

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ

Школу. Терезуки А.Б.

На правах рукописи

СКЛЯРОВ ВЯЧЕСЛАВ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 629.113-597.5

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ
АВТОМОБИЛЬНОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

(Специальность 05.05.03 - Автомобили и тракторы)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 1983

Работа выполнена на кафедре автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Научный руководитель

доктор технических наук,
профессор А.Б. Гредескуд

Официальные оппоненты

доктор технических наук,
профессор Петров В.А.,
кандидат технических наук
Стещенко В.П.

Ведущее предприятие

Московский автомобильный завод
имени И.А. Дикчеза (производ-
ственное объединение ЗМЛ)

Защита состоялась 20 октября 1983 г. в 14.00
на заседании Специализированного Совета К 068.12.01 по присужде-
нию ученой степени кандидата технических наук Харьковского
автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины по
адресу: 310078, г. Харьков, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан 7 сентября 1983 г.

Ученый секретарь специализированного
Совета, кандидат технических наук,
старший научный сотрудник

Довсечкина И.Р.

Актуальность темы. За последние годы значительно вырос
объем производства автомобилей в нашей стране. С ростом интенсив-
ности движения все больше внимания уделяется вопросам эффективнос-
ти тормозных систем с чем связываются следующие положения плана НИР и
ОКР по решению научно-технической проблемы "безопасность дорожно-
го движения" на 1982..1985 годы, утвержденной ГНТ СССР.

Успешное сочетание высокой эффективности торможения с малыми
затратами энергии водителя на управление торможением возможно с при-
менением усилителей в приводе.

Снижение разрежения на впуске карбюраторных двигателей, а так-
же все более интенсивное распространение дизельных двигателей
приводят к применению вакуумных и гидравлических усилителей.
Перспективным считается замена их гидросилителями.

В практике отечественного автомобилестроения пока не имеется
опыта по созданию тормозных систем с гидросилителями и интенсифи-
кации работ в этом направлении является важнейшей необходимостью.

Применение гидросилителей, наряду с повышением тормозных и
экономических показателей, позволяет снизить металлоемкость тормоз-
ной системы. Прежде всего целесообразно применить гидросилители
тормозов на автомобилях, имеющих гидросистему с насосом, причем
наиболее приемлемым считается обеспечение их энергией от системы
гидросилителя руля. Однако различия в подходе к созданию автомо-
бильных систем с общим насосом, несогласованность технических ус-
ловий, предъявляемых к одной группой потребителей к источнику энер-
гии, отсутствие сведений о взаимосвязи потребителей системы с гид-
росилителем сдерживает успешное создание и внедрение гидросили-
телей автомобильных тормозных приводов.

Цель работы заключается в разработке методики выбора схемы
и параметров гидросилителя тормозов, а также системы питания его
энергией.

Объект исследования - тормозная система автомобиля с гидро-
усилителем в гидростатическом приводе и система совместного обес-
печения энергии гидросилителя руля и тормозов.

Методика исследования включает теоретические и эксперимен-
тальные исследования гидросилителя тормозов, тормозной системы с
гидросилителем и системы обеспечения энергии гидросилителя
руля и тормозов.

Научная новизна. Выполнен анализ и предложена классификация

возможных схем гидроусилителей тормозов и способов обеспечения их энергией. Установлена зависимость коэффициента усиления гидроусилителя от массы автомобиля и коэффициентов передачи элементов тормозной системы. Разработаны методика моделирования гидроусилителя, позволяющая учитывать влияние параметров гидроусилителя и тормозной системы на его характеристики. Подтверждена возможность совместной работы гидроусилителя руля и тормозов от одного насоса без искажения работы привода.

Практическая ценность выполненной работы заключается в использовании результатов исследования при проектировании и разработке гидроусилителей тормозного привода.

Реализация работы. Результаты проведенных исследований приняты к использованию в проектировании перспективных легковых автомобилей Горьковского автозавода и реализованы в опытных конструкциях гидроусилителя тормозов и распределителя потока, обеспечивающего совместную работу гидроусилителей руля и тормозов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на научных сессиях Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомольца Украины в 1977, 1979, 1981 и 1982 годах, а также в УССР Горьковского автомобильного завода и в НИИ Московского автомобильного завода имени И.А. Духачева.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в десяти научных работах, в том числе 4 авторских свидетельства.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, приложений и содержит III страницу машинописного текста, 2 таблицы и 75 рисунков. Список литературы включает 115 источников на русском языке, 87 источников на иностранных языках и перечен 257 патентов по гидроусилителям тормозов, оглащенный в приложении.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ и оценка требований к управлению тормозами автомобиля, определены пути улучшения тормозных качеств с применением гидроусилителей тормозного привода, ообщены сведения об известных конструкциях гидроусилителей тормозов и способах обеспечения их энергией, выполнена классификация гидроусилителей и систем обеспечения энергии, рассмотрены существующие методы исследования и проектирования систем с гидроусилителями, определены задачи исследования.

