приходим к выводу, что

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{K_2 P_{2\max} - K_2 P_c}{K_1 P_{1\max} - K_1 P_c} = \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{P_{2\max} - P_c}{P_{1\max} - P_c},$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \psi}, \quad (I.15)$$

где $P_{1\max}, P_{2\max}$ — давление в приводе передних и задних тормозов, при котором достигаются максимальные значения тормозных сил: P_{T1} и P_{T2} .

Принято считать [2, 3, 5, 6], что характеристика регулятора на участке от P_c до P_{\max} линейна, это подтверждают и эксперименты [7]. Излом характеристики $P_{T2} = P_{T2}(P_{T1})$ вызывает изменение

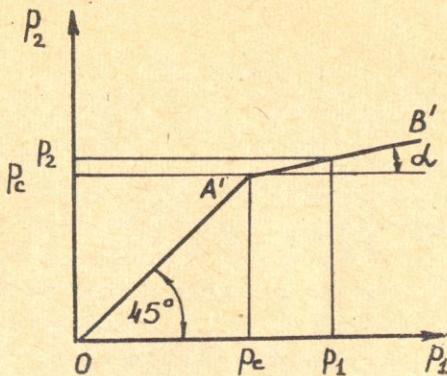


Рис. I.3. Характеристика регулятора давления

соотношения тормозных сил (рис. I.2б). При торможении автомобиля с включенным регулятором на пределе блокирования передних колес тормозные силы определяются из равенств

$$P_{T_1}^p = Z_1 \varphi \quad \text{и} \quad P_{T_2}^p = P_{T_2}^o + (P_{T_1}^o - P_{T_1}^p) \operatorname{tg} \theta.$$

Подставляя значения $P_{T_1}^p$ и $P_{T_2}^p$ в формулу (I.8), в результате несложных преобразований приходим к

$$\beta = \frac{b + \varphi_o h_g}{L} \cdot \frac{b + \varphi'' \cdot h_g}{b + \frac{\varphi_o \varphi''}{\varphi} \cdot h_g}, \quad (\text{I.16})$$

где β_p — коэффициент распределения тормозных сил на участке $[\varphi_o, \varphi'']$.

Отсюда следует, что для рассматриваемого режима торможения параметры регулируемого распределения тормозных сил зависят от коэффициента сцепления, превышают оптимальные значения β_o , но ближе к ним, чем при $\beta_g = \text{const}$ (рис. I.2б). Степень этого приближения зависит от рациональности выбора $\beta_g = \beta_g(\varphi_o)$ (рис. I.2б, кривая 5).

Количественная оценка рациональности выбранного закона распределения тормозных сил может быть выполнена с помощью коэффициента использования сцепной массы автомобиля [4]

$$m(\varphi) = \frac{P_T}{G_a \cdot \varphi}. \quad (\text{I.17})$$

Известны аналитические описания этого коэффициента:
для постоянного распределения тормозных сил [4]

$$m(\varphi) = \begin{cases} \frac{b}{b + (\varphi_o - \varphi) h_g} & \text{при } \varphi \leq \varphi_o \\ \frac{a}{a + (\varphi - \varphi_o) h_g} & \text{при } \varphi \geq \varphi_o \end{cases}; \quad (\text{I.18})$$

для регулируемого распределения тормозных сил [6]

$$m(\varphi) = \frac{b + \frac{\varphi_o \cdot \varphi''}{\varphi} \cdot h_g}{b + (\varphi_o + \varphi'' - \varphi) h_g} - \text{при } \varphi_o \leq \varphi \leq \varphi'' \quad (\text{I.19})$$

Рассматривая кривые $m = m(\psi)$ (рис. I.4), нетрудно убедиться в улучшении использования сцепной массы автомобиля, а следовательно, и его тормозных свойств, за счет корректирования распределения тормозных сил [8]. Так, на регуляторной ветви коэффициент m для рассматриваемых в примере значений $\frac{a}{L}$, $\frac{b}{L}$ и $\frac{h_g}{L}$ не опускается ниже 0,98, тогда как при $\beta_3 = \text{const}$ на участке $\psi > \psi_o$ он падает до 0,86. Сцепные качества автомобиля могут быть использованы полнее, если постоянное распределение тормозных сил $\beta_3 = \text{const}$ выбирать по меньшим значениям ψ_o , заменив цилиндры.

Использование полученных зависимостей $m = m(\psi)$ и $\beta = \beta(\psi)$ для оценки рациональности выбранного закона регулирования тормозных сил для всей совокупности нагружочных состояний автомобиля предполагает знание узловых точек привязки (ψ_{oi} и ψ_i'') характеристики регулятора к кривым оптимального торможения $P_{T2} = P_{T2}(P_{T1})$ (рис. I.2а).

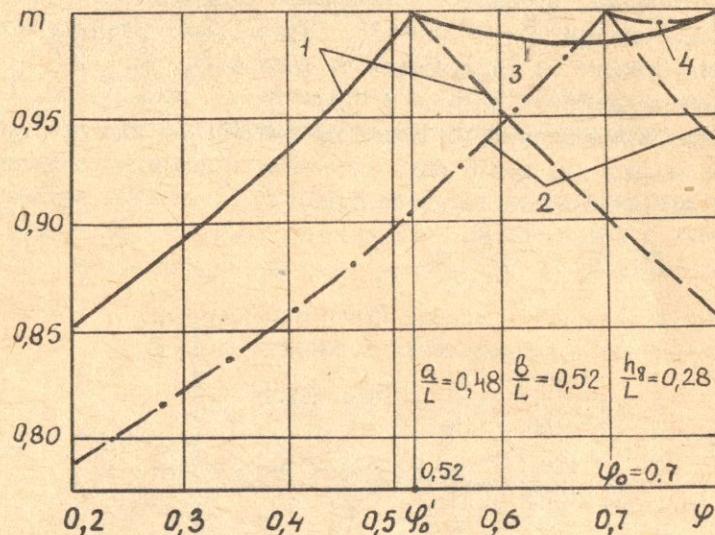


Рис. I.4. Коэффициент использования сцепной массы автомобиля:
1 и 2 - $\beta_3 = \text{const}$, 3 и 4 - при установке "регулятора тормозных сил"

Значения φ_{oi} могут быть найдены из условия

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{a'' - \varphi_0 h_g}{b'' + \varphi_0 h_g} = \frac{a_i - \varphi_{oi} h_{gi}}{b_i + \varphi_{oi} h_{gi}}$$

несложными преобразованиями:

$$\varphi_{oi} = \varphi_0 \frac{h_g}{h_{gi}} - \frac{b_i - b''}{h_{gi}}, \quad (I.20)$$

где a'', b'', h_g - координаты центра тяжести автомобиля при полной нагрузке;

a_i, b_i, h_{gi} - координаты центра тяжести автомобиля при частичной нагрузке.

Из выражения (I.20) следует, что при определенном сочетании $\frac{\varphi_0}{h_{gi}}$ и $(b_i - b'')$ возможно $\varphi_o = \varphi_{oi}$, когда достаточно применения регулятора с постоянной точкой включения.

Полагая $\operatorname{tg} \alpha = \text{const}$, а следовательно, и $\operatorname{tg} \Theta = \text{const}$, определение φ''_o сводится к решению равенства

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{a'' - (\varphi_o + \varphi'') h_g}{b'' + (\varphi_o + \varphi'') h_g} = \frac{a_i - (\varphi_{oi} + \varphi_i'') h_{gi}}{b_i + (\varphi_{oi} + \varphi_i'') h_{gi}},$$

откуда

$$\varphi_i'' = \varphi'' \frac{h_g}{h_{gi}}. \quad (I.21)$$

Известные значения отношения $\frac{h_g}{h_{gi}}$ обычно не превышают $I \pm 0,07$, что позволяет сделать вывод о правомочности $h_{gi} \approx h_g$.

I.2. Оптимизация характеристики регулирования тормозных сил

Под оптимизацией характеристики регулирования тормозных сил понимается выбор такого закона распределения, при котором бы гарантировалась высокая эффективность торможения во всем диапазоне сочетаний дорожных условий и полезной нагрузки автомобиля. Непременными условиями выбора распределения тормозных сил являются опережающее блокирование передних колес и максимальная эффективность торможения в условиях проведения нормативных испытаний.

В качестве критерия оптимизации характеристики регулирования тормозных сил предложен [6] средний коэффициент использования сцепной массы при торможении в диапазоне изменения φ от минимального $\varphi^1 = 0,2$ до максимального $\varphi'' = 0,8$:

$$\bar{m}_{cp} = \frac{1}{\varphi'' - \varphi'} \int_{\varphi'}^{\varphi''} m(\varphi) d\varphi.$$

Эта формула справедлива для оптимизации по одному, наиболее вероятному нагруженному состоянию автомобиля. Интегрированием функций (I.18) в диапазоне $\varphi \leq \varphi_0$ и (I.19) для $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi''$ установлена [6] зависимость $\bar{m}_{cp} = \bar{m}_{cp}(\varphi_0)$, исследование которой на экстремум дает явно выраженный максимум (рис. I.5).

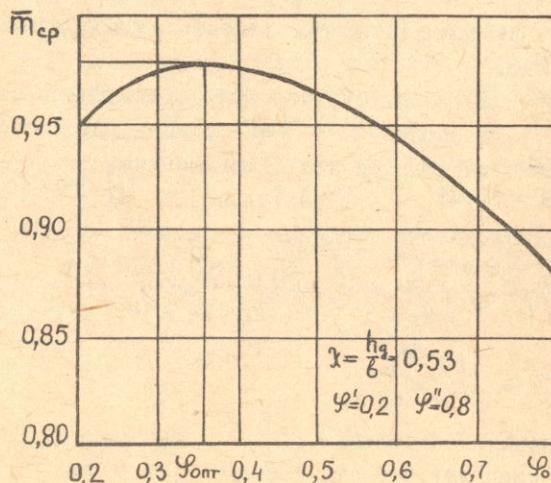


Рис. I.5. Средний коэффициент использования сцепной массы автомобиля для одной нагрузки

При проектировании тормозной системы с регулятором целесообразно выбирать такое $\varphi_0 = \varphi_{optm}$, при котором \bar{m}_{cp} достигает своего максимального значения.

Математическая модель оптимизации кусочно-линейного закона регулирования тормозных сил по одной нагрузке для семейства легковых автомобилей, у которых обобщенный конструктивный параметр $\frac{h_2}{g}$ лежит в области $[0,3; 0,7]$, а расчетные коэффициенты сцепления φ и φ_0 не выходят за пределы $[0,2; 0,8]$, имеет вид [6]

$$\varphi_{optm} = -0,0086 - 0,0213 \frac{h_2}{g} + 0,3612 \varphi'' + 0,6225 \varphi' - 0,0125 \varphi'' (\text{I.22})$$

Приведенная зависимость с успехом может быть использована при оптимизации характеристик регулирования тормозных сил тех авто-

мобилей, у которых кривые $P_{T_2} = P_{T_2}(P_{T_1})$ для всей гаммы полезной нагрузки совпадают или близки по расположению.

Для легковых автомобилей, у которых конструктивный параметр $\frac{h_g}{b}$ в зависимости от загрузки изменяется в широких пределах (от минимального $\chi' = \frac{h_g}{b''}$ до максимального $\chi'' = \frac{h_g}{b'}$), средний коэффициент использования сцепной массы определяется интегралом вида

$$m_{cp} = \frac{1}{\chi'' - \chi'} \int_{\chi'}^{\chi''} \bar{m}_{cp}(\chi) \cdot d\chi. \quad (I.23)$$

Исследование на экстремум функции $m_{cp} = m_{cp}(\varphi, \chi)$, в которой φ относится к тормозной характеристике полностью груженного автомобиля, показывает, что она также имеет явно выраженный максимум (рис. I.6), смещенный в сторону больших значений, чем при оптимизации для одного нагружочного состояния.

При получении математической модели оптимизации установлено, что диапазон изменения $\chi = \frac{h_g}{b}$ может быть ограничен пределами 0,30...0,66. Вместе с тем поиск максимума функции $m_{cp} = m_{cp}(\chi, \varphi)$ во всем указанном диапазоне χ затруднен, поскольку его сопровождают недействительные решения.

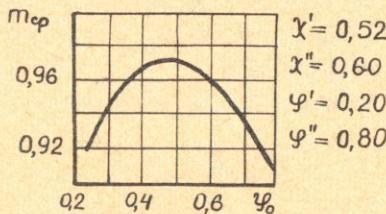


Рис. I.6. Средний коэффициент использования сцепной массы для всего диапазона нагрузок автомобиля

Однако разбивкой всего диапазона $\chi = 0,30...0,66$ на более узкие области варьирования с учетом компоновочных признаков автомобилей эта задача успешно решена (табл. I.1).

Функции $\varphi_{opt} = \varphi_{opt}(\chi', \chi'')$ получены методом математического планирования эксперимента (с расчетом на ЭВМ) одновременным варьированием независимых переменных на двух уровнях [9].

Для автомобилей, обобщенный конструктивный параметр которых выходит за указанные в табл. I.1 пределы, функции оптимизации неприменимы. В этом случае целесообразно провести полное расчетное исследование функции (I.24) при известных значениях χ' и χ'' .

Таблица I.1.

Математические модели выбора оптимальных параметров
характеристик регулирования легковых автомобилей

Группа на авто- мобиля	Компоновочная схема авто- мобиля	Пределы варьирования	Математическая модель оптимума
I	Классическая	0,30...0,35 3,5 м	$\varphi_{opt} = 0,182 + 4,96 \chi' - 4,56 \chi''$
2	Переднепривод- ная	0,34...0,42	$\varphi_{opt} = 0,232 + 3,625 \chi'' - 3,375 \chi'$
3.	Классическая	0,40...0,52 3,5	$\varphi_{opt} = 0,278 + 2,47 \chi'' - 2,33 \chi'$
4	Заднемоторная	0,50...0,66	$\varphi_{opt} = 0,322 + 2,47 \chi'' - 1,494 \chi'$

В предварительных расчетах может быть принято распределение тормозных сил, при котором оптимальное торможение полностью груженого автомобиля приходится на $\varphi_0 = 0,5...0,55$.

I.3. Расчетные тормозные моменты

В проектном расчете тормозных механизмов определение их геометрических параметров ведется по моментам, обеспечивающим замедление торможения автомобиля на дороге с хорошим сцеплением ($\varphi'' = 0,8$) без блокирования колес.

Расчетный тормозной момент переднего тормозного механизма определяется по формуле

$$M_{T1}^{max} = G_a \varphi'' r_g \frac{b'' + \varphi'' h g}{2L} \quad (I.25)$$

где r_g — динамический радиус колеса.

Расчетный тормозной момент на колесах заднего моста, согласующий геометрические параметры заднего тормоза с выбранным распределением тормозных сил (φ_{opt}) и M_{T1}^{max} , находим следующим образом:

$$M_{T2}^{max} = M_{T1}^{max} \cdot \operatorname{tg} \Psi, \quad (I.26)$$

где

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{a'' - \varphi_{opt} h g}{b'' + \varphi_{opt} h g}.$$

Расчет тормозных механизмов по моментам (I.26) и (I.27) ведется при одинаковом давлении в приводе передних и задних тормозов $P_1 = P_2$ в интервале значений 8...10 МПа (80...100 кгс/см²). Поскольку после срабатывания регулятора $P_a < P_1$ (рис. I.7) величина тормозного момента (I.27) не достигается, а только обеспечивает требуемое постоянное соотношение тормозных сил на участке $\Psi \leq \Psi_{\text{опт}}$. Поэтому прочностные расчеты задних тормозов следует вести по моменту

$$M_{T2} = G_a'' \varphi'' \gamma_g \frac{\alpha'' - \varphi'' h g}{L}. \quad (I.27)$$

При поверочных расчетах тормозных механизмов их геометрические параметры (обычно диаметры колесных цилиндров) должны быть скорректированы в соответствии с выбранным распределением тормозных сил $\operatorname{tg} \Psi = \operatorname{tg} \Psi(\varphi_{\text{опт}})$, для чего можно воспользоваться формулой (I.11).

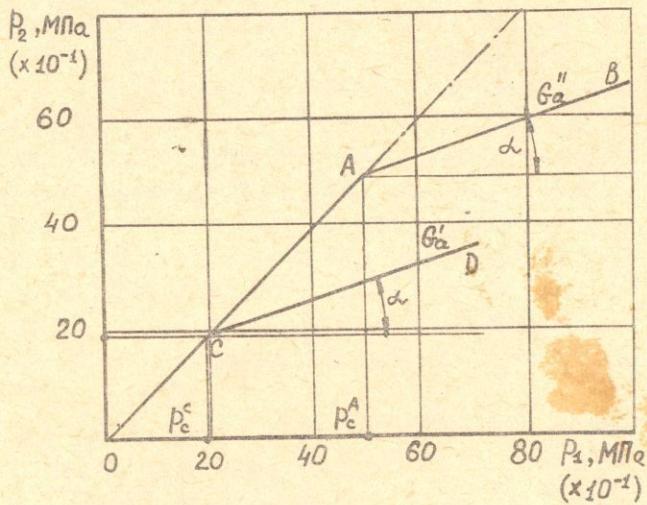


Рис. I.7. Характеристика регулятора тормозных сил

2. ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНОМУ УПРАВЛЕНИЮ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

При проектировании тормозной системы, проведении испытаний и доводочных работ необходимо выполнять требования, перечень и нормативы которых являются результатом многолетних исследований ученых, опыта работы коллективов автомобильных заводов, обширных данных, полученных при эксплуатации.

Требования к тормозным системам автомобилей, к методам их испытаний и нормативы эффективности действия изложены в специальных документах, например, в правилах IZ ЕЭК ООН, в стандартах Швеции F-18, США FMVSS - 105A и 121. В нашей стране действует отраслевой стандарт ОСТ 37.001.016-70 [10], требования которого по ряду позиций более строгие, чем правила IZ и стандарты Швеции и США (табл.2.1).

Выполнение требований стандартов обязательно для всех новых или модернизируемых автомобилей. На автомобилях, предназначенных для экспорта, кроме отечественного отраслевого стандарта, необходимо соблюдение стандарта страны-потребителя.

В соответствии с ОСТ 37.001.016-70 легковые автомобили должны быть оборудованы тремя тормозными системами: рабочей, запасной, которая должна вступать в действие при отказе рабочей, и стояночной. В этих системах допускается применение общих элементов, обычно тормозных механизмов. Однако в любом случае на автомобиле должно быть менее двух органов управления. Запасная тормозная система выполняется обычно в виде контуров рабочей системы и имеет общие с ней тормозные механизмы, привод и орган управления.

2.1. Требования к рабочей тормозной системе

Рабочая тормозная система должна плавно действовать на все колеса автомобиля, рационально распределять тормозной момент между мостами и обеспечивать высокую эффективность торможения для трех тепловых режимов тормозных механизмов [10] :

типа 0 - холодного;

типа I - нагретого по специальному циклу;

типа II - нагретого притормаживанием при движении на затяжном спуске.

Таблица 2.1.

Сравнительная таблица нормативных требований
национальных стандартов к тормозным системам
легковых автомобилей

Перечень требований	Правило ГЭ СССР ОСТ ЕЭК ООН 37.001.016-70	Швеция F = 18	США FMVSS-105
Наличие раздельного контура	1	5	5
Установка регулятора тормозной силы	Да	Да	Да
Установка противоблокировочной системы	-	-	-
Условие проведения испытаний	Дорожное покрытие	с хорошим цеплением	с хорошим цеплением
испытаний рабочей тормозной системы	Масса автомобиля при испытаниях	только с водителем и полным грузом	и частичная загрузка
Скорость, км/ч	80	80	80
Требования к устойчивости автомобиля	передние блокируются раньше задних; без отклонения от курса	коридор не более 3,5 м;	при замедлении без отклонения 0,6 м; при замедлении более 0,6 м - опережающее блокирование передних колес

Продолжение таблицы 2.1.