Выполненный обзор сообразности требований к эффективности тормозных систем, нормативных и перспективных эргономических требований к управлению тормозами, а также возможности водителя и тормозных систем показал, что их успешное сочетание для автомобилей с гидростатическим приводом возможно при использовании гидроусилителей тормозов.

В опубликованных работах по гидроусилителям тормозов содержится информация преимущественно рекламного характера и лишь крайне редко даны сведения об их разработке и исследовании.

Наиболее общие положения по проектированию тормозной системы с гидроусилителем имеют место в работе *Kees/Heus Stienen*. Однако в ней при оценке формирования уровня давления в тормозном приводе применен подход, характерный для вакуумных усилителей.

В публикациях недостаточно раскрыты динамические процессы в гидроусилителе тормозов. Только в работе *K. T. Hendricks* приведены данные о теоретическом исследовании частотных характеристик гидроусилителя. К сожалению, в этом исследовании не учитывалось влияние реальной нагрузки.

Как правило ни в одной из известных работ не раскрыты вопросы обеспечения гидроусилителей тормозов энергией.

В связи с ограниченными количеством публикаций по гидроусилителям тормозов был выполнен обзор работ по аналогичным направлениям из смежных областей техники.

Выявлено, что при создании гидроусилителей руля преобладающим является учет влияния различных факторов на оценку времени срабатывания усилителя, важность его включения в работу и устойчивость при наличии возмущающих воздействий как внутренних, так и со стороны внешней нагрузки.

Аналогичным образом, но с учетом конкретных особенностей и условий применения, разрабатывался аналогичные сервомеханизмы и следящий гидропривод стенок.

Таким образом, при создании гидроусилителей автомобильного тормозного привода необходимо прежде всего изучить влияние нагрузки, способа обеспечения энергией, а также характера управляющих и возмущающих воздействий, свободных автомобилей.

На основании выполненного обзора были сформулированы следующие задачи исследования.

1. Разработать положения методики выбора параметров гидроусилителя тормозов.

2. Исследовать влияние параметров гидроусилителя на его характеристики.
 3. Создать гидроусилитель тормозов по наиболее перспективной схеме.
 4. Исследовать характеристики автомобильного тормозного привода с гидроусилителем.
 5. Оценить возможность совместной работы от одного источника энергии гидроусилителя руля и тормозов.
 6. Разработать и исследовать распределитель потока жидкости, удовлетворяющий работу гидроусилителя руля и тормозов.
- Во второй главе приведены исходные положения, определяющие выбор схемы гидроусилителя тормозов, представлена его математическая модель и выполнено ее исследование на АЭМ.
- Выбор схемы и параметров гидроусилителя основан на:
- 1) функциональном назначении, отражающем особенность работы, места установки, способа управления и характера нагрузки;
 - 2) заданных требованиях к характеристикам, объединенных в статике и динамике входные и выходные сигналы;
 - 3) возможности усложненности и упрощенности в зависимости от условий применения и наиболее полного учета конкретных требований.
- Наиболее приемлемой является схема усилителя с кинематической обратной связью по перемещению гильзы золотникового дросселя (рис. 1).

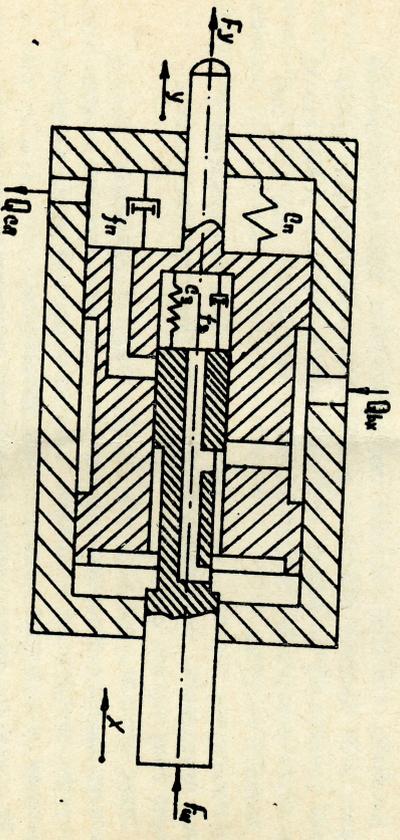


Рис. 1. Принятая к разработке схема гидроусилителя тормозов

Основным показателем, позволяющим оценить следующее действие и устойчивость гидроусилителя тормозов принят коэффициент перемещений по перемещению

$$K_{п.п.} = \frac{X}{y}$$

где X и y - перемещения на входе и выходе гидроусилителя. Подсчетные из уравнений расходов и давления, отражающих динамику изадающего ненагруженного гидроусилителя, выражения коэффициентов $K_{п.п.}$ практически одинаковы для различных схем усилителей. Коэффициент различия по перемещению для выбранной схемы гидроусилителя определяется по выражению (1)

$$K_{п.п.} = \frac{A_n \cdot \beta_s \cdot K_{a_2}}{C_n \left(\epsilon \cdot \frac{dy}{dt} + A_n \cdot \frac{dy}{dt} + K_{a_1} \beta_s + K_{a_2} \frac{A_n \cdot \beta_s}{C_n} \right)} \quad (1)$$

- где
- A_n - площадь поршня гидроусилителя;
 - C_n - жесткость пружины поршня;
 - β_s, V - давление в силовой полости и ее объем;
 - E - модуль упругости жидкости;
 - K_{a_1}, K_{a_2} - коэффициенты расхода жидкости в зависимости от перемещения золотника дросселя и давления в силовой полости.

Теоретическое исследование функциональных особенностей и характеристик выравненной схемы проводилось с помощью математической модели.

Уравнения динамического состояния гидроусилителя с регулятором силы потоком жидкости и учетом нагрузки имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} F_y - m \ddot{y} - f_n \dot{y} - C_n y &= 0 \\ K_{a_1} X - K_{a_2} \beta_s &= A_n y + K_e \beta_s \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

- где
- F_y - усилие на входе гидроусилителя;
 - K_e - коэффициент, учитывающий сжимаемость жидкости;
 - f_n - коэффициент демпфирования;
 - C_n - жесткость нагрузки.

Полученная из уравнения динамического состояния гидродинамическая математическая модель гидродинамического усилителя системы уравнений (3)

$$\Sigma F_z = F_{ш.} - F_{пр1.} - F_{пр.} - F_{пр2.} - F_{тр.ш.}$$

$$F_{пр1} = C_{пр1} \cdot \beta$$

$$F_{пр.} = A_{пр.} \cdot P_y$$

$$F_{пр2} = C_{пр2} \cdot Z$$

$$F_{тр.ш.} = \begin{cases} F_{тр} \cdot \text{sign}(Sx) & \text{при } Sx \neq 0 \\ -F_{тр} \leq F_{тр}(Sx) & \text{при } Sx = 0 \end{cases}$$

$$\Sigma F_s = m_1 \cdot \frac{d^2 Sx}{dt^2} + f_1 \cdot \frac{d Sx}{dt}$$

$$Z = X - Y$$

$$Q_{д1} = \varphi(Z) = \begin{cases} 0 & \text{при } Z \leq Z_1 \\ K_{д1} \cdot Z & \text{при } Z_1 < Z < Z_2 \\ Q_{д1, \max} & \text{при } Z \geq Z_2 \end{cases}$$

$$Q_{д2} = \varphi_1(Z) = \begin{cases} 0 & \text{при } Z_0 < Z < Z_2 \\ K_{д2} \cdot Z & \text{при } 0 < Z < Z_0 \\ Q_{д2, \max} & \text{при } Z < Z_0 \end{cases}$$

$$Q = Q_{д1} - Q_1 - Q_2 = Q_{д1} - K_{д2} \cdot Y - A_{п1} \cdot \frac{dY}{dt}$$

$$Q = \frac{1.1 \cdot A_{п1} \cdot Y_{\max}}{2E} \cdot \frac{dP_{гидр}}{dt}$$

$$P = \varphi_2(Z) = \begin{cases} 0 & \text{при } Z < Z_1 \\ P_{\max} \cdot \frac{1.1 \cdot Q_{д1} - Q_{д2}}{2} & \text{при } Z_1 < Z < Z_2 \end{cases}$$

$$P_s = \varphi_3(P_{гидр}) = K(\beta) \cdot P_{гидр}$$

$$F_y = F_n - F_{пр} - F_{тр} - F_{гид} = A_{п1} \cdot Y - C_n \cdot Q - F_{тр} - F_{гид}$$

$$F_y = m \cdot \frac{d^2 Y}{dt^2} + f \cdot \frac{dY}{dt} + C_n \cdot Y$$

$$F_{тр} = \begin{cases} F_{тр} \cdot \text{sign}(SY) & \text{при } SY \neq 0 \\ -F_{тр} \leq F_{тр}(SY) & \text{при } SY = 0 \end{cases}$$

$$F_{гид} = \psi_1(P)$$

$$P = \psi_2(Y)$$

(3)