Эффектив- ность стой- ночного тормоза	Тормозной путь, м (не более)	$\sqrt{10} + \sqrt{\frac{V^2}{150}}$	43,2	4	5
Эффектив- ность ру- бочей тор- мозной сис- темы	Эквивалентные замедления (не менее)	0,59 g	7,0 m/c^2	0,59 g	-
	Усилие на педали, Н (не более)	500	500	500	544
Эффектив- ность ава- рийной тор- мозной сис- темы	Тормозной путь, м (не более)	$\sqrt{10} + \sqrt{\frac{V^2}{75}}$	90, I	-	I3I
	Эквивалентные замедления (не более)	0,295 g	3,0 m/c^2	0,295 g	-
	Усилие на органе управления [*] (не более)	500/400	500/400	500/400	680
Эффектив- ность сто- йки	Уклон, %	18	25	16	30, время 5 мин.
	Усилие на рычаге, Н (не более)	400	400	400	408
	Усилие на педали, Н (не более)	500	500	500	567

* - числитель - усилие на педали;

- знаменатель - усилие на рычаге.

Испытанию подвергается полностью загруженный автомобиль на дороге с хорошим сцеплением (табл.2.1).

Таблица 2.2.

Нормы эффективности рабочей тормозной системы легковых автомобилей

Тип автомобиля	Начальная скорость V ₀ , $\frac{\text{км}}{\text{ч}}$	Усилие на педаль торможения P_{ped} H (не более)	Вид испытаний	Тормозной путь S _t , м	Установившееся замедление $j_t^{\text{уст}}$, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$
Легковой и микроавтобус вместимостью не более 8 мест	80	500	Тип 0	43,2	7,0
			Тип I	54,0	5,4
			Тип II	57,5	5,0

2.2. Требования к запасной тормозной системе

Запасная тормозная система должна обеспечивать остановку автомобиля в случае выхода из строя рабочей тормозной системы при условии, что в ней не более одного отказа. Запасной тормозной системой может быть как специальная автономная система, так и контуры рабочей или стояночной. Орган управления может быть независимым или общим с рабочей или стояночной тормозной системой.

Таблица 2.3.

Нормативы эффективности запасной тормозной системы [10]

Тип автомобиля	Начальная скорость торможения V ₀ , $\frac{\text{км}}{\text{ч}}$	Усилие на органе управления торможения $P_{u,H}$ (не более) ручной ножной	Тормозной путь S _t , м	Установившееся замедление $j_t^{\text{уст}}$, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$
Легковой и микроавтобус вместимостью не более 8 мест	80	400 500	90,1	3,0

2.3. Требования к стояночной тормозной системе

Стояночная тормозная система обеспечивает неподвижность автомобиля на уклоне даже при отсутствии водителя. Её управление должно быть с рабочего места водителя, а орган управления и привод - независимыми от рабочей тормозной системы.

Эффективность стояночной тормозной силы выбирается такой, чтобы суммарная тормозная сила была не менее 24% полной массы автомобиля. Испытание проводится на уклоне не менее 25% при направлении автомобиля вверх и вниз по уклону с отсоединением двигателя от трансмиссии. Предписанную эффективность следует получить при усилии на органе управления: ручном - не более 400 Н, ногном - 500 Н.

2.4. Требования к системам сигнализации аварийного состояния и контроля тормозного управления

Согласно отечественным регламентирующим документам [10,11] тормозное управление современных автомобилей должно иметь элементы, обеспечивающие сигнализацию аварийного состояния рабочей тормозной системы, т.е. автоматическое оповещение и контроль рабочей тормозной системы, заключающейся в возможности проверки водителем в любой момент времени.

3. ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

3.1. Основные типы тормозов

Рабочие и стоячные тормозные механизмы выполняются фрикционными барабанного или дискового типа. Основными элементами таких тормозов являются фрикционная пара, разжимное устройство и регулятор зазора пары трения.

На автомобилях применяется несколько разновидностей барабанных тормозных механизмов (табл. 3.1).

Таблица 3.1.

Типы тормозных механизмов

Типы тормозных механизмов

Тип тормоза	Степень самоуси-лнения	Схема		Тормоз
		с фиксированными опорами колодок	с "изгибющими" опорами	
Барабанные	С рабочими привод-ными силами	С малым самоуси-лнением в обоих направлениях		
	С разнесенными опорами	Со средним самоуси-лнением в од-ном направлении		
	С сервоб-действием	С большим самоуси-лнением в одном направлении		
Дисковые	—	без самоуси-лнения		—

Барабанные тормозные механизмы обладают самоусиленiem, величина которого колеблется в интервале 1,2...1,4 для тормозов с равными разжимными силами (малым самоусиленiem); 1,8...2,2 - с разнесенными опорами (средним самоусиленiem) и 4...4,5 - с серводействием (большим самоусиленiem).

В качестве дисковых в основном используются открытые двухколодочные механизмы без самоусиления. Применение на легковых автомобилях дисковых тормозов в настоящее время стало почти обязательным, однако не всегда дисковый тормоз устанавливается на задних колесах. Широкое распространение получила комбинированная система, в которой передние колеса снабжены дисковыми, а задние - барабанными тормозными механизмами.

Необходимость поглощения большого количества энергии и быстрого его рассеяния, подверженность воздействию дорожных и атмосферных факторов, работа в условиях высоких и переменных нагрузок и скоростей движения требуют от тормозных механизмов повышенной эффективности действия и достаточной энергоемкости, стабильности тормозного момента при изменениях внешних условий, высокой конструктивной надежности и долговечности трущихся пар, плавности действия, отсутствия вибрации и шума.

3.2. Расчет барабанных тормозных механизмов

Барабанные тормоза автомобилей изготавливают с внутренним расположением двух колодок. Колодки устанавливаются на фиксированной оси или свободно опираются на плоскую базу.

Опорный конец колодки может располагаться по ходу вращения барабана - самоподжимная колодка или против - самоотжимная. Для первой колодки момент сил трения одного знака с моментом приводной силы P^1 , для второй - разного знака.

Тормозной момент на одной колодке определим, рассмотрев силы, действующие на самоподжимную колодку с фиксированной опорой (рис.3.1).

Выделим на трения накладке (рис.3.1а) элементарную площадку с углом α от оси xx' . Со стороны барабана на эту площадку действуют нормальная dN и касательная dT силы:

$$dN = q \cdot b \cdot z_s \cdot d\alpha; \quad dT = dN \cdot \mu = q \cdot b \cdot z_s \cdot \mu d\alpha,$$

где q - удельное давление, b - ширина накладки,

μ - коэффициент трения.

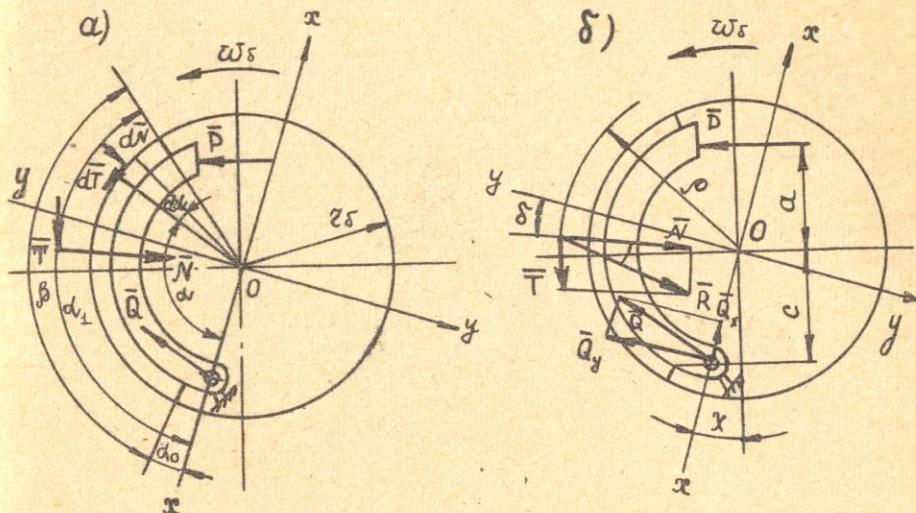


Рис.3.1. Схема сил, действующих на тормозную колодку

Учитывая, что элементарная касательная сила dT создает момент $dM_T = dT r_\delta$, тормозной момент, развиваемый одной накладкой,

$$M_T = \int_0^L dM_T = M \cdot b r_\delta \int_0^L q \cdot da.$$

Суммированием элементарных сил dN и dT в равнодействующие M и $N = \sqrt{M^2 + P^2}$ определяют тормозной момент

$$M_T = M\rho = N\rho, \quad (3.1)$$

где ρ — приведенный радиус трения.

В этом случае задача определения M_T сводится к нахождению N и ρ .

Представим вначале проекции элементарной силы dN на оси x и y в виде уравнений:

$$dN_x = dN \cos \alpha = b r_\delta q \cos \alpha da,$$

$$dN_y = dN \sin \alpha = b r_\delta q \sin \alpha da.$$

Затем интегрированием этих функций по длине накладки получаем проекции суммированных сил:

$$N_x = b r_\delta \int_0^L q \cos \alpha da,$$

$$N_y = b \cdot r_\delta \int_0^L q \sin \alpha da$$

и равнодействующую $\bar{N} = \bar{N}_x + \bar{N}_y$ или $N = \sqrt{N_x^2 + N_y^2}$. Угол δ , определяющий направление действия силы N по отношению к оси yy (рис. 3.1б), находится в виде отношения

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{N_x}{N_y},$$

а приведенный радиус трения -

$$p = \frac{M_T}{\mu \cdot N}.$$

При расчетах барабанных тормозов распределение удельных давлений часто принимают постоянными: $q = q_0 = \text{const}$ [12]. В этом случае тормозной момент на колодке

$$M_T = \mu \cdot b \cdot 2\pi q_0 \int dd = \mu \cdot b \cdot 2\pi q_0 \beta, \quad (3.2)$$

проекции нормальной суммарной силы N

$$N_x = q_0 \cdot b \cdot 2\pi (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0),$$

$$N_y = q_0 \cdot b \cdot 2\pi (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1).$$

Модуль нормальной силы определяется из выражения

$$N = q_0 \cdot b \cdot 2\pi \sqrt{(\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)^2 + (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)^2}, \quad (3.3)$$

приведенный радиус трения

$$p = \frac{\beta \cdot 2\pi}{\sqrt{(\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)^2 + (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)^2}}, \quad (3.4)$$

а угол между нормальной силой N и осью yy из

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0}{\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}. \quad (3.5)$$

Для установления связи между тормозным моментом M_T и приводной силой составим уравнения равновесия самоотжимной колодки (рис. 3.1б):

$$P_a + M \cdot N \cdot p - Q_y \cdot \frac{c}{\cos \alpha} = 0,$$

$$- P \cos \alpha + N \cdot \cos \delta + N \mu \sin \delta - Q_y = 0,$$

где Q_y - проекция опорной реакции Q на оси yy .

Решив эту систему уравнений относительно N с учетом $M_T = \mu N p$, определим тормозной момент на самоподжимной колодке:

$$M_T = \frac{P(a+c) \mu p}{\frac{c}{\cos \alpha} (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu p} \quad (3.6)$$

В такой же последовательности получим тормозной момент, создаваемый самоотжимной колодкой:

$$M_T = \frac{\mu P(a+c)\rho}{\frac{c}{\cos \delta}(\cos \delta + \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (3.7)$$

Тормозной момент механизма в целом определяется сочетанием колодок. При двух самоподжимных колодках он равен удвоенному моменту, определяемому по формуле (3.6). Если тормозной механизм изготовлен в виде одной самоподжимной и другой - самоотжимной колодок, то создаваемый ими тормозной момент будет складываться из суммы моментов, определяемых по формулам (3.6) и (3.7).

Приведенный радиус ρ и угол δ определяются из выражений (3.4) и (3.5).

Для тормозных механизмов с серводействием, у которых одна колодка шарнирно соединена с другой (рис.3.2), тормозной момент на самоподжимной колодке определяется из выражения (3.6):

$$M'_T = \frac{\mu P(c+d)\rho}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}, \quad (3.8)$$

а на самоотжимной с учетом воздействия на неё первой колодки [II]

$$M''_T = \frac{\mu P(a-d) + Q(a+c)\mu}{a(\cos \delta + \mu \sin \delta) + \mu \rho}, \quad (3.9)$$

где $Q = \frac{[c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho] \cdot d + \mu(c+d)\rho}{c[c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho]}$.

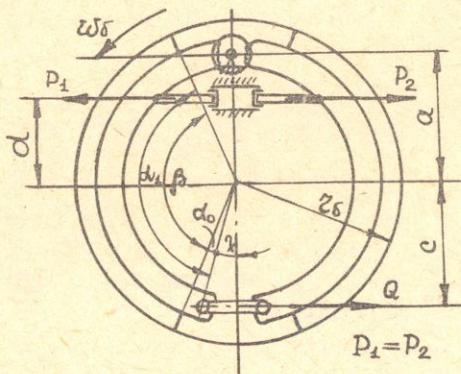


Рис.3.2. Тормозной механизм с серводействием

Общий тормозной момент на обеих колодках:

$$M_T = M_T' + M_T'', \quad (3.10)$$

Из выражений (3.4)–(3.6) следует, что эффективность тормозного момента зависит не только от величины приводной силы P и радиуса барабана R_s , но и от угла охвата накладок β , их расположения на колодке (координата α_0), коэффициента трения μ и других факторов.

На величину тормозного момента влияет способ закрепления колодки на опоре. Для определения тормозного момента механизма с "плавающими" опорами можно воспользоваться графоаналитическим методом [13], сущность которого состоит в том, что по известной величине и направлению приводной силы P , направлению реакций опор Q определяют величину и направление суммарной силы реакции барабана на колодку R (рис. 3.3).

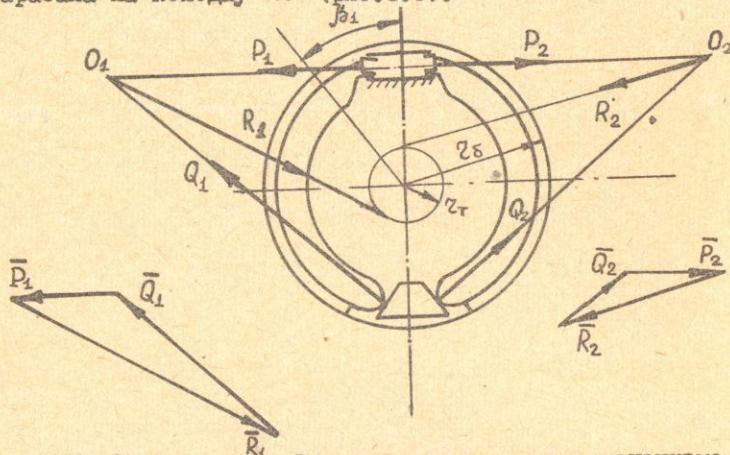


Рис. 3.3. Схема сил, действующих в тормозном механизме с "плавающими" опорами

Для определения направления действия сил \bar{R}_1 и \bar{R}_2 продолжают линии действия сил \bar{P}_1 и \bar{P}_2 , \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 до пересечения соотвественно в точках O_1 и O_2 . Затем из этих точек проводят касательные линии к окружности радиуса R_t , величина которого ориентировочно может быть определена по формуле

$$R_t = K R_s \cdot \sin \theta, \quad (3.11)$$

где $K = 1,14 \dots 1,18$; θ – угол трения из соотношения $\operatorname{tg} \theta = \mu$.

Для определения значения сил R_1 и R_2 графическим способом строят силовые треугольники: из концов векторов P_1 и P_2 проводят прямые, параллельные линии действия \bar{R}_1 и \bar{R}_2 , до пересечения с прямыми, параллельными Q_1 и Q_2 . Точка их пересечения определит границы векторов \bar{R}_1 и \bar{R}_2 , \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 .

Определив с помощью масштаба сил значения R_1 и R_2 , находят тормозные моменты

$$\begin{aligned} M_T^1 &= R_1 \cdot 2_T, \\ M_T^2 &= R_2 \cdot 2_T, \\ M_T &= M_T^1 + M_T^2. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Результат этот может быть уточнен определением коэффициента [13] :

$$K = \frac{\beta \cdot \sin \psi}{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}, \quad (3.13)$$

где β - угол охвата накладки;

ψ - угол между нормальной силой N и вертикальной осью тормоза, $\psi = 90^\circ - \delta$;

β , - угол, определяющий расположение накладок по отношению к вертикальной оси тормоза (рис. 3.3).

Аналогичным способом может быть определен тормозной момент механизма с двумя самоподжимными колодками, имеющими "плавающие" опоры.

3.3. Конструкция барабанных тормозов

Тормозной механизм с односторонним расположением фиксированных опор (рис. 3.4) имеет по одной самоподжимной и самоотжимной колодке, приматие которых к барабану происходит поршнями одного цилиндра. Неодинаковая величина сил воздействия барабана с колодками (рис. 3.4, $R_1 > R_2$) обуславливает наличие в таком тормозе внешней силы, нагружающей подшипники колеса, и различную энергонаруженность накладок, поэтому в конструкции таких тормозов углы охвата накладок иногда не совпадают: например, на автомобиле ГАЗ-24 передняя колодка имеет $\beta' = 131^\circ$, задняя $\beta'' = 85^\circ$. Для обеспечения взаимозаменяемости колодок тормозов передних и задних колес эти углы выбирают одинаковыми (автомобили ЗАЗ-968, "Москвич-412" и др.).

Барабанные механизмы с односторонним расположением опор обладают одинаковой эффективностью действия при движении в обоих направлениях, что обусловило их применение на задних колесах с одновременным использованием в качестве стояночного тормоза (автомобили ГАЗ-24, ЗАЗ-968, ВАЗ-2101 и др.).

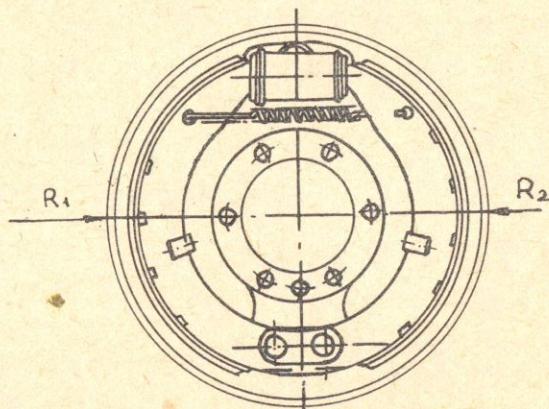


Рис. 3.4. Барабанный тормоз с односторонним расположением опор фиксированного типа

Тормозной механизм с разнесенными опорами (рис.3.5) относят к тормозам со средним самоусилением. При движении вперед колодки такого тормозного механизма обе самоподжимные, поэтому его эффективность несколько выше эффективности тормоза с равными приводными силами. Снижение эффективности при движении задним ходом и наличие двух разнесенных приводных устройств исключают использование такого механизма в качестве стояночного. Вместе с тем равенство моментов колодок, одинаковая энергонагруженность и износ накладок, достаточно высокая степень самоусиления определили применение таких механизмов на передних колесах многих автомобилей (ГАЗ-24, "Москвич-412", ЗАЗ-968 и др.).

Тормозные механизмы с малым и средним самоусилением часто используются с "плавающими" колодками (рис.3.6) и (3.7), которые свободно опираются на площадки, расположенные под углом 0...7° к вертикальной оси механизма. Такие колодки самоустанавливаются относительно барабана, обеспечивая лучшее прилегание накладки и более равномерный её износ. Среди достоинств такой конструкции отмечается [1,2] также меньшая чувствительность к изменениям коэф-

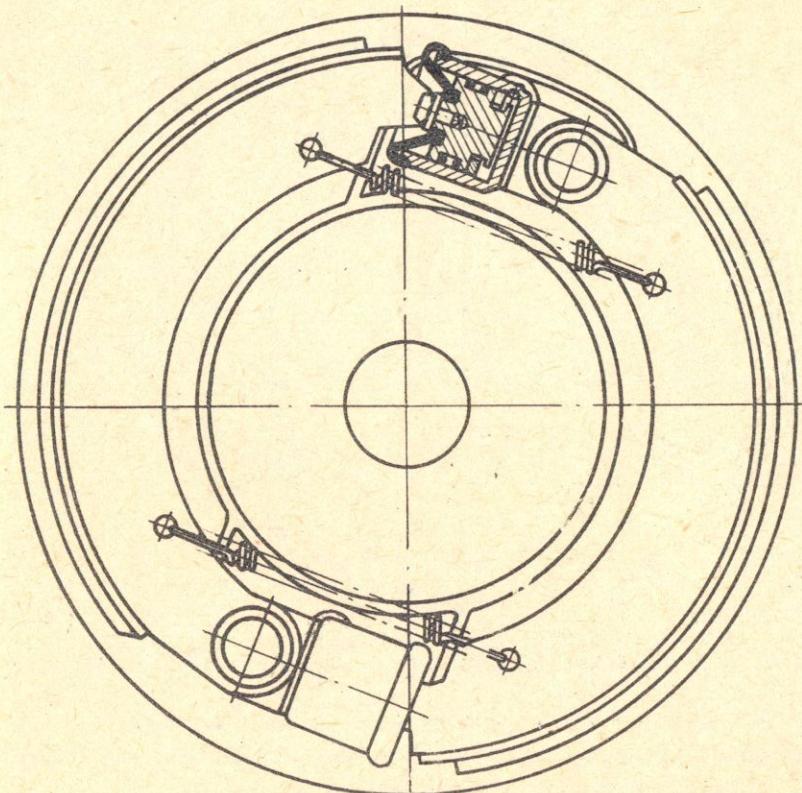


Рис. 3.5. Барабанный тормозной механизм с разнесенными фиксированными опорами (передний тормоз автомобиля ГАЗ-24)

фициента трения фрикционной пары. При конструировании тормозного механизма с "плавающими" колодками следует иметь в виду, что угол наклона опоры должен быть выбран таким, чтобы сохранялась возможность самовозвращения колодок в исходное положение.

Каждая из колодок такого тормоза (рис. 3.7) свободно опирается на поршень одного цилиндра 2 и специальную площадку 3 другого, а прижатие осуществляется с помощью стяжных пружин 4.

В некоторых конструкциях тормозных механизмов для создания эффекта серводействия колодки шарнирно соединяют между собой, что обеспечивает воздействие одной колодки на другую. В зависимости от расположения опор тормоз может обладать серводействием в одном направлении вращения барабана или в обоих. Тормозные

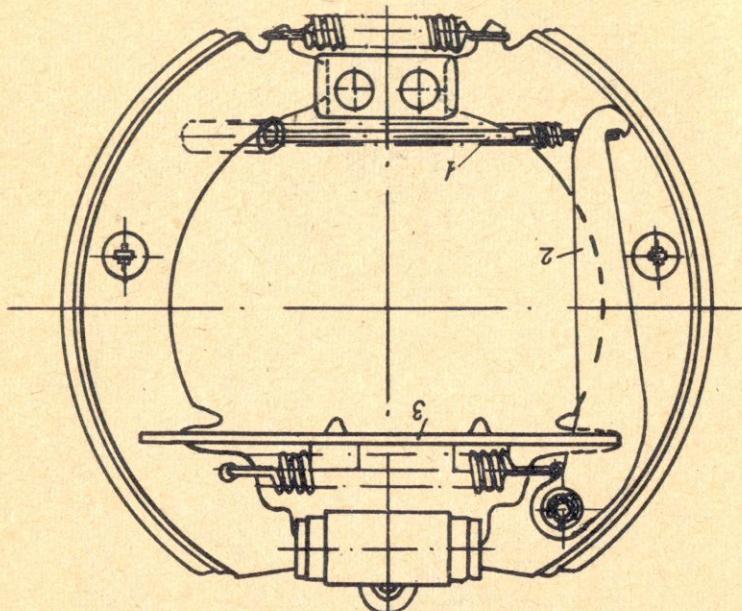


Рис.3.6. Барабанный тормозной механизм с подвижными опорами (задний тормоз автомобиля БАЗ-2101).

механизмы с большим самоусищением чаще всего применяются на большегрузных грузовых автомобилях с пневмогидравлическим приводом и реже - на легковых высокого класса (ЗИЛ-III).

Конструкция тормозного механизма задних колес автомобиля ЗИЛ-III, обладающего серводействием в обоих направлениях, приведена на рис.3.8. На колодки I и 2 действуют поршни гидроцилиндра 3, к которым они поджаты пружинами 6, закрепленными на опоре 4. В свою очередь, колодка I (самоподжимная) передает усилие через толкатель 5 на колодку 2. Постоянство контакта с толкателем обеспечивается пружиной 7.

Все рассмотренные тормозные механизмы барабанного типа устанавливаются, как правило, в колесах. Применение их в качестве трансмиссионного на легковых автомобилях сокращается.

Важнейшим элементом барабанного тормозного механизма, определяющим его эффективность и стабильность, является трениянная пара - тормозной барабан и трениянные накладки. Особенность работы этого механизма в том, что вследствие низкой теплопроводности накладок около 95% выделяемого при торможении тепла поглощается барабаном, температура которого в особенно напряженных

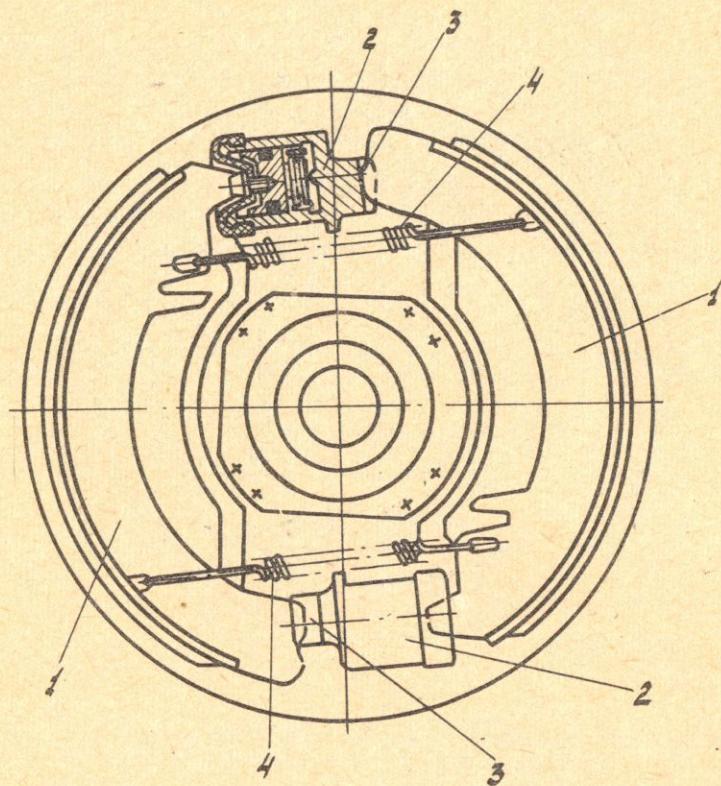


Рис.3.7. Барабанный тормозной механизм с разнесенными "плавающими" опорами (передний тормоз автомобиля "Москвич-412")

условиях может достигать 250...300°C [5]. Учитывая периодическое воздействие на барабан со стороны колодок и необходимость обеспечения гарантированной прочности, в конструкции чугунного барабана предусматривают ребра жесткости и увеличенную поверхность охлаждения. Для снижения массы и улучшения теплообмена применяют комбинированные барабаны, т.е. изготовленные из двух неоднородных материалов. Так, барабан заднего тормоза автомобилей ВАЗ отлит из алюминиевого сплава, внутрь которого залито чугунное кольцо, являющееся рабочей поверхностью (зеркалом); чугунный барабан тормозов автомобиля "Москвич-412" имеет алюминиевый диск.

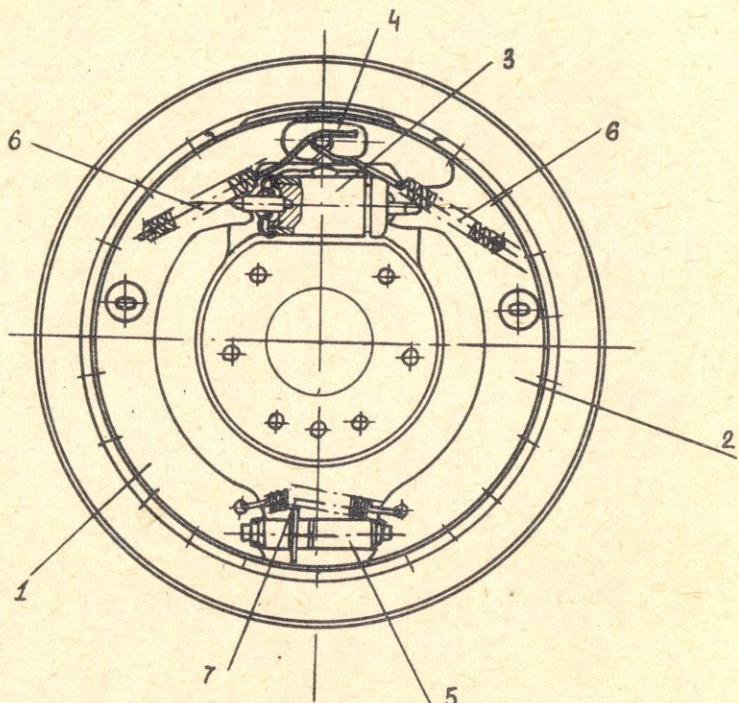


Рис.3.8. Барабанный тормоз с серводействием
(задний тормозной механизм автомобиля
ЗИЛ-III)

Для обеспечения более равномерного износа фрикционной пары тормозные барабаны и колодки, а также их опоры должны обладать высокой жесткостью. В качестве материала для барабанов применяют легированные чугуны с присадками меди, никеля и молибдена, а также термитный чугун.

Регуляторы зазора тормозных механизмов

Износ в процессе эксплуатации накладок и барабана влечет за собой увеличение между ними зазора в расторможенном состоянии, что приводит к запаздыванию срабатывания тормоза, увеличению хода педали, перерасходу жидкости, вследствие чего возможен отказ тормозной системы.

Во избежание подобных явлений для регулировки зазора тормозные механизмы современных легковых автомобилей оборудованы автоматическими устройствами, принцип действия которых состоит в

ограничении обратного хода колодок при растормаживании, если их ход из-за увеличенного зазора превышает установленную величину. Автоматические регуляторы встраиваются в колесные цилиндры или устанавливаются непосредственно на колодку.

Вынесенный на колодку регулятор зазора фрикционного типа (рис.3.9) состоит из двух шайб 3, сжимающих ребро колодки 1 под действием пружины 7. В отверстии ребра колодки с большим зазором расположена резьбовая втулка 4 на пальце 5, приваренном к суппорту тормоза 6.

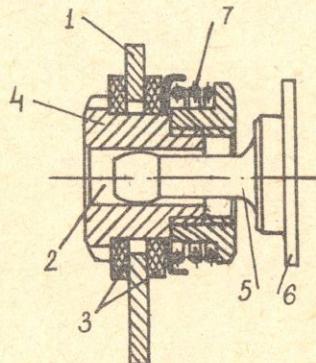


Рис. 3.9. Автоматический регулятор зазора, вынесенный на колодку

Сила пружины 7 такова, что под действием поршней колесного цилиндра колодка может перемещаться относительно втулки 4 в пределах овального отверстия в ребре. Усилия стяжных пружин тормозных колодок недостаточно для смещения их относительно шайб 3 и втулки 4. Втулка 4 установлена на оси 5 с зазором, на величину которого перемещается колодка при торможении. В процессе торможения колодки смещаются относительно втулки 4, компенсируя износ; при растормаживании колодки стяжными пружинами смещаются только на величину зазора между втулкой 4 и осью 5.

Встроенный в колесный цилиндр ограничитель обратного хода представляет собой разрезное упругое кольцо, запрессованное в цилиндр с усилием около 600 н (60 кгс). Кольцо может быть установлено в его паз (рис.3.10а) или навернуто на поршень своей резьбовой частью (рис.3.10б). Предусмотренный зазор δ между торцами паза поршня и кольца обеспечивает осевое перемещение

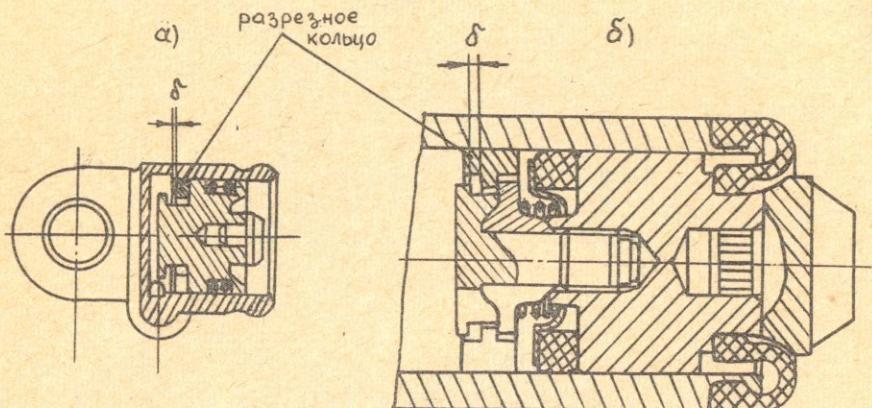


Рис.3.10. Автоматический регулятор зазора, встроенный в цилиндр: а) автомобиль ГАЗ-24, б) автомобиль ВАЗ-2105

поршня относительно кольца на заданную величину ($1\dots 2$ мм). При увеличенном зазоре между барабаном и накладками поршень перемещается вместе с упругим кольцом. Обратное смещение кольца на величину больше зазора невозможно, поскольку для этого недостаточно усилие стяжных пружин.

При проектировании тормозного механизма и его регулятора величину зазора в сопряжении кольца с поршнем следует выбирать в соответствии с перемещением колодки, зазором между накладкой и барабаном, упругой деформацией барабана и колодки, их тепловым расширением.

Рассмотренные устройства (рис.3.9, 3.10) обеспечивают бесступенчатое регулирование зазора. Следует отметить, что регуляторы, вынесенные на колодку, подвержены воздействию агрессивной среды и отказом в эксплуатации, поэтому их заменяют устройствами, встроенными в колесный цилиндр (автомобили ВАЗ).

Привод стояночного тормоза.

При использовании задних тормозов в качестве механизмов стояночной системы для управления дополнительно предусматривают механический привод. Один из наиболее распространенных конструктивных вариантов, применяемых на автомобилях ВАЗ, ГАЗ и др., приведен на рис.3.6. В них усилие от троса 1 через разводной рычаг 2 передается на одну из колодок, а на другую через передаточную планку 3.

На автомобилях ЗАЗ (рис.3.II) разводной рычаг 2 выходит за пределы тормозного щита 1, что затрудняет газезащиту механизма. При применении рычага 2 последующий воздействует непосредственно на колодку 5, а через палец 4 и передаточную планку - на колодку 6, прижимая их к барабану.

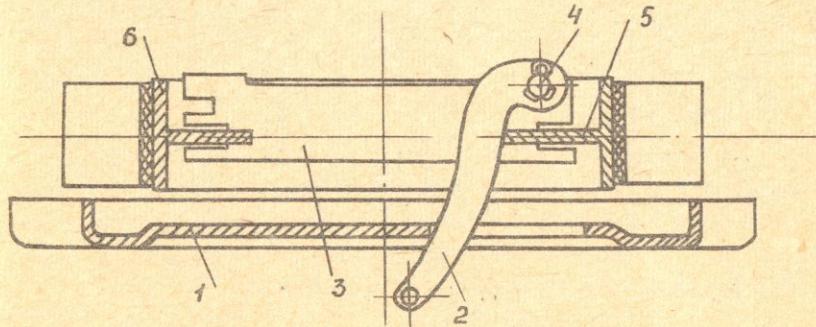


Рис. 3.II. Привод стояночного тормозного механизма автомобиля ЗАЗ

3.4. Расчет дисковых тормозов

Все известные конструкции дисковых тормозов по их расчету и протеканию рабочих процессов могут быть объединены в две группы:

1 - закрытые, с кольцевыми накладками;

2 - открытые, с колодками, частично перекрывающими поверхность диска.

Закрытые дисковые тормоза применяются обычно на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Такие механизмы выполняются со сплошными кольцевыми накладками и часто с шариковым разжимом, обеспечивающим серводействие.

При проектировании открытых дисковых тормозов необходимо выбрать конфигурацию трениянной поверхности накладки, её площадь или коэффициент взаимного перекрытия.

Дисковые тормоза открытого типа выполняются накладками разнообразной формы (рис.3.I2), зависящей от конструкции направляющего аппарата колодки.

Для определения тормозного момента могут быть приняты гипотезы:

I - постоянства удельного давления по всей площади накладки,
 $q = \text{const}$;

$q = \text{const}$ - постоянства суммарного износа по толщине колодки по всей площади, $q_2 = \text{const}$ (2 - радиальная координата).

Первое предположение справедливо для нового тормозного механизма, не прошедшего приработку. При $q = \text{const}$ зависимость между приводной силой P и удельным давлением определяется уравнением

$$q = \frac{P}{F_n}, \quad (3.14)$$

где F_n - площадь накладки.

Площадь накладки может быть выбрана по предельному значению удельного давления для дискового тормоза $q_{\max} = 4 \text{ МПа}$ [14] и расчетной приводной силы P (3.17). После выбора формы и радиусов R_1 и R_2 накладки её размеры ориентировочно могут быть определены по коэффициенту взаимного перекрытия:

$$K_p = \frac{F_n}{F_q}, \quad (3.15)$$

где F_q - площадь диска.

Для обеспечения низкого температурного режима рекомендуется [14] коэффициент перекрытия K_p выбирать в пределах $0,12\dots 0,16$.

В процессе торможения неизбежно произойдет нарушение постоянства давления по всей площади, так как элементарная мощность сил трения в контакте с учетом угловой скорости диска ω при $q = \text{const}$ увеличивается с увеличением радиуса контактных площадок dF :

$$dN = q dF \mu \omega r,$$

где μ - коэффициент трения;

$dF = dS \cdot dr$ - элементарная площадка (рис.3.13).

Исключая неравномерность износа накладок, можно допустить постоянство элементарной мощности сил трения вдоль радиуса R :

$$q_1 dF_m \omega R_1 = q_2 dF_m \omega R_2 = q_3 dF_m \omega R_3 = \dots = \text{const}.$$

Из равенства $q_1 R_1 = q_2 R_2 = q_3 R_3 = \dots = \text{const}$ следует, что удельное давление вдоль радиуса распределяется по гиперболическому закону $q = \frac{\text{const}}{r}$ (рис.3.13).

Зависимость между приводной силой и удельным давлением найдем интегрированием уравнения, составленного для накладки, выполненной в форме кольцевого сектора. На элементарной площадке dF эта зависимость $dP = q \cdot dS \cdot dr$, на элементарной пло-

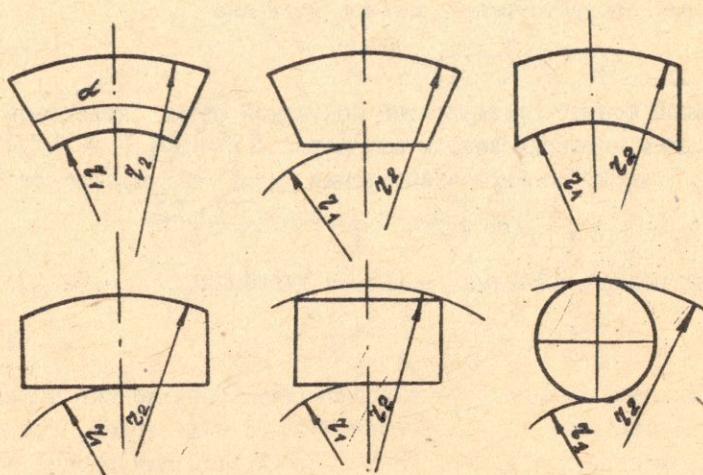


Рис. 3.12. Формы накладок открытого дискового тормоза

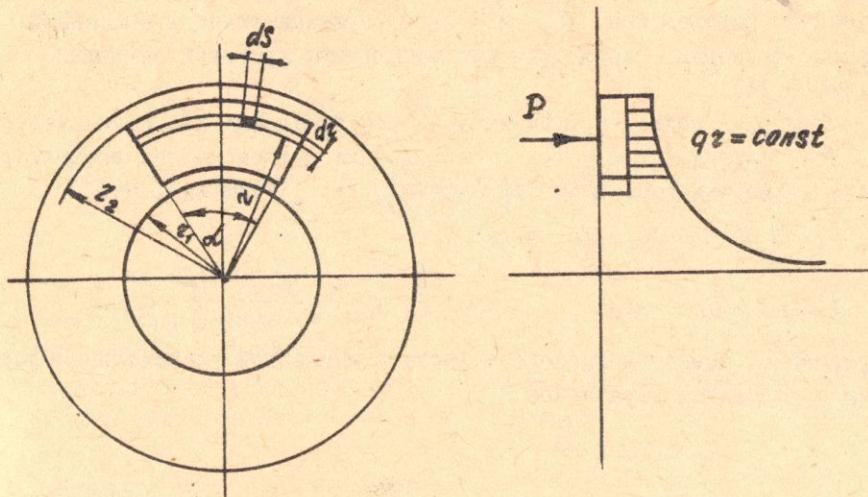


Рис. 3.13. Схема нагружения открытого дискового тормоза
щадке по всей дуге $d \cdot 2$:

$$dP = q \cdot r \cdot d \int_{z_1}^{z_2} dr = q \cdot r \cdot d (z_2 - z_1).$$

Принтегрировав функцию $\Delta P = q \cdot r \cdot d \cdot dr$, получаем значение приводной силы, действующей на всей накладке:

$$P = q \cdot r \cdot d \int_{z_1}^{z_2} dr \cdot q \cdot r \cdot d (z_2 - z_1).$$

Этой силе соответствует удельное давление

$$q = \frac{P}{2(z_2 - z_1) \pi} . \quad (3.16)$$

Тормозной момент, создаваемый накладкой формы "кольцевой сектор", определяем интегрированием выражения $dM_T = z q \mu \cdot d \cdot z \pi dz$

(z - число поверхностей трения диска) в пределах от z_1 до z_2

$$M_T = \int_{z_1}^{z_2} z q \pi \mu d \cdot z dz = q \pi \mu d \frac{z_2^2 - z_1^2}{2}$$

и подстановкой значения удельного давления: (3.16)

$$M_T = P \cdot \mu \cdot z \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} . \quad (3.17)$$

По конструктивным и технологическим соображениям накладка открытых дисковых тормозов выбирается в виде круга, прямоугольника с сегментом и т.д. (рис. 3.12). Аналитический расчет тормозных моментов таких тормозов затруднен. Рекомендуется [14] на стадии предварительных расчетов воспользоваться методом графоаналитического определения q и M_T применительно к выбранной форме накладки. Рассмотрим его на примере круговой накладки (рис. 3.14).

Круговую накладку расчленим на секториальные площадки высотой Δz с углом $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и т.д. Для каждой из них элементарная приводная сила $\Delta P_i = q_i z_i \Delta z d_i$. Учитывая, что

$q_i \cdot z_i = q \cdot z = \text{const}$, можно записать:

$$P = q z \Delta z \sum_{i=1}^n d_i \quad \text{или} \quad P = q \cdot z \frac{z_2 - z_1}{n} \sum_{i=1}^n d_i .$$

Тормозной момент дискового тормоза с накладкой произвольной формы определится выражением

$$M_T = z q \frac{z_2 - z_1}{n} \sum_{i=1}^n d_i R_i ,$$

где n - число выделенных секториальных площадок.

Связь между тормозным моментом и приводной силой описывается уравнением:

$$M_T = z \mu P \frac{\sum_{i=1}^n d_i R_i}{\sum_{i=1}^n d_i} . \quad (3.18)$$

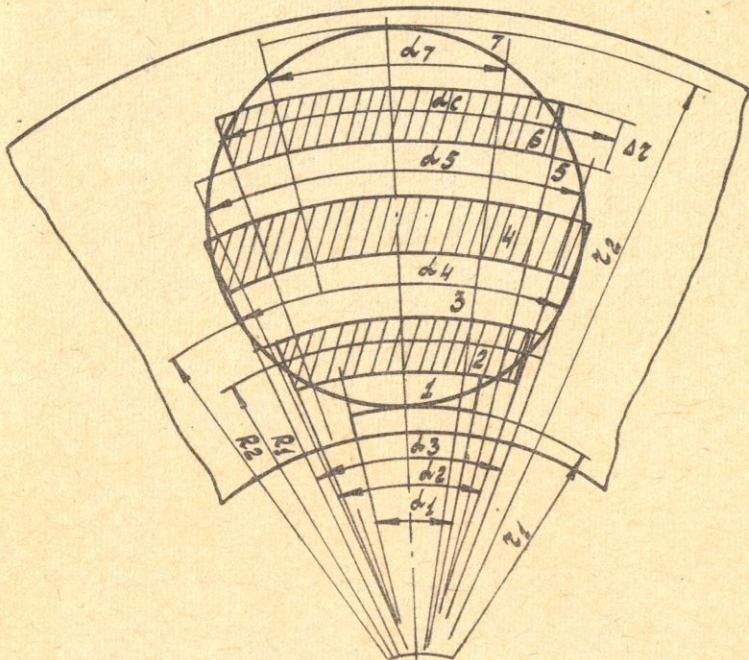
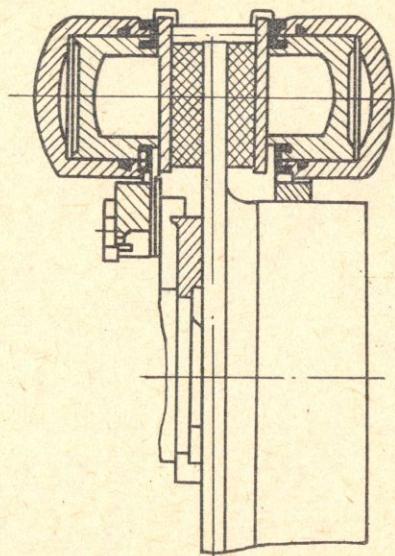


Рис.3.14. Расчетная схема дискового тормоза с круговой накладкой

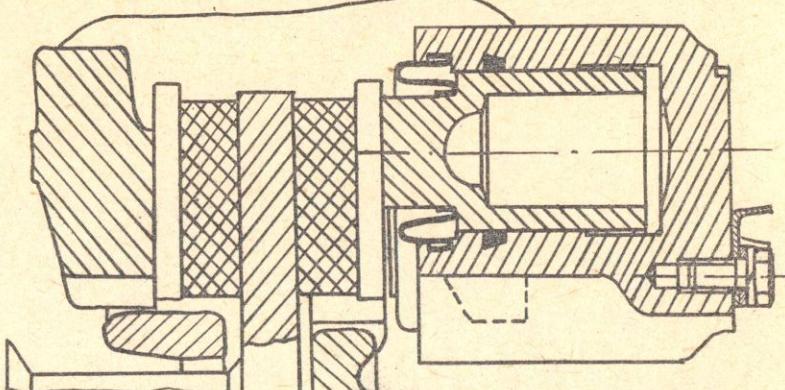
3.5. Дисковые тормозные механизмы

Важным классификационным признаком дискового тормоза является конструкция скобы, несущей и направляющей колодку с накладками. В соответствии с этим признаком дисковые тормоза разделяют на механизмы с фиксированной (рис.3.15) и "плавающей" (рис.3.16) скобой.

Фиксированные скобы выполняют с пазами, в которые устанавливаются колодки с накладками, что обеспечивает быстросъемность колодок при их замене. Скобы обычно изготавливаются неразъемными, с установкой необходимого количества съемных цилиндров, например, на автомобиле ВАЗ-2101 - двух. Иногда фиксированную скобу изготавливают разъемной, заодно с двумя или четырьмя гидроцилиндрами (рис.3.17). Болты, соединяющие половинки суппорта, располагают так, чтобы избежать их нагружения изгибающими моментами.



3.15. Дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой (автомобиль ВАЗ-2101)



3.16. Дисковый тормозной механизм с "плавающей" скобой автомобиля ВАЗ-2121

Стремление снизить массу и стоимость дискового тормоза привело к созданию конструкции с "плавающей" скобой. В таком тормозном механизме гидроцилиндр, выполненный заодно со скобой или отдельно, расположен с одной стороны диска (рис. 3.16). Скоба имеет возможность по специальным пазам перемещаться вдоль оси ци-

линдра. Одна из колодок прижимается к диску поршнем при подаче в цилиндр жидкости под давлением, другая - за счет перемещения скобы.

У тормоза с "плавающей" скобой цилиндр может быть выполнен заодно со скобой или крепиться к ней. Наличие в таком тормозе только одного цилиндра и поршня, выполнение скобы в виде единой детали, не имеющей разъема, обеспечивают снижение стоимости тормозной системы. Отсутствие внутренних каналов для подвода жидкости к цилиндрам уменьшает на 30...50°C нагрев тормозной жидкости, по сравнению тормозом с фиксированной скобой [5].

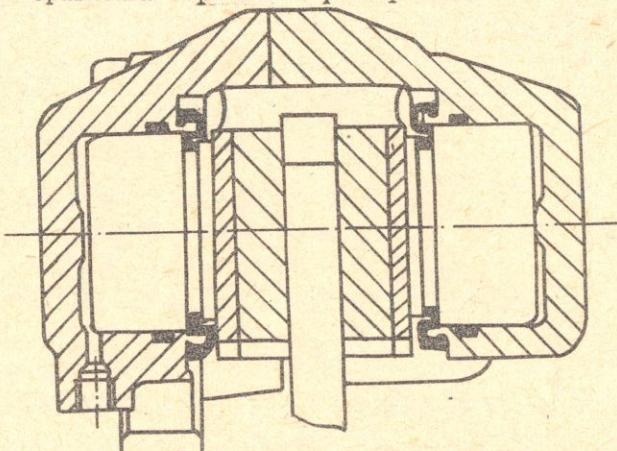


Рис. 3.17. Дисковый тормоз с разъемной скобой

"Слабым" местом дискового тормоза с "плавающей" скобой является подверженность подвижного соединения абразивному износу и коррозии, вызывающим снижение эффективности торможения и вибрацию, что определило большее распространение тормозов с фиксированной скобой.

Стремление уменьшить влияние агрессивной среды на работоспособность тормоза с подвижной скобой привело к разработке дискового тормоза с поворачивающейся скобой (рис. 3.18). Одна колодка такого тормоза прижимается к диску поршнем, другая - поворотом силовой плиты вокруг оси шарнира. Простота и технологичность конструкции тормоза с поворачивающейся скобой привлекли к нему внимание многих специалистов. К недостаткам такого механизма следует отнести неравномерность износа трения накладок и поэтому неполное их использование.

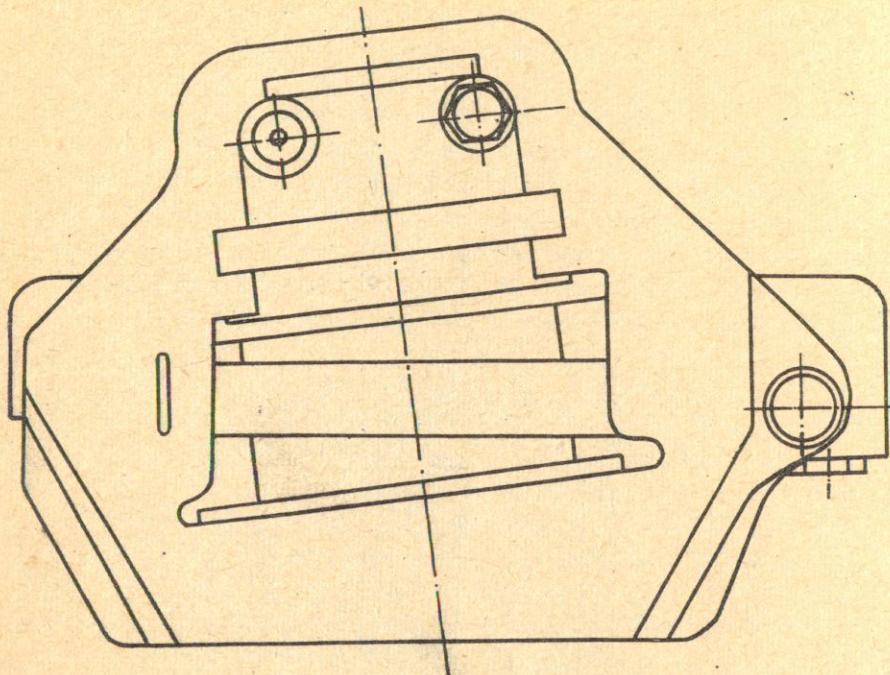


Рис.3.18. Дисковый тормоз с поворачивающейся скобой

Вследствие большей энергонагруженности даже при единичном торможении, температура диска достигает 150...500°C, а при многократном и того более [2], что предъявляет особые требования как к материалу накладок, так и к конструкции и материалу диска. Тормозные диски изготавливают из чугуна сплошными, толщиной 8...13 мм или вентилируемыми, толщиной 16...25 мм [5]. Применение вентилируемых тормозных дисков, имеющих радиальные сверления, обеспечивает снижение термической напряженности диска, предотвращает его коробление.

К тормозному диску предъявляются высокие требования с точки зрения его геометрической точности (плоскости и перпендикулярности к оси колеса) и чистоты обработки. Отклонение от nominalной толщины диска, непараллельность его рабочих и установочных поверхностей допускается не более 0,017...0,020 мм, а величина бокового бieniaия диска - не более 0,05 мм [15].

Поршни гидроцилиндров изготавливают сплошными или в виде полых стаканов, а иногда ступенчатыми с посадкой по двум диаметрам. Полые поршни обращают к колодке открытой стороной, что уменьшает нагрев жидкости. Считается [15] перспективной конструкция поршня, формованного из фенопласта, армированного стекловолокном.

Автоматическая регулировка зазора между диском и накладными осуществляется за счет упругости резиновой уплотнительной манжеты, установленной в корпусе цилиндра. Сохранение некоторой напряженности кольца в осевом направлении обеспечивает отвод поршней от колодок на 0,05...0,08 мм [2]. За счет биения диска настолько же отходят колодки.

Сложнее решается задача совмещения функций колесных дисковых тормозных механизмов и стояночных тормозов, что, наряду с подверженностью повышенному загрязнению и износу, сдерживало до недавнего времени установку их на задние колеса.

Первой, наиболее простой конструкцией стояночного дискового тормоза было его исполнение в виде дополнительного защемляющего устройства с механическим приводом.

Западногерманская фирма *B M W*, выполнив достаточно глубоким колодкам диска заднего тормоза, разместила в нем барабанный стояночный тормоз. Но такая конструкция оправдала себя на легковых автомобилях высокого класса.

Наиболее перспективной для массового легкового автомобиля является конструкция, совмещающая механический привод стояночного тормоза с гидравлическим приводом рабочего [15]. Однако она более применима в тормозных механизмах с "плавающей" скобой.

В качестве приводных устройств используются эксцентриковые разжимы (рис.3.19), механизмы с расклинивающими шариками (рис. 3.20), с винтовым разжимом (рис.3.21), типа "ползун и кривошип" и т.д. Из названных схем приводных устройств отдается предпочтение [15] шариковому. Подбором профиля наклонных канавок (рис.3.22) может быть получено сочетание быстрого начального перемещения скобы в начале хода, когда происходит выбор зазоров в тормозе, с повышенным передаточным отношением в конце хода, обеспечивающим высокие силы прижатия.

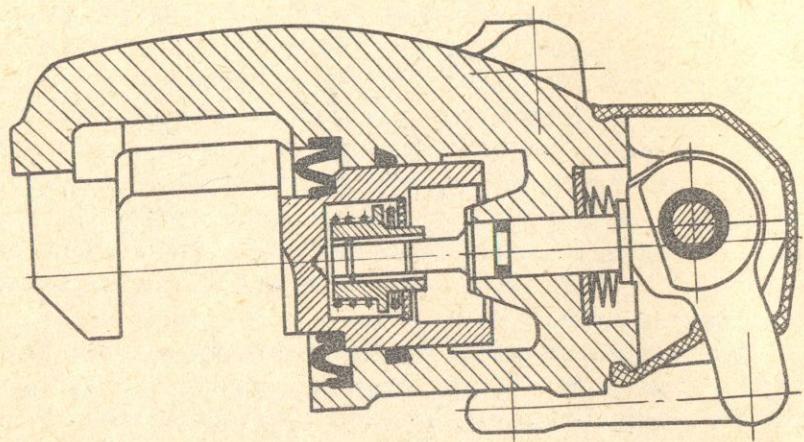


Рис.3.19. Привод стояночного тормоза с эксцентриковым разжимом

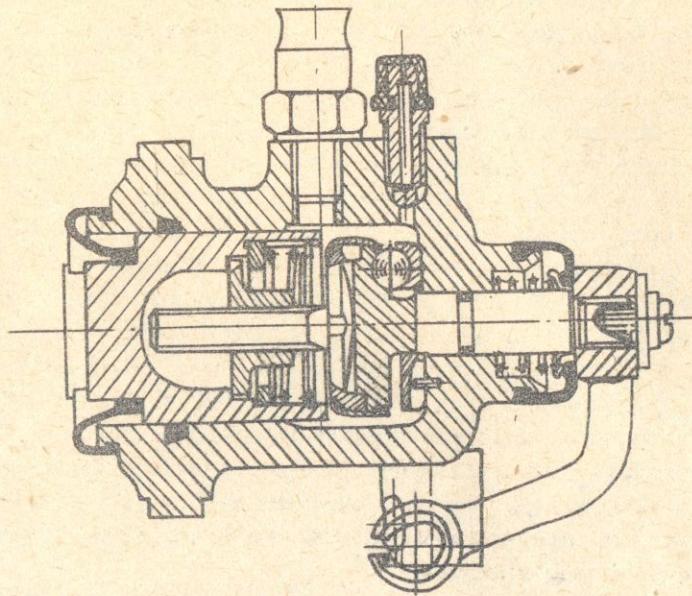


Рис. 3.20. Привод стояночного тормоза с шариковым разжимом.

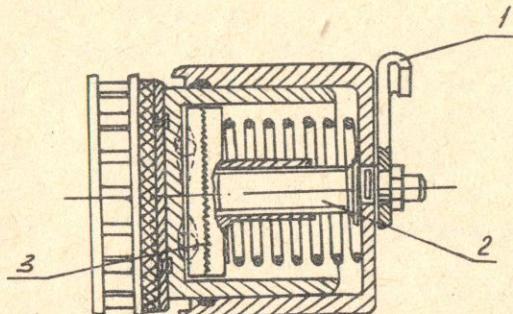


Рис. 3.21. Привод стояночного тормоза с винтовым разжимом:
1 - рычаг, 2 - винт, 3 - винтовая обойма

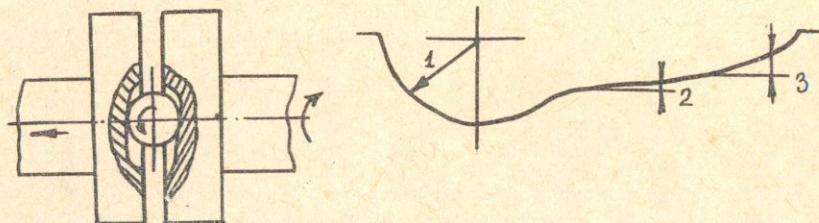


Рис. 3.22. Схема и рабочий профиль шарикового приводного механизма: 1 - радиус углубления, 2 - первичный угол наклона, 3 - вторичный угол наклона

3.6. Эффективность и стабильность действия тормозных механизмов

К числу наиболее важных параметров тормозного механизма относится коэффициент эффективности C (передаточное число), представляющий собой отношение тормозного момента M_t к моменту приводной силы P , условно приложенной на радиусе барабана R_b [16] :

$$C = \frac{M_t}{(P_L + P_R)R_b}, \quad (3.19)$$

где P_L, P_R - приводные силы левой и правой колодок тормоза. Эффективность тормоза принято выражать статической характеристикой, откладывая по горизонтальной оси коэффициент трения μ ,

по вертикальной - передаточное отношение C (рис. 3.23).

Средняя статическая по большему числу выполненных тормозов типовая характеристика описывается формулами [16] :
для самоподжимной колодки:

$$C_1 = \frac{1,61\mu}{0,71 - \mu}, \quad (3.20)$$

для самоотжимной колодки:

$$C_2 = \frac{1,61\mu}{0,71 + \mu}. \quad (3.21)$$

Таким образом, самоподжимная колодка в среднем в 3 раза эффективнее, чем самоотжимная.

Для дискового тормоза с двумя поверхностями трения передаточное число C , определяемое из отношения

$$C = \frac{M_T}{2P \cdot r_{cp}}, \quad (3.22)$$

где $r_{cp} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ - средний радиус трения, равно коэффициенту трения μ -

$$C = \frac{P \cdot 2\mu \cdot r_{cp}}{2P \cdot r_{cp}} = \mu.$$

Эффективность тормозного механизма в целом зависит от выбранного сочетания колодок. Так, передаточные числа тормоза (рис. 3.23) с равными силами (рис. 3.23, кривые I) примерно в 1,5 раза ниже, чем передаточные числа тормоза с разнесенными опорами (кривые 2), причем для каждого из сочетаний колодок коэффициенты тормоза с "плавающими" опорами более пологи. Следовательно, тормозные механизмы с "плавающими" опорами колодок менее восприимчивы к изменению коэффициента трения μ [16].

Большие тепловыделения в тормозном механизме при интенсивном торможении, технологический разброс значений μ , который не удается достигнуть меньше $\pm 0,05$ [15], определяют существенную нестабильность коэффициента трения трения фрикционной пары, в целом тормозного механизма.

Задав изменение μ на $-0,05$ от значения 0,35, легко убедиться в том, что тормоз с меньшей эффективностью обладает меньшей чувствительностью к изменению коэффициента трения (рис. 2.23, области I - IV). Более пологое протекание коэффициента эффективности и нейтральная чувствительность, присущая дисковым тормозам, обеспечили их широкое применение на легковых автомобилях, где они

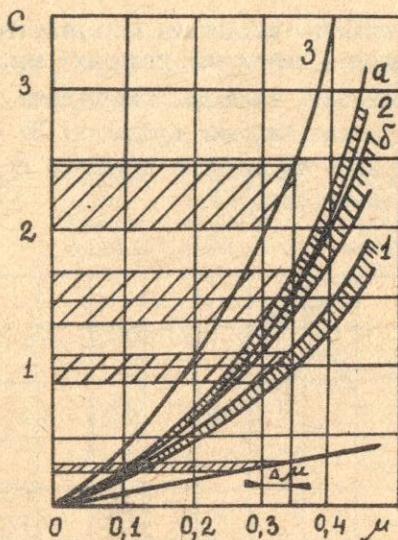


Рис. 3.23. Типовые характеристики тормозов выполненных конструкций [16]

Дисковый тормоз чувствителен к воздействию влаги, что снижает эффективность первого торможения на 8...10%, которая, однако, восстанавливается после повторного торможения, тогда как у барабанного тормоза - только на 8...10% торможений [15].

3.7. Энергонагруженность и энергоемкость тормозных механизмов.

Торможение фрикционными тормозами представляет собой процесс преобразования кинетической энергии движущегося автомобиля в тепло. Если при этом тепловая напряженность тормоза превышает допустимые значения, то изменяются физико-механические свойства пары трения, что сопровождается изменением выходных характеристик тормозной системы.

Температурные характеристики тормозных механизмов (рис.3.24) показывают, что при нагреве барабанного до температуры 300...350°C его эффективность снижается на 20...40%, тогда как у дискового при нагреве до 550...650°C эффективность снижается не более чем на 15% [5].

Долговечность тормозного механизма определяется износостойкостью тормозных накладок в различных условиях эксплуатации автомобиля. Средняя долговечность накладок барабанных тормозных механизмов колеблется в весьма широких пределах: 35 тыс.км - на горных дорогах, 105 тыс.км - на дорогах крупного города и 200 тыс. км - на дорогах I-й категории [5].

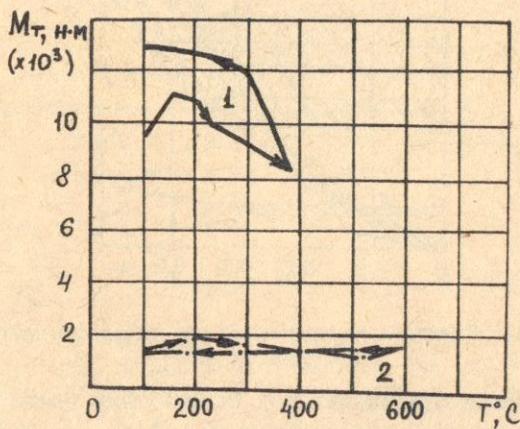


Рис. 3.24. Температурные характеристики тормозных механизмов после термической приработки:
1 - барабанных, 2 - дисковых.

Износ трения накладок дисковых тормозов значительно интенсивнее барабанных. Обычно пробег дисковых тормозов до замены накладок составляет 15...20 тыс.км и редко достигает 40 тыс.км [5]. Такое отклонение объясняется более высокими значениями удельных давлений на накладку у дисковых до 5 МПа, до 2,5 МПа - у барабанных [12].

С целью повышения износостойкости трения накладок дисковых тормозов непрерывно ведется работа по улучшению их свойств. В частности, наметилась [17] тенденция к уменьшению и даже исключению содержания асбеста в накладках, к увеличению в них минералов, металлов, стекловолокна и органических соединений; появились полуметаллические накладки.

Фирма Bendix применила комбинацию из внутренних органических и наружных полуметаллических накладок дисковых тормозов,

Таблица 3.2.

Материал , размеры и удельная нагруженность
накладок отечественных легковых автомобилей

Модель автомобиля	Материал накладки	Полная масса автомобиля, кг	Суммарная площадь тормозных накладок, м ²	Удельная нагрузка на накладку, кН/м ²	Угол охвата, град.	Коэффициент трения по ТУ автозавода
ЗАЗ-966	Асбокаучуковая масса	10800	$6,2 \cdot 10^{-2}$	$1,74 \cdot 10^5$ (1,74 кгс/см)	126	0,45
ЗАЗ-968	Шифр З-2-58	11100	$6,2 \cdot 10^{-2}$	$1,79 \cdot 10^5$	126	0,45
Москвич-408	Асбокаучуковая масса	13300	$7,36 \cdot 10^{-2}$	$1,81 \cdot 10^5$	120	0,48
Москвич-412	Асбокаучуковая масса	13750	$7,36 \cdot 10^{-2}$	$1,87 \cdot 10^5$	120	0,48
ИЖ-2125	ТУ 1010	14500	$7,36 \cdot 10^{-2}$	$1,39 \cdot 10^5$	120	0,48
ГАЗ-21	Асbestosвая масса	18850	$10,52 \cdot 10^{-2}$	$1,79 \cdot 10^5$	131/85	0,36
ГАЗ-24	БКБ38 ТУ 6460/16II-49	18250	$10,52 \cdot 10^{-2}$	$1,73 \cdot 10^5$	131/85	0,36
ГАЗ-13	ТУ 6460/16I7-49	26250	$13,48 \cdot 10^{-2}$	$1,95 \cdot 10^5$	131/108 131/85	0,36
ЗИЛ-III	-	33400	$17,3 \cdot 10^{-2}$	$1,93 \cdot 10^5$	123	0,42
ЗАЗ-969	Шифр З-2-58	12700	$6,2 \cdot 10^{-2}$	$2,05 \cdot 10^5$	126	0,45
УАЗ-469	ТУ 6440/16II-49	20250	$10,52 \cdot 10^{-2}$	$1,96 \cdot 10^5$	131/85	0,36
ВАЗ-2101	-	13450	$6,03 \cdot 10^{-2}$	$2,23 \cdot 10^5$	-	-
ВАЗ-2121	-	15500	$6,03 \cdot 10^{-2}$	$2,58 \cdot 10^5$	-	-

что по данным фирмы [17], повысило срок службы, понизило уровень шума, обеспечило меньший разброс значений тормозного момента.

Для обычных органических материалов (класс А), в которых органическая часть занимает 50...60% объема, характерен увеличенный износ. Высокотемпературные органические материалы (класс В) обладают большей износостойкостью, но они создают больший уровень шума. Наиболее современными считаются полуметаллические фрикционные материалы (класс С), которые найдут применение на легковых автомобилях 80-х годов и позволят улучшить функции тормозов [17].

Выбором материала и размеров фрикционных накладок необходимо обеспечить требуемую эффективность и энергоемкость, равную энергонагруженность тормозных механизмов всех колес и достаточную их долговечность. В табл. 3.2. приведены данные по удельной силовой нагрузженности фрикционных накладок некоторых отечественных легковых автомобилей, их материал и размеры, которые могут быть использованы на стадии предварительных расчетов и компоновочных разработок.

В таблице приведены нижние пределы коэффициента трения фрикционных накладок, регламентируемых ТУ автозаводов в состоянии поставки асбофрикционного материала. В процессе торможения значение этого коэффициента может изменяться в довольно широких пределах.

На стадии проектно-конструкторских разработок выполняется предварительная оценка теплонапряженности и энергоемкости тормозных механизмов, сравнением расчетных и достигаемых в известных конструкциях показателей (табл. 3.3).

Таблица 3.3.

Показатели косвенной оценки теплонапряженности и энергоемкости тормозных механизмов I

Показатель тепло- напряженности и энергоемкости	Расчетная формула	Допустимые значения	Порядко- вый номер формулы
I		2	3 4
Удельная нагрузка на фрикционные накладки, Н/м ²	$q = \frac{G_0}{\sum F_H}$	Сравнение с аналогом (табл. 3.2)	(3.23)
Удельное давление ₂ на колодку Н/м ² для $Q = q_0 = \text{const}$)	$q_0 = \frac{M_T}{\mu^6 \tau_s \cdot \beta \cdot 2}$	барафани. торноз дисков. торноз	$(1,5 \dots 2,0) \cdot 10^6 \frac{Н}{м^2}$, (3.24) $(15 \dots 20 \frac{кгс}{см^2})$ $\frac{(4 \dots 5) \cdot 10^6 \frac{Н}{м^2}}{(40 \dots 50 \frac{кгс}{см^2})}$, (3.25)

продолжение табл. 3.3.

I	$\frac{2}{g \cdot 2 \cdot 3,6^2 \cdot \Sigma F_H}$	$(4..15) \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}$	(3.26)
Удельная работа трения, $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}$	$L_{yy} = \frac{G_a \cdot V_0^2}{g \cdot 2 \cdot 3,6^2 \cdot \Sigma F_H}, V_0 = V_{max}$	$(150 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{м}^2})$	

Повышение температуры барабана или диска, град

$$\Delta t = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V_0^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot n \cdot c G_T}, V_0 = 30 \frac{\text{км}}{\text{ч}}, 15^\circ\text{C} \quad (3.27)$$

В формулах (3.23) - (3.27) введены следующие обозначения с соответствующими размерностями: G_a - полная масса автомобиля, кг; ΣF_H - суммарная площадь накладок, м^2 ; F_H - площадь накладок одного тормоза, м^2 ; M_T - максимальный тормозной момент одного тормоза, кг·м; V_0 - начальная скорость торможения, км/ч; g - ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; n - число тормозных механизмов на автомобиле; c - теплоемкость материала барабана или диска: для чугуна $5,24 \cdot 10^2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$ ($0,125 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$), для алюминия $8,8 \cdot 10^2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$ ($0,21 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$); G_T - масса барабана или диска, кгс.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ТОРМОЗОВ

4.1. Схемы гидравлического привода тормозов

В рабочих тормозных системах легковых автомобилей и выполненных на их базе грузовых и автобусах наибольшее применение имеет гидравлический привод, основными достоинствами которого являются хорошее быстродействие, пропорциональность между давлением в приводе и усилием на тормозной педали и относительно небольшие размеры исполнительных устройств.

Простой гидропривод (рис. 4.1) имеет главный цилиндр 1, связанный с тормозной педалью, колесные (исполнительные) цилиндры 2, приводящие в действие колодки, и соединительные трубопроводы. В нем возможна установка регулятора тормозных сил 3 или разделятеля привода 9.

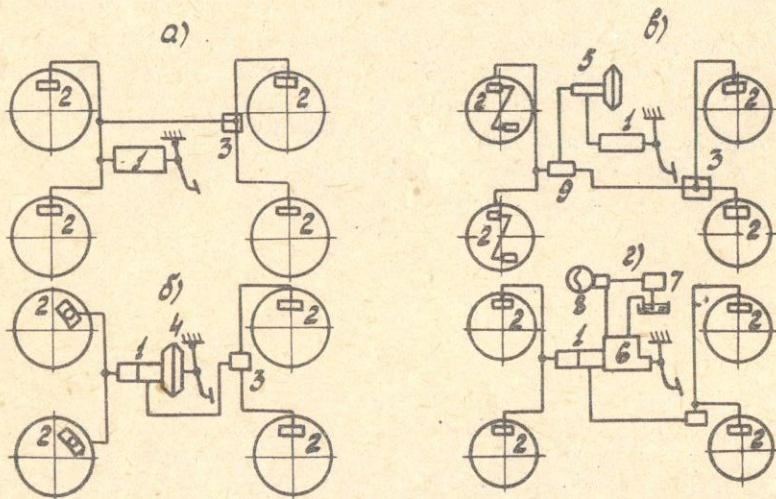


Рис. 4.1. Схемы гидропривода тормозов легковых автомобилей

Для уменьшения усилия на тормозной педали, необходимого для затормаживания, в приводе автомобиля устанавливают вакуумные 4, гидровакуумные 5 и гидравлические 6 усилители. В гидроприводе высокого давления (рис. 4.1г) энергия напора жидкости накапливается насосом 7 в гидроаккумуляторе 8 и с помощью распределительного

устройства подается в усилитель 6.

В соответствии с требованиями ОСТ [10] гидравлический привод должен иметь два независимых контура. Разнообразие схем (рис.4.2) гидропривода вызвано стремлением сохранить устойчивость и управляемость автомобиля при отказе одного контура с достижением наименьшей потери эффективности торможения.

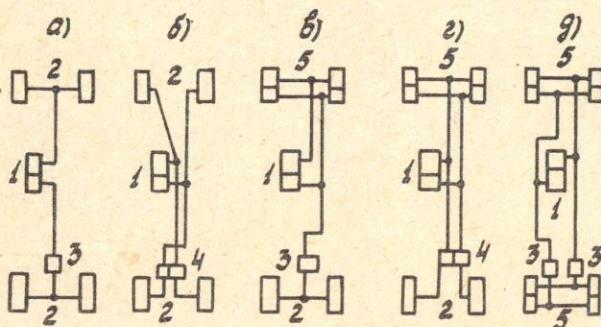


Рис. 4.2. Основные схемы двухконтурных тормозных гидроприводов

Для разделения привода по мостам (рис.4.2а) характерно значительное снижение эффективности торможения при отказе контура переднего моста. Кроме того, при отказе переднего контура блокирование задних колес приводит к потере автомобилем устойчивости. Вместе с тем простота конструкции определила широкое распространение этой схемы на отечественных автомобилях ВАЗ, ЗАЗ, ГАЗ-24 и др.

Привод, выполненный по схемам б, в и г, сохраняет высокую эффективность (не менее 50%) при отказе любого из контуров.

В настоящее время наибольшее внимание конструкторов привлекает "диагональное" разделение (рис.4.2б). При относительной простоте конструкции привода отказ любого контура не нарушает управляемости и устойчивости автомобиля, сохраняющего по одному катящемуся переднему и заднему колесу. Несимметричность действующих на управляемые колеса сил компенсируют установкой передних колес с отрицательным плечом обката.

Особенностью схем в, г и д являются два контура в приводе, а в последнем случае и задних тормозов. Относительно несложная конструкция привода, исполненного по схеме В, определила его широкое применение на автомобилях. Весьма перспективной считается схема г, в которой каждый контур передних тормозов соединен с гидроцилиндром одного из задних тормозов. Наибольшую остаточную эффективность обеспечивает привод, выполненный по схеме Д, однако ввиду большой сложности конструкции такой привод обычно применяют на автомобилях высокого класса (ЗИЛ-114).

4.2. Главные тормозные цилиндры

Для разделения привода используют двухсекционные главные тормозные цилиндры (рис. 4.1а) и разделители контуров (рис. 4.1б).

Главные цилиндры, имеющие одну полость (рис. 4.3а), находят применение редко и в основном в сочетании с разделителем. При нажатии на педаль толкатель 1 перемещает поршень 2, манжета 3, которого перекрывает компенсационное отверстие 4. За счет создаваемого в цилиндре давления открывается выпускной клапан 5 и тормозная жидкость поступает в колесные цилиндры.

Разделитель, применяемый на автомобилях ГАЗ-24 (рис. 4.3б), состоит из корпуса 1 и двух поршней 2. Полость 3 между поршнями связана через входное отверстие 4 с усилителем или главным цилиндром. При торможении поршни расходятся, увеличивая давление в трубопроводах к первому 5 и второму 6 контурам. При разгерметизации одной из магистралей её поршень доходит до упора, отсекая поврежденный контур.

Широкое применение получил главный цилиндр типа тандем (рис. 4.4а), имеющий два последовательно расположенных в цилиндре поршня одного диаметра. Один из них 1 связан с педалью тормоза через толкатель, другой 2 свободно расположен в средней части цилиндра и разделяет его на две изолированные секции 3 и 4, каждая из которых питается от отдельного резервуара и обслуживает свой контур.

При нажатии на тормозную педаль вначале идет выборка зазоров в механическом приводе и в тормозных механизмах, сопровождающаяся небольшим увеличением давления (рис. 4.4б, область I), но значительным расходом жидкости, выраженным в освобождающемся объеме цилиндра V. В области II происходит непосредственно торможение с резким увеличением давления Р в цилиндре. Объем жидкости, выталкиваемой из главного цилиндра на участке II, определяется де-

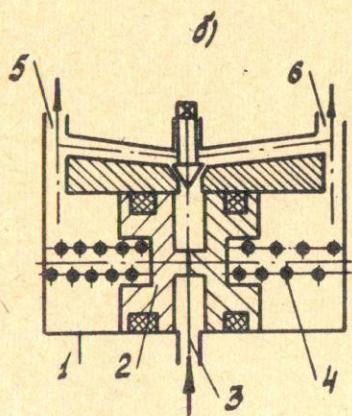
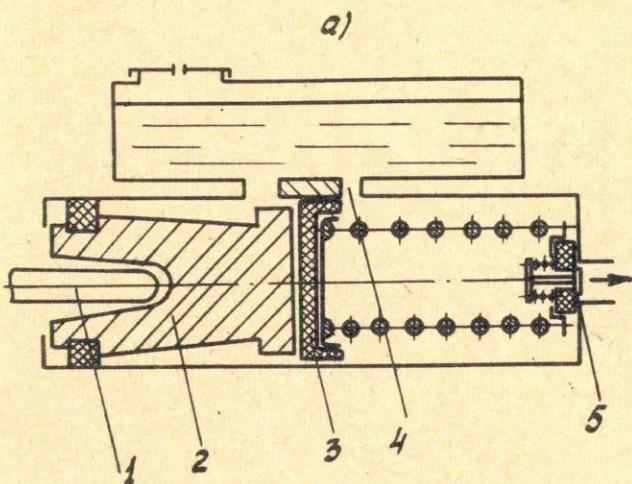


Рис. 4.3. Однополосный главный цилиндр(а) и разделитель привода(б)

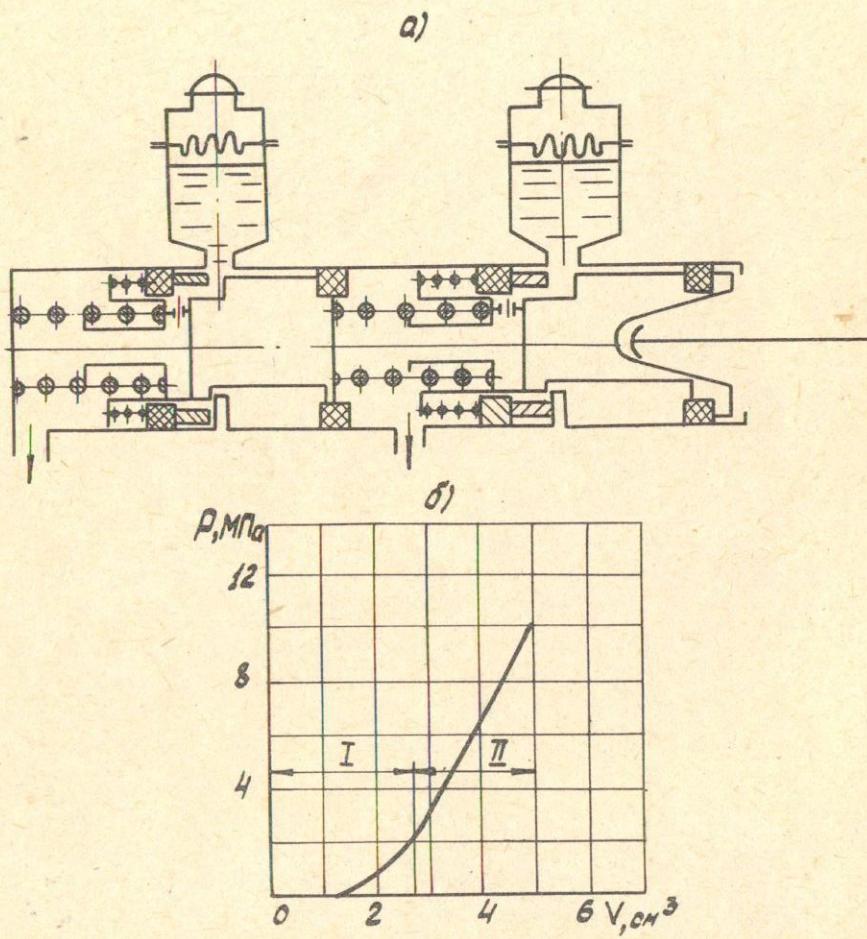


Рис. 4.4. Главный цилиндр типа тандем(а) и характеристика гидравлического привода тормозов легкового автомобиля(б)

формацией шлангов, трубопроводов, барабанов или суппортов тормозов и характеризуется относительно небольшим перемещением тормозной педали, что наглядно иллюстрирует (рис.4.4б) характеристика привода легкового автомобиля [18].

Повышение безопасности движения автомобиля, а именно, сокращение тормозного пути, добиваются сокращением области I и увеличением давления в области II. Для уменьшения хода педали тормозов устанавливают главный цилиндр большего диаметра, а приводное давление повышают за счет усилителя. Переход на главные цилиндры малого диаметра приводит к заметному возрастанию хода педали.

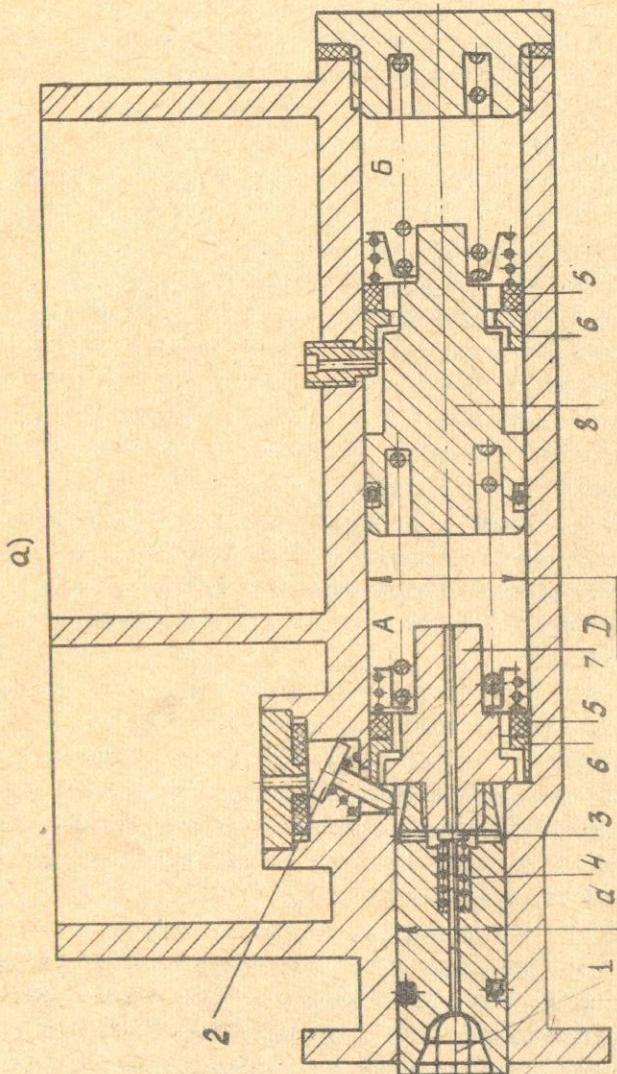
Разрешению этого противоречия служит установка в приводе тормозов главного цилиндра двухступенчатого типа (рис.4.5) [19]. Такой цилиндр имеет две ступени: первая - усилительная, с меньшим диаметром d и вторая - основная, с большим диаметром D . В основной ступени расположено две полости, одна из которых A обслуживает задние тормоза, другая B - передние. В расторможенном состоянии эти полости сообщаются со своими резервуарами через щели в манжетных уплотнениях 5. При этом качающийся клапан 2 не препятствует прохождению жидкости в полость A.

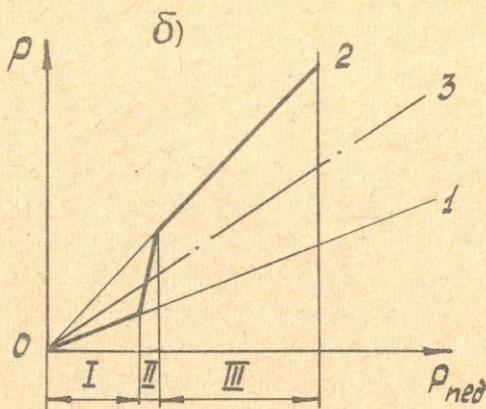
При приложении усилия к толкателю I и далее к первичному поршню 7 манжеты 5 и пальцы 6 изолируют полости A и B резервуаров с тормозной жидкостью; закрывается и качающийся клапан 2. Давление в магистрали передних и задних тормозов растет за счет цилиндра большего диаметра (рис.4.5б, участок I), обеспечивающего высокую подачу жидкости.

Когда давление достигает определенного значения, дозирующий клапан 3 открывается, соединяя свою камеру через сверления с полостью A. Поскольку с каждой стороны первичного поршня 7 действуют одинаковые давления, его активная площадь уменьшается до разности площадей поперечного сечения основной и усилительной ступеней. После переходного процесса (участок II) цилиндр переходит на работу усилительной ступени (участок III).

При проектировании главных цилиндров двухступенчатого типа требуется выбрать диаметры обоих полостей и их соотношения, установить рациональное значение давления срабатывания дозирующего клапана. По рекомендации [19], размер большей полости должен превышать диаметр обычного цилиндра, устанавливаемого на автомобилях данного класса, а для усиливающей полости, наоборот, - быть

Рис. 4.5. Двухступенчатый главный тормозной цилиндр(а),





характеристика двухступенчатого главного тормозного цилиндра(б)

меньшего размера (рис.4.5б). Включение дозирующего клапана может быть настроено на давление 2...3,5 МПа. При такой характеристике имеется возможность использовать усиливающий эффект ступени малого диаметра для исключения из привода автономного усилителя, компенсируя тем самым усложнение конструкции цилиндра.

Недостатком привода с последовательным расположением полостей является увеличенный ход тормозной педали и её провал при отказе одной из магистралей.

Иногда двухсекционные цилиндры выполняют в виде двух, соединенных параллельно (рис.4.6). К достоинствам такой конструкции относят З двукратное повышение давления в исправном контуре и менее заметное увеличение свободного хода педали, чем в цилиндрах с последовательным расположением секций, при отказе одной из магистралей.

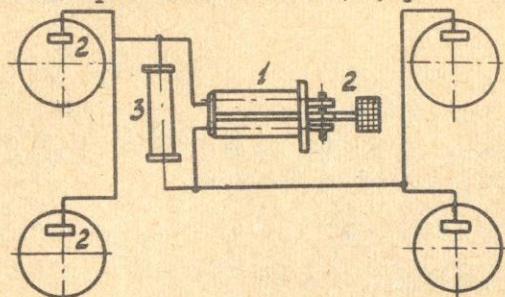


Рис.4.6. Гидропривод тормозов с параллельным соединением секций главного цилиндра

На поршни каждого из двух параллельно расположенных цилиндров, конструкция которых аналогична описанным выше (рис.4.3а), тормозная педаль воздействует через механический уравнитель 2. Для поддержания одинакового давления в контурах в привод (рис.4.6) вводят выравнивающий гидроцилиндр 3.

Увеличение свободного хода педали тормозов при обрыве одного контура и возникающие у водителей психологические эффекты, сопровождающиеся дорожными происшествиями, побуждают конструкторов создавать главные тормозные цилиндры с заметно уменьшенным провалом штока (рис.4.7). Цилиндр содержит первый 1 и второй 2 поршни, первую 3 и вторую 4 камеры давления, подводящие 5,6 и отводящие 7,8 каналы. Во вторичном поршне 2 установлены клапаны 9 и 10. Первичный поршень 1 в расторможенном состоянии расположен относительно вторичного с зазорами А и Б, ограниченными упорами. Зазоры А и Б меньше длины направляющей головки II клапана 9.

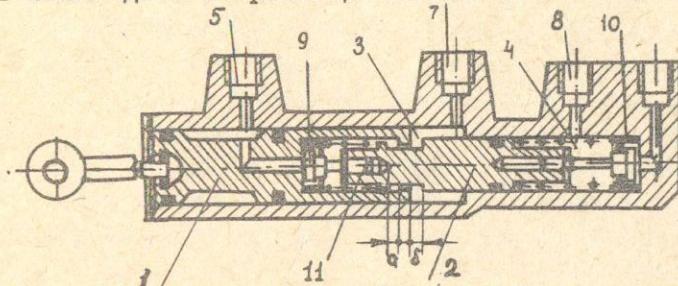


Рис. 4.7. Главный тормозной цилиндр с ограниченным провалом педали.

При аварийном падении давления в одном из контуров оба поршня двигаются при торможении как одно целое, а провал тормозной педали происходит только на величину, определяемую зазорами А и Б.

4.3. Расчет гидравлического тормозного привода

Усилия в исполнительных органах гидравлического тормозного привода (рис.4.8) определяются уравнением гидростатики: $P = p \cdot \frac{\pi d^2}{4}$, откуда диаметр колесного цилиндра

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_0}}, \quad (4.1)$$

где P - приводная сила, н;

p - давление в приводе;

p_0 - максимальное (расчетное) давление в магистрали, $\text{н}/\text{м}^2$.

Для экстренных торможений принимается давление $P_0 = 7 \dots 10 \text{ МПа}$ ($70 \dots 100 \text{ кгс/см}^2$).

Усилие на тормозной педали определяется из соотношения

$$P_{\text{нед}} = P_0 \cdot \frac{\pi D^2}{4 \eta_r} \cdot / u_n \cdot K_y, \quad (4.2)$$

где D - диаметр главного цилиндра, М;

η_r - к.п.д. гидравлического привода, который можно принять равным 0,92.

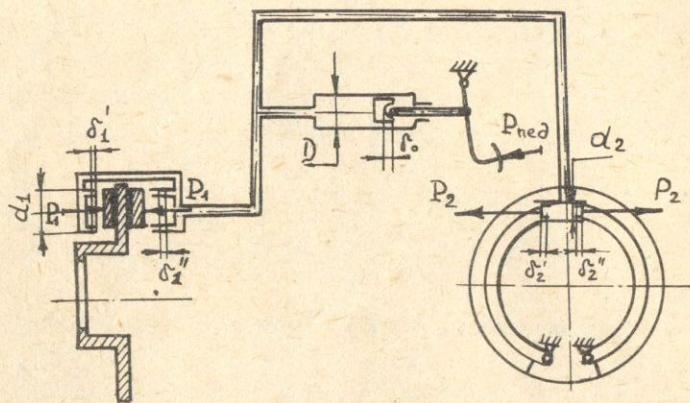


Рис. 4.8. Схема гидравлического тормозного привода.

Передаточное число педального привода u_n легкового автомобиля в расчетах принимают [20] равным $4,5 \dots 6$. Известные вакуумные усилители привода тормозов обеспечивают усиление с коэффициентом $K_y = 2 \dots 3$ [16].

Диаметр главного тормозного цилиндра D определяется из условия достижения расчетного давления P_0 при усилии на педали не более 500 н (50 кгс). Объем цилиндра и нижний предел возможных значений D устанавливаются в соответствии с допустимым ходом тормозной педали

$$S = S_1 + S_2, \quad (4.3)$$

где S_1 - ход педали, требуемый для полного выбора зазоров в приводе и тормозных механизмах;

S_2 - ход педали, возникающий при деформации деталей привода и тормозов.

Первая составляющая выражения (4.3)

$$S_1 = \frac{2d_1^2(\delta_1' + \delta_1'') + 2d_2^2(\delta_2' + \delta_2'')}{D^2} u_n + \delta_0 u_n, \quad (4.4)$$

где δ_1' и δ_1'' , δ_2' и δ_2'' - перемещение поршней цилиндров передних и задних тормозов при полной выборке зазоров;

d_1 , d_2 , D - соответственно диаметры колесных цилиндров переднего и заднего тормозов и главного тормозного цилиндра;

δ_0 - зазор между штоком и поршнем главного цилиндра;

δ_0 - = 1...1,5 мм.

Для дисковых тормозов зазор в трениях паре составляет 0,05...0,1 мм; у барабанных он несколько выше - 0,15...0,2.

Перемещение педали, связанное с увеличением объема привода при деформации элементов тормозной системы,

$$\Delta S_2'' = \Delta S_2^I + \Delta S_2^{II}, \quad (4.5)$$

где ΔS_2^I - ход педали, возникающий вследствие деформации шлангов и трубопроводов;

ΔS_2^{II} - ход педали, возникающий за счет деформации накладок и колодок;

Увеличение объема стальных трубок при давлении в приводе $p = 10 \text{ МПа} (100 \text{ кгс}/\text{см}^2)$ достигает 4% [12], что вызывает необходимость подачи дополнительного объема жидкости.

Определение $\Delta S_2''$ аналитическими методами затруднено, поэтому в расчетах пользуются опытными данными.

Максимальное значение хода педали для легковых автомобилей должно быть не более 150 мм, а рабочее - не превышать 40...60% от полного перемещения [13].

4.4. Гидравлический привод с вакуумными усилителями

В гидравлическом приводе легковых автомобилей обычно применяются вакуумные усилители, использующие разряжение выпускного трубопровода карбюраторного двигателя. При всем разнообразии конструкций усилители имеют вакуумную камеру и следящий механизм, обеспечивающий пропорциональность между давлением жидкости в системе и силой, приложенной на педали тормоза. Следящий механизм, в свою очередь, имеет чувствительный элемент и два клапана: вакуумный и воздушный.

Вакуумные усилители изготавливают двух видов: гидровакуумные и вакуумные. Гидровакуумный усилитель (рис. 4.9) действует на поршень специального гидроцилиндра I, а следящий элемент может быть диафрагменно-поршневого А или поршневого Б типа. Вакуумная камера III усилителя сообщается с впускным коллектором, и в ней создается разряжение, равное максимальному (Δp_{max}). В полости II разряжение переменное и зависит от интенсивности торможения.

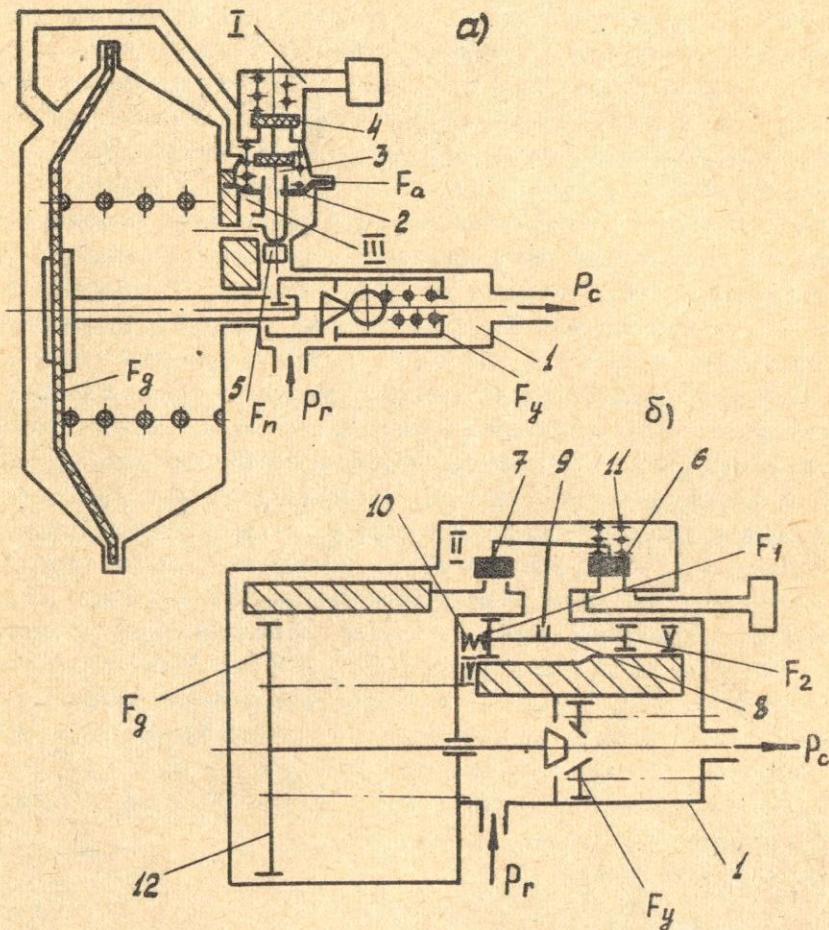


Рис. 4.9. Гидровакуумный усилитель с диафрагменно-поршневым (А) и поршневым (Б) следящим элементом

Гидроцилиндр усилителя 1 на входе соединен с главным цилиндром (P_g), а на выходе - с колесными (P_c) исполнительными цилиндрами.

Полость I постоянно сообщается с атмосферой, полости II и III могут соединяться между собой через отверстие в центре диафрагмы 2 и вакуумный клапан 3. При торможении вакуумный клапан закрыт, а воздушный 4 открыт. Рост давления воздуха в камере II и полости над диафрагмой происходит до наступления силового равновесия поршня 5, смещение которого вниз вызывает закрытие воздушного клапана и обеспечивает пропорциональность между P_c и P_g .

Следующий механизм поршневого типа усилителя автомобиля ЗИЛ-114 (рис.4.9б) включает воздушный 6 и вакуумный 7 клапаны, дифференциальный поршень 8 и рычажный привод Т-образной формы 9. В начальном положении действием пружин 10 и 11 воздушный клапан 6 удерживается закрытым, а вакуумный - открытым. При торможении под давлением жидкости дифференциальный поршень 8 перемещается, закрывая вакуумный и открывая воздушный клапаны. Поступающий в полость II воздух создает на поршне 12 силу, повышающую давление жидкости на выходе, т.е. $P_c > P_g$. При сравнительно небольшом усилии на тормозной педали давление воздуха в полости II меньше атмосферного. Рост давления происходит до наступления силового равновесия дифференциального поршня, и наибольшее давление воздуха, поступающего в полость II, равно атмосферному. При полном насыщении усилителя происходит перелом характеристики (рис.4.11). Учитывая это, в расчете вакуумного усилителя тормозов необходимо выбрать такие размеры вакуумной камеры (или цилиндра), при которых прекращение работы усилителя соответствовало бы максимальной силе на педали тормоза [13], т.е. не более 500 н.

Для усилителя (рис.4.9а) величину давления в тормозной системе P_c при различных значениях усилия на тормозной педали можно определить, рассмотрев равновесие диафрагм F_g и F_a ,

без учета влияния пружин и сил трения в усилителе. Условия статического равновесия:

для вакуумной камеры

$$P_c \cdot F_y - P_g \cdot F_y' - \Delta P_z F_g = 0, \quad (4.6)$$

для следующего устройства

$$P_g \cdot F_n - \Delta P_z \cdot F_a = 0, \quad (4.7)$$

где F_a и F_g - площади диафрагм следящей и силовой камер;
 F_r и F_y - площади поршней главного тормозного и усиливающего I цилиндров;

F'_y - площадь поршня усиливающего цилиндра за вычетом площади силовой камеры;

F_n - площадь поршня б следящего устройства усилителя;

ΔP_z - разность давлений в камерах II и III.

Совместным решением уравнений (4.7) и (4.6) при значениях давления на входе в цилиндр усилителя

$$P_r = \frac{P_{ned} \cdot U_n}{F_r} \quad (4.8)$$

приходим к аналитической зависимости $P_c = P_r (P_{ned})$ вида

$$P_c = \frac{P_{ned} \cdot U_n}{F_r \cdot F_y} \left(\frac{F_n \cdot F_g}{F_a} + F'_y \right). \quad (4.9)$$

Активная площадь диафрагмы вакуумного усилителя, обеспечивающая требуемое для эффективного торможения давление P_c в приводе,

$$F_g = \frac{P_{c\max} \cdot F_y - P_{r\max} \cdot F'_y}{\Delta P_z \max} \quad (4.10)$$

при давлении $P_{c\max}$ и $P_{r\max}$, $P_{ned} = 500$ н и $P_z \max = 5 \cdot 10^{-2}$ МПа.

Полный ход диафрагмы силовой камеры и поршня цилиндра усилителя может быть найден из условия равенства объемов жидкости, выталкиваемой из главного тормозного цилиндра и поступающей в цилиндр усилителя:

$$\frac{S_{ned}}{U_n} \cdot F_n = S_g \cdot F'_y, \quad (4.11)$$

откуда

$$S_g = \frac{F_r}{F'_y \cdot U_n} \cdot S_{ned} \max, \quad (4.12)$$

где $S_{ned} \max$ - максимальный ход педали тормозов ($S_{ned} \max = 150$ мм).

Соотношение давления на выходе P_c и входе P_r усилителя с дифференциальным поршнем можно найти из силового равновесия поршня 8 (рис. 4.9б):

$$P_c \cdot F_2 = P_r \cdot F_1, \quad (4.13)$$

откуда

$$P_c = P_r \cdot \frac{F_1}{F_2} = \frac{P_{ned} \cdot U_n}{F_r} \cdot \frac{F_1}{F_2}, \quad (4.14)$$

где F_1 и F_2 - площади большего и меньшего поршней следящего

устройства 8.

Активную площадь диафрагмы F_g такого усилителя можно определить из условия статического равновесия

$$P_c \cdot F_y - P_r \cdot F_y' - \Delta P_z \cdot F_g = 0 \quad (4.15)$$

при максимальных значениях ΔP_z^{\max} , P_c^{\max} и P_r^{\max}

с учетом соотношения (4.14):

$$F_g = \frac{P_c^{\max} (F_y - \frac{F_2}{F_1} \cdot F_y')}{\Delta P_z^{\max}} \cdot K_3, \quad (4.16)$$

где K_3 - коэффициент запаса; $K_3 = 1,0 \dots 1,2$ [9].

Максимальный ход поршня (диафрагмы) силовой камеры усилителя с дифференциальным поршнем определяют по формуле (4.12).

Вакуумные усилители действуют непосредственно на шток I главного тормозного цилиндра (рис. 4.10 а, в, г) или через приводной рычаг 2 (рис. 4.10б). В таких усилителях применяют следующие устройства упругоэластичного (а), рычажного (б), шарикового (в), гидравлического (г) типов.

Вакуумная камера усилителей (рис. 4.10) разделена на две полости: П - сообщающаяся со всасывающим трубопроводом двигателя, Ш - сообщающаяся с атмосферой, а между собой - при открытии вакуумного клапана 3. При нажатии на тормозную педаль с усилием P_{ped} вначале закрывается вакуумный клапан 3, затем открывается воздушный 4. Полости П и Ш изолируются друг от друга, в одну из них (П) поступает воздух из атмосферы P_a , воздействуя на диафрагму (или поршень) и создавая дополнительные усилия на штоке I (рис. 4.11б).

В усилителе автомобилей ВАЗ (рис. 4.10а) с упругоэластичным следящим элементом давление в полости П определяется деформационным состоянием реактивного диска 5 под воздействием сил штока педали P_1 , поршня вакуумной камеры P_2 и штока главного цилиндра P_w . При достижении силового равновесия резинового диска 5 воздушный клапан 4 закрывается, а вакуумный остается закрытым, обеспечивая торможение с заданной эффективностью и пропорциональность между силами P_1 и P_w .

Усилие на штоке главного тормозного цилиндра может быть определено из условия равенства удельных давлений q на поверхности реактивной шайбы 5 усилителя (рис. 4.10а):

$$q = \frac{P_{ped} \cdot U_n}{\pi d^2} \cdot 4 = \frac{P_w}{\pi D^2} \cdot 4 \quad (4.17)$$

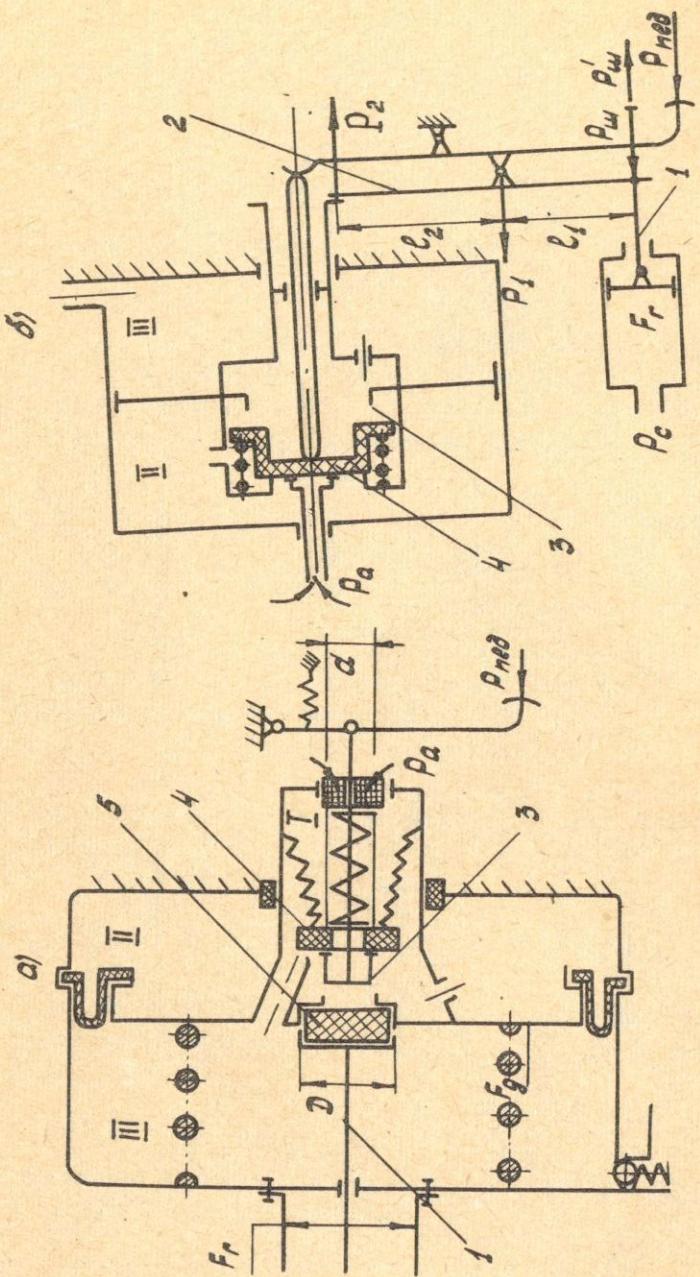
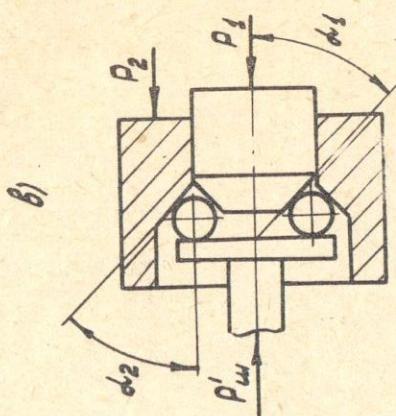
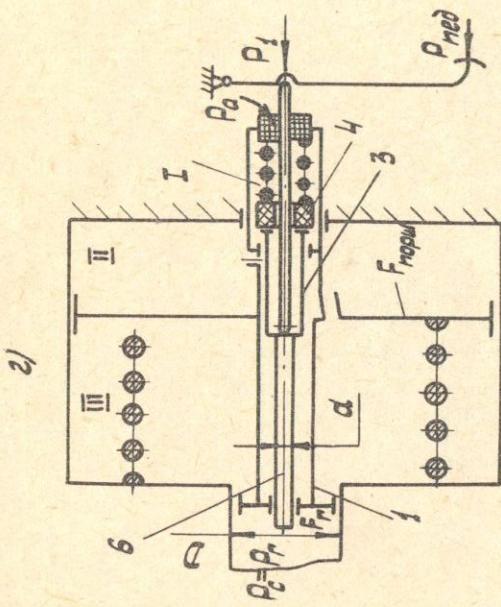


Рис. 4.10. Схемы вакуумных усилителей со следящими элементами:
упруго-эластичным(а), рычажным(б),

шариковым (в) и гидравлическим (г)



где d и D - площади торцов толкателя педали и штока главного тормозного цилиндра.

Из выражения (4.17) следует, что усилие на штоке $P_{ш}$ главного цилиндра и сила на тормозной педали $P_{нед}$ связаны между собой:

$$P_{ш} = P_{нед} \cdot U_n \cdot \frac{D^2}{d^2}, \quad (4.18)$$

а создаваемое ими давление

$$P_c = P_r = \frac{P_{нед} \cdot U_n \cdot D^2}{F_r \cdot d^2}, \quad (4.19)$$

где F_r - площадь поршня главного цилиндра.

Требуемый размер активной площади диафрагмы силовой вакуумной камеры определим из ее статического равновесия:

$$P_1 - P_{ш} + P_2 = 0 \quad (4.20)$$

или $P_{нед} \cdot U_n - P_{нед} \cdot U_n \cdot \frac{D^2}{d^2} + \Delta P_2 \cdot F_g = 0,$ (4.21)

откуда при $P_{нед} = P_{нед}^{max}$

$$F_g = \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \cdot \frac{P_{нед}^{max} \cdot U_n}{\Delta P_2^{max}}. \quad (4.22)$$

Ход диафрагмы (поршня) вакуумной камеры

$$S_g = \frac{S_{нед}}{U_n}. \quad (4.23)$$

При шариковом следящем устройстве (рис. 4.10в) усилие на штоке главного цилиндра

$$P_{ш} = P_1 + P_2, \quad (4.24)$$

где P_1 - усилие на толкателе тормозной педали;

P_2 - усилие действия диафрагмы силовой вакуумной камеры.

Соотношение между силами $P_{ш}$ и P_1 может быть установлено рассмотрением суммы моментов сил P_1 и P_2 относительно центра шарика радиуса $\Sigma :$

$$P_1 \cdot \Sigma \cdot \operatorname{tg} d_1 - P_2 \cdot \Sigma \cdot \operatorname{tg} d_2 = 0. \quad (4.25)$$

Решая совместно уравнения (4.24. и 4.25.), находим усилие на штоке главного тормозного цилиндра

$$P_{ш} = P_1 \left(1 + \frac{\operatorname{tg} d_1}{\operatorname{tg} d_2} \right) = P_{нед} \cdot U_n \left(1 + \frac{\operatorname{tg} d_1}{\operatorname{tg} d_2} \right). \quad (4.26)$$

Давление в магистрали определяем из отношения $\frac{P_m}{F_r} -$

$$P_c = P_r = \frac{P_{ned} \cdot U_n}{F_r} \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{tg} d_1}{\operatorname{tg} d_2} \right), \quad (4.27)$$

а активную площадь диафрагмы падстановкой в уравнение (4.24) значения силы

$$P_{ned} \cdot U_n \left(1 + \frac{\operatorname{tg} d_1}{\operatorname{tg} d_2} \right) = P_{ned} U_n + \Delta P_2^{\max} \cdot F_q,$$

откуда

$$F_q = \frac{P_{ned} \cdot U_n \cdot \frac{\operatorname{tg} d_1}{\operatorname{tg} d_2}}{\Delta P_2^{\max}}. \quad (4.28)$$

В усилителе автомобиля ГАЗ-13 с рычажным следящим устройством (рис.4.10б) давление в полости П возрастает до тех пор, пока установится равновесие рычага 2 под действием трех сил: P_1 - от тормоза, P_2 - от штока поршня силовой камеры, P_m - реакции от штока главного цилиндра. Последняя сила может быть определена из равновесия рычага 2:

$$P_m = \frac{P_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{P_{ned} \cdot U_n \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \quad (4.29)$$

где l_1 и l_2 - размеры рычага 2.

Соответственно давление в магистрали

$$P_c = P_r = \frac{P_m}{F_r} = \frac{P_{ned} \cdot U_n \cdot l_2}{(l_1 + l_2) F_r}. \quad (4.30)$$

Из суммы моментов относительно оси шарнира, соединяющего рычаг 2 и шток I,

$$\Delta P_2^{\max} \cdot F_q (l_1 + l_2) - P_{ned} \cdot U_n \cdot l_1 = 0,$$

находим активную площадь диафрагмы

$$F_q = \frac{P_{ned} \cdot U_n \cdot l}{(l_1 + l_2) \cdot \Delta P_2^{\max} \cdot K_3}. \quad (4.31)$$

Требуемый ход диафрагмы (поршня) вакуумной камеры может быть определен из соотношения $S_r = \frac{S_q}{l_1 + l_2}$,

откуда

$$S_q \approx \frac{l_1 + l_2}{U_n \cdot l_1} \cdot S_{ned}^{\max}. \quad (4.32)$$

В усилителе с гидравлическим следящим устройством (рис.4.10г)

пропорциональность устанавливается за счет поршня 6 диаметром d совместно с клапанами 3 и 4. Решением уравнения равновесия поршня 6

$$P_c \cdot \frac{\pi d^2}{4} = P_{ned} \cdot U_n$$

определен давление в главном цилиндре:

$$P_c = P_r = \frac{4 P_{ned} \cdot U_n}{\pi d^2}. \quad (4.33)$$

Активную площадь $F_{порш}$ находим из условия равновесия поршня I при максимальном давлении в магистрали:

$$F_{порш} \cdot \Delta P_z^{max} = P_c^{max} \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

откуда

$$F_{порш} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{P_c^{max}}{\Delta P_a^{max}}, \quad (4.34)$$

где D и d - размеры поршней (рис.4.10г).

Ход силового поршня не должен быть менее величины

$$S_n = \frac{S_{ned}^{max}}{U_n}. \quad (4.35)$$

Эффективность действия усилителей, имеющих вакуумную камеру, оценивается с помощью характеристики, представляющей собой зависимость давления в магистрали P_c от давления в главном цилиндре P_r (усилия на его штоке P_1) или от усилия на тормозной педали при различной степени разряжения во впускном трубопроводе ΔP_z^{max} (рис.4.11).

В расчетах силовых камер усилителей рекомендуется принимать разряжение $\Delta P_z^{max} = 5 \cdot 10^{-2}$ МПа, в действительности же она может достигать значений $7 \cdot 10^{-2}$ МПа [2].

Характеристика вакуумного усилителя более благоприятная, чем гидровакуумного. Линия давления в режиме постоянного усиления (после перелома характеристики) проходит параллельно линии давления при неработающем усилителе. Этим обеспечивается работа усилителя при всех значениях разряжения ΔP_z^{max} и усилиях P_{ned} .

Вакуумные усилители на легковых автомобилях получили предпочтение перед гидровакуумными, поскольку действуют непосредственно на шток главного тормозного цилиндра. В двухконтурном приводе необходимо устанавливать два гидровакуумных усилителя - по одному в каждом контуре.

Степень усиления приводного давления за счет усилителя оценивается с помощью коэффициента $K_y = \frac{P_c}{P_r}$, действительное значение которого в выполненных конструкциях редко превышает 2...2,7 [16]. Для повышения этого коэффициента необходимо увеличивать размеры силовой вакуумной камеры, что не всегда возможно из-за компоновочных соображений. Этот фактор определил появление гидравлического привода высокого давления.

4.5. Гидравлический привод высокого давления

Эффективной мерой уменьшения токсичности выхлопных газов двигателя является снижение уровня разряжения во впускном трубопроводе. Системы, различными способами снижающие разряжение во впускном трубопроводе, уже сейчас получают практическое применение. Однако при малой степени разряжения высокие значения коэффициента усиления давления K_y могут быть получены при больших размерах камеры вакуумного усилителя.

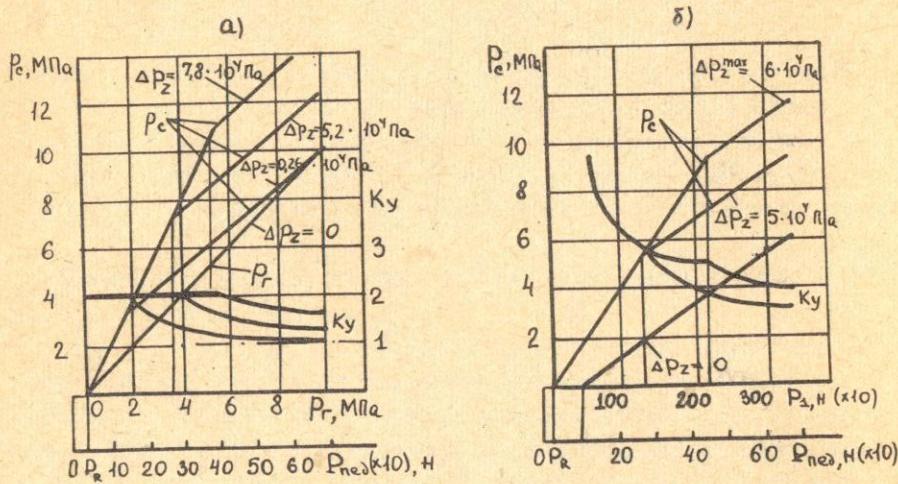


Рис. 4.II. Характеристики гидравлического (а) и вакуумного (б) усилителей [2]

Это заставляет конструкторов обратиться к другим видам источников энергии для усилителей, в частности, к гидравлическому приводу высокого давления. К перспективности привода тормозов с гидроусилителем относят [15, 21] возможность применения централизованной гидравлической системы, обслуживающей рулевое управление, противоблокировочные системы торможения (ПБС) и др.

Наиболее типичны две схемы (рис. 4.12) гидравлического привода тормозов, использующих для создания эффекта усиления высокое давление жидкости.

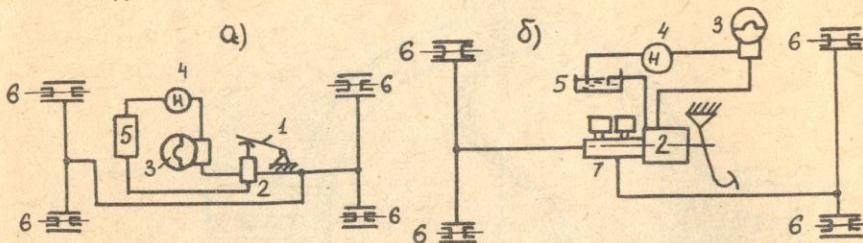


Рис. 4.12. Схемы гидравлических приводов высокого давления

Первая схема (А) характеризуется единой магистралью для рабочего и управляющего контуров. Здесь насос 4 (шестеренчатого или лопастного типа) нагнетает тормозную жидкость из резервуара 5 в воздушно-масляный аккумулятор 3, который подсоединяется последовательно к крану управления 2. При нажатии на педаль 1 кран 2 регулирует давление в колесных цилиндрах 6, а следовательно, эффективность торможения.

Особенностью второй схемы (Б) является наличие двух автономных магистралей: одна из них образована главным тормозным цилиндром и приводом к колесным тормозным механизмам 6, а другая - масляным насосом 4 с резервуаром 5, гидроаккумулятором 3 и усилителем 2. Первый контур заполняется тормозной жидкостью, второй - минеральным маслом. Такая конструкция привода высокого давления более перспективна, так как не изменяет конструкции тормозной системы и допускает одновременное включение нескольких потребителей.

Для поддержания определенного уровня давления в усилителе и обеспечения необходимого количества торможений при отказе насоса или обрыве трубопровода в магистрали смонтирован гидроаккумулятор. Наиболее распространены конструкции газонаполненных (рис. 4.13) и пружинных (рис. 4.14) аккумуляторов, которые исполняются обычно в форме шара или цилиндра.

Газонаполненный аккумулятор представляет собой резервуар I, разделенный диафрагмой на две полости I и II. Полость I заполняется воздухом или азотом с давлением 5...7 МПа; в полость II подается масло от насоса через регулятор, клапанная система которого производит автоматическую дозаправку аккумулятора по мере его

разрядки при торможении.

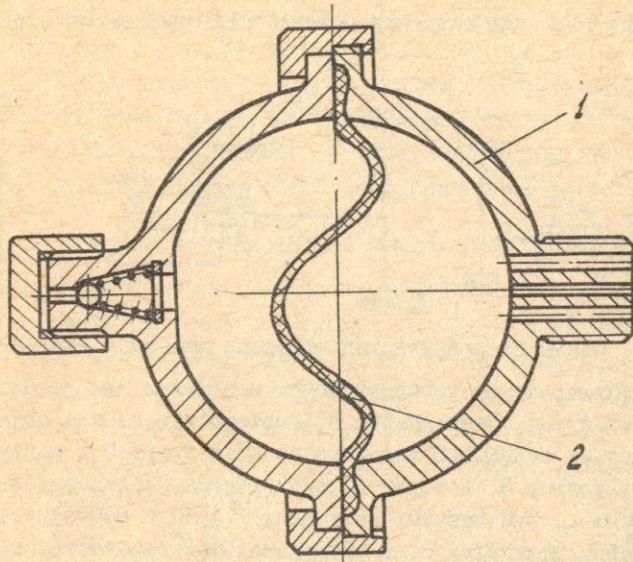


Рис. 4.13. Газомасляный гидроаккумулятор сферического типа.

В пружинном гидроаккумуляторе жидкость из насоса I поступает в полость I и, воздействуя на поршень 3, сжимает энергопружину II. Возможно совмещение гидроаккумулятора с усилителем, а следовательно, достижение компактности узла (рис.4.14).

Основным элементом гидропривода (рис.4.12б) высокого давления является усилитель 2, действующий на шток главного тормозного цилиндра 7 и использующий гидростатическое давление жидкости, создаваемое насосом 4.

Возрастание интереса специалистов к гидроусилителю связано с рядом его преимуществ : малыми габаритами, удобством компоновки, высоким быстродействием, повышенной стабильности выходных характеристик, независимостью от разряжения во впускном трубопроводе и т.д. Эти достоинства подтверждены успешным [21] его применением в течение многих лет на автомобиле Citroen DS 19-21.

Широкому распространению гидроусилителей тормозов пока препятствует высокая их стоимость. Например, устанавливаемые на автомобилях BMW моделей 728, 730 и 733 серийные гидроусилители фирмы ATE стоят в 1,2...2 раза выше , чем вакуумные, но сам усилитель на 5 кгс легче вакуумного и имеет на 75% меньший

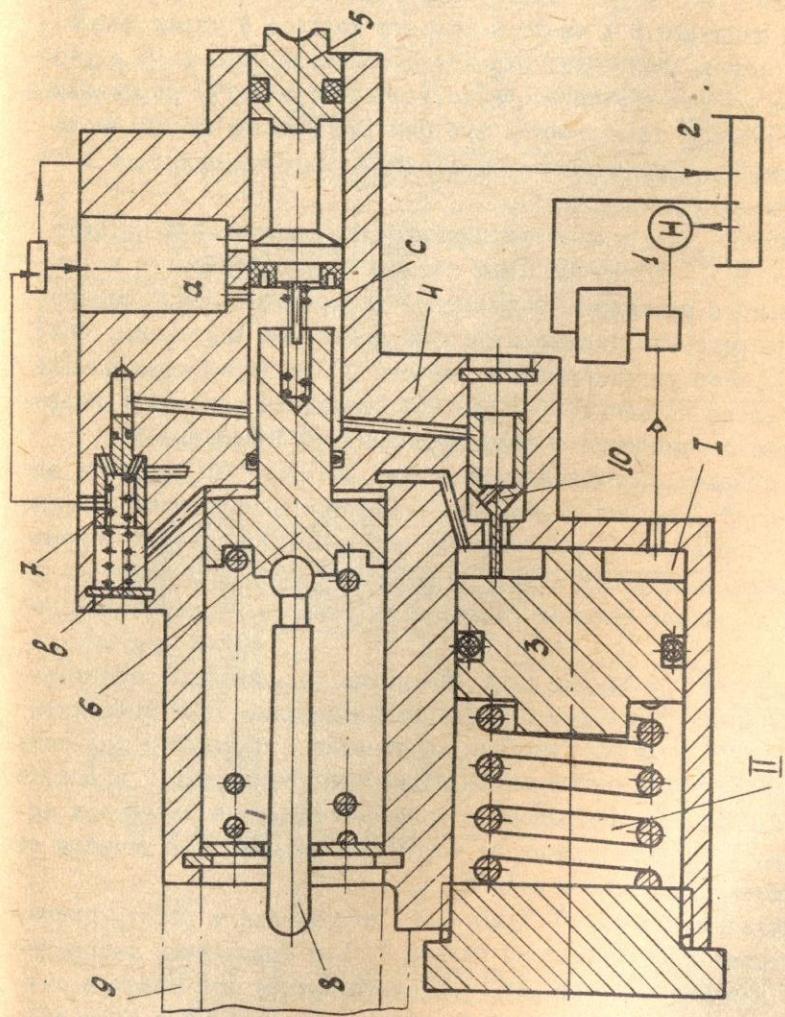


Рис. 4.14. Гидроусилитель со встроенным пружинным аккумулятором и
параллельным расположением распределителя [23].

объем. Предполагается [22], что совершенствованием технологии изготовления в самое ближайшее время удается достигнуть выравнивания их стоимости.

Усилители (рис. 4.14 - 4.17) устанавливаются непосредственно на главном цилиндре 9 и имеют в полости корпуса 4 управляющий элемент (поршень, золотник, клапан) 5, силовой поршень 6 и распределительное устройство 7. Часто (рис. 4.15 - 4.17) управляющий элемент выполняет одновременно функции распределителя, то есть его смещение сопровождается подключением гидроаккумулятора к полости силового цилиндра.

Особенность конструкции гидроусилителя, описанной в патенте [23] (рис. 4.14), - в параллельном соединении управляющего и распределительного цилиндров. Управление распределителем 7 осуществляется посредством подачи в него жидкости под давлением, создаваемым поршнем управления 5 в полости С при перекрытии канала Q. Смещением влево поршенька 7 через его сверления полость I гидроаккумулятора соединяется с силовым цилиндром (полостью B). Поршень 6 создает дополнительное усилие на штоке 8, смещаюсь влево, и уменьшает давление в полости С. Одновременно растет давление на больший торец распределительного поршенька 7, который перемещается вправо, прекращая подачу жидкости в полость В силового цилиндра, обеспечивая силовое сложение за усилием на тормозной педали.

В усилителях (рис. 4.15) расположены последовательно с силовым цилиндром и управляются механическим действием штока тормозной педали. Смещение золотников - поршней 5 сопровождается подачей жидкости через золотниковое устройство 7 в полость В силового цилиндра. Воздействие рабочего давления усилителя на торец штока 5 создает усилие на тормозной педали, обеспечивая силовое сложение за усилием на ней.

Гидроусилитель фирмы ATE (рис. 4.16) включается в работу смещением золотника 5 относительно гильзы 7. При совпадении распределительных каналов жидкость из гидроаккумулятора поступает в силовую полость В и воздействует на поршень 6, который в свою очередь, увеличивает усилие на штоке главного тормозного цилиндра 8. Смещение поршня 6 вызывает закрытие распределителя и отсечку подачи жидкости в полость В, обеспечивая сложение за перемещением тормозной педали.

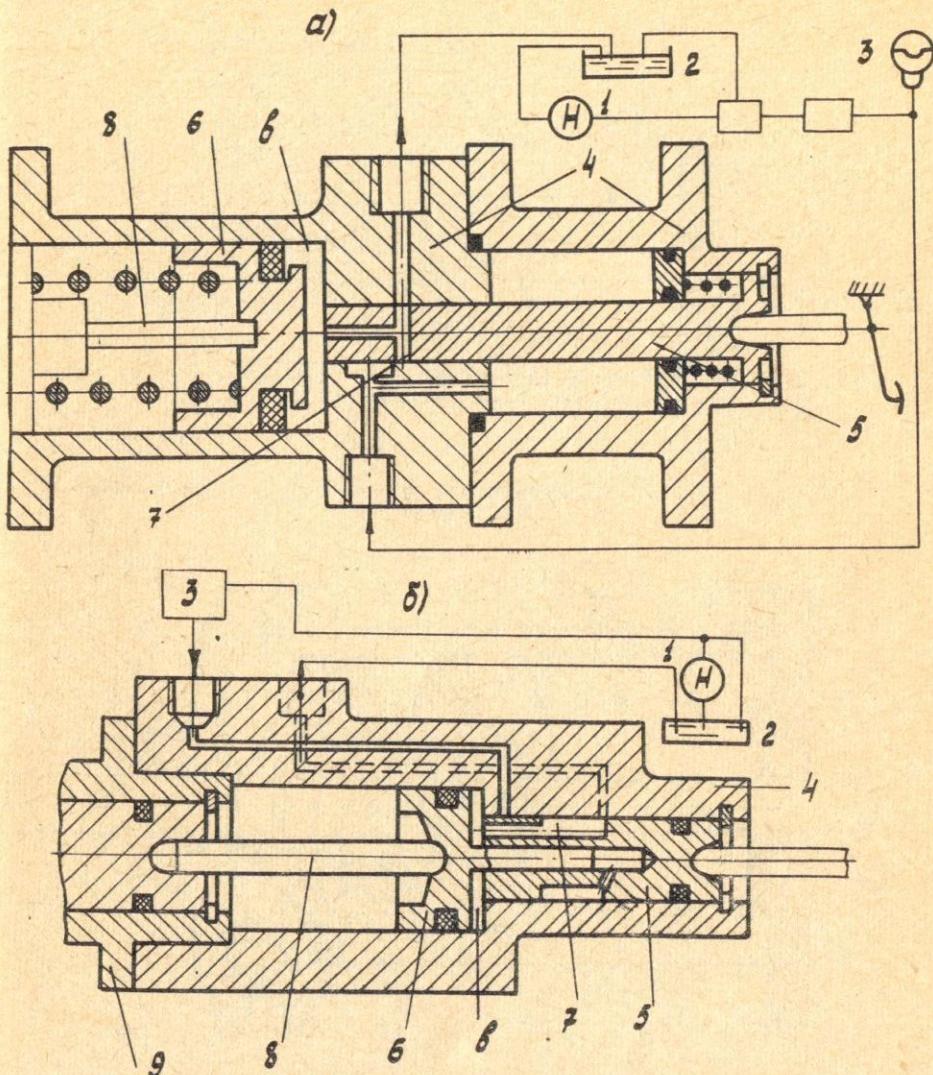


Рис. 4.15. Гидроусилители с золотниковым распределителем и реактивным поршнем: а) -[23], б) -[24]

В гидроусилителе фирмы General Motors Corp. (рис.4.17) применены клапанно-дроссельный распределитель 7 и комбинированное слежение за воздействием на тормозную педаль. Клапан 5 распределителя выполнен заодно со штоком и отжат до упора действи-

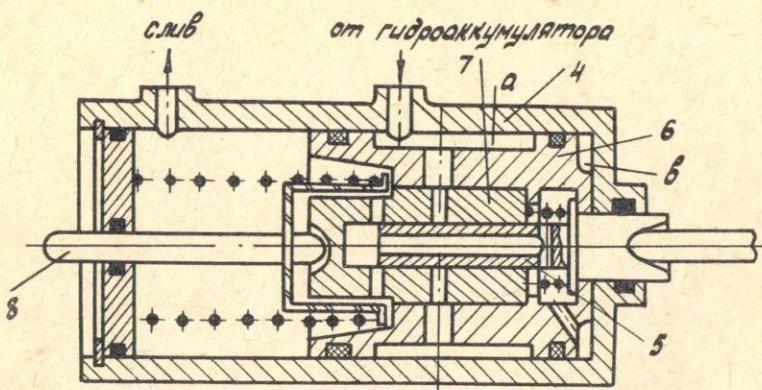


Рис. 4.16. Гидроусилитель фирмы АТЕ с золотниковым распределителем

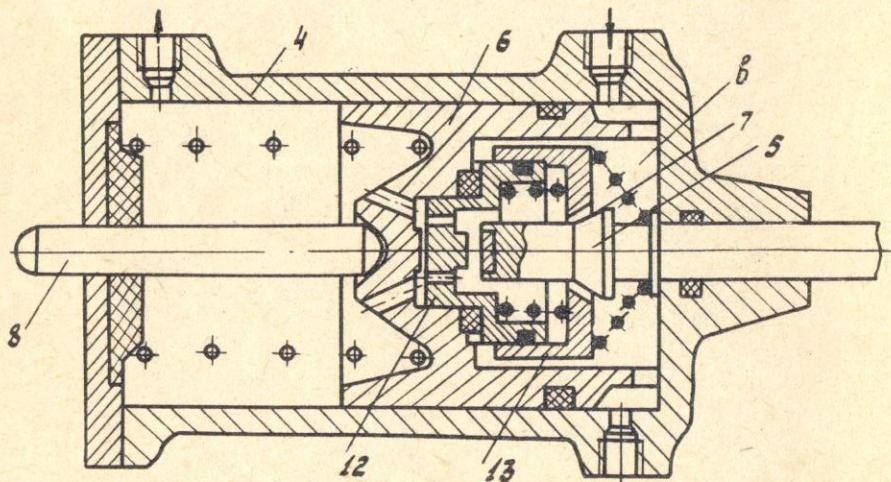


Рис. 4.17. Гидроусилитель фирмы General Motors Corp. с дроссельным распределителем

ем пружины. При воздействии на шток клапан 7 закрывается, что вызывает рост давления в полости В, смещение поршня 6 влево и создание дополнительного усилия на штоке 8. В результате образуется дросселирующая щель клапана 7, обеспечивающая заданную тормозной педалью характеристику гидроусилителя. Одновременное воздействие жидкости под давлением на реактивный поршень 12, перемещающийся в гильзе 13, создает эффект слежения за усилием на педали.

Во всех конструкциях гидроусилителей сохраняется возможность управления тормозами механическим воздействием управляющего элемента на силовой поршень. Зазор между ними выбирается из условия обеспечения минимального хода педали и срабатывания распределительного устройства сразу после его выборки.

ЛИТЕРАТУРА

- I. Генбом Б.Б. и др. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей.—Львов; Вісша школа, 1974, 234с.
2. Машенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств.—М.: Транспорт, 1972, 144с.
3. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей.—М.: Машиностроение, 1965.
4. Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. Исследование динамики торможения автомобиля.—Харьков; изд.Харьковского университета, 1962, 36с.
5. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля.—М.: Транспорт, 1978, 150с.
6. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Скутнев В.М. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил. Автомобильная промышленность, 1975, № 6, 24-26с.
7. Скутнев В.М. Эффективность применения регулятора распределения тормозных сил на переднеприводном легковом автомобиле. Автомобильный транспорт, вып.9, Техника, 1972, 101-103 с.
8. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий.—М.: Наука, 1976, 280с.
9. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний.—М.: Минавтопром, 1973, 32с.
10. ОСТ 37.001.039-72. Сигнализация аварийного состояния и контроль рабочих тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования.—М.: Минавтопром, 1973, 5с.
- II. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили.—Л.: Машиностроение, 1973, 502с.
12. Шасси автомобиля. Атлас конструкций.—М.: Машиностроение, 1977, 108с.
13. Ягант А.И. Расчет автомобильных тормозов. Учебное пособие.—М.: МАМИ, 1970, 15с.
14. Оржевский А.С. Дисковые тормоза легковых автомобилей.—М.: НИИНавтопром, 1977, 60с.
15. Машенко А.Ф. Тормозная система автомобиля.—М.: Высшая школа, 1972, 135с.

- I6. Waters Wesley A. Brakes to day and tomorrow. Material progrese. "Automot. Ind.", 1976, I55, № 9, 3I-33c.
- I7. Auslegung der Betätigungsseinrichtung für Bremsen von Personenwagen. ATZ, 1977, 79, № 7/8, 29I-294c.
- I8. Nigg R.L., Palmer A.W., Green R.F. The variable ratio master cylinder - a description of its function and operation "SAE Prepr." s.a. № 750382, 9c.
- I9. Автомобили СССР. Каталог-справочник, в 3-х т., т.3, Тормозные системы. М., 1968.
20. Немцов Ю.М., Майборода О.В. Эксплуатационные качества автомобиля, регламентированные требованиями безопасности движения. — М.: Транспорт, 1977, I40c.
21. Konigshoffer K. H. Kommt die Zentralhydraulik? Kraft aus der Kugel "Mot" 1978, № 3, 40, с.42-44.
22. Японский патент, кл.53 В 47, № 47-22035, опубл. 2.08.77.
23. Английский патент, кл. F. 2 F (B 60t), № I435832, опубликован 19.05.76г.
24. Патент США, 'кл. 9I-460 (F-15B), № 4005640, опубл. 01.02.77г.

О Г Л А В Л Е Н И Е

I.	Торможение одиночного автомобиля
I.1.	Тормозные силы, действующие на автомобиль, и их регулирование
I.2.	Оптимизация характеристик регулирования тормозных сил
I.3.	Расчетные тормозные моменты
2.	Требования к тормозному управлению легкового автомоби- ля
2.1.	Требования к рабочей тормозной системе
2.2.	Требования к запасной тормозной системе
2.3.	Требования к стояночной тормозной системе
2.4.	Требования к системам сигнализации аварийного состояния и контроля тормозного управления
3.	Тормозные механизмы легковых автомобилей
3.1.	Основные типы тормозов
3.2.	Расчет барабанных тормозных механизмов
3.3.	Конструкция барабанного тормоза
3.4.	Расчет дисковых тормозов
3.5.	Дисковые тормозные механизмы
3.6.	Эффективность и стабильность действия тормозных механизмов
3.7.	Энергонагруженность и энергоемкость тормозного механизма
4.	Гидравлический привод тормозов
4.1.	Схема гидравлического привода тормозов
4.2.	Главные тормозные цилиндры
4.3.	Расчет гидравлического тормозного привода
4.4.	Гидравлический привод с вакуумными усилителями
4.5.	Гидравлический привод высокого давления
	Литература

Св.план I983 г., поз. I465

Василий Михайлович Скутнев
Тормозные системы легковых автомобилей

- УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Редактор Е.С.Поздеева
Технический редактор Н.П.Лоренко
Корректор Н.В.Анашкина

Подписано в печать Е.О.
Формат 60x90/16 . Бумага обертка белая.
Усл.п.л. 5 Уч.изд.л. 4,5
Тираж 200 экз. Заказ № 3034 Цена 15к
Политехнический институт Тольятти, Белорусская, 14.

Областная типография им.Мяги.г.Куйбышев,
Вещека, 60.

Цена 15 коп.