Структурная схема модели усилителя, соответствующая системе преобразованных по Лапласу уравнений, учитывающая перемещение на входе, представлена на рис. 2 в. Для оценки работы гидродинамического усилителя с учетом изменения условия на входе эта схема в преобразованном виде дана на рис. 2 б.

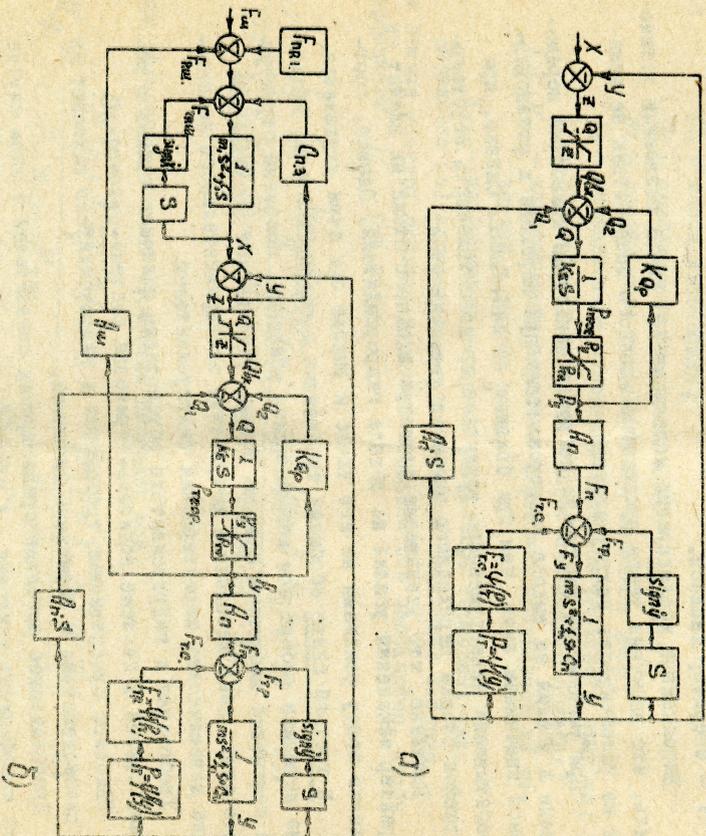


Рис. 2. Структурные схемы модели гидродинамического усилителя:
 в - с перемещением на входе,
 б - с усилием на входе

В приведенных на рис. 2 структурных схемах кодаги приняты следующие обозначения:

- Z - перемещение золотника относительно гильзы в поршне;
- Q - расход жидкости;
- M_п - масса поршня с выходным штоком и золотника с входным штоком;
- P_г - давление в тормозной системе;
- A_ш - площадь входного штока;
- F_ш - усилие на входном штоке;
- F_{гд} - усилие со стороны нагрузки;
- S - оператор Лапласа.

Выполненные исследования модели на АЭМ МН-18 позволили установить, что величина темпа приложения входного воздействия не влияет на устойчивость гидроусилителя.

При уменьшении жесткости нагрузки вынуждена колебания перемены и усилие на выходе гидроусилителя при переходе к установившемуся значению ниже, чем при больших ее значениях. Однако, при сработавании ненагруженного усилителя продолжительность неустановившейся стадии переходного процесса увеличиваются.

Выявлено, что уменьшение диаметра входного штока не влияет на характер изменения усилия на выходе гидроусилителя. Однако, соотношение между усилиями на его входе и выходе при этом ухудшается. В третьей главе обобщены требования к гидроусилителю, предложена методика выбора его коэффициента усиления, показаны структурные изменения в обратной базовой схеме, учитывающие поставленные требования, дана методика и результаты экспериментальной исследования динамических характеристик гидроусилителей.

Требования к гидроусилителю обусловлены наличием прямых и обратных связей в системеводитель-тормозная система-автомобиль.

Наиболее существенные требования к гидроусилителю вытекают из его взаимодействия с тормозной системой.

Преобладавшее значение среди прочих показателей в этом случае имеет коэффициент усиления $K_y = \frac{F_y}{F_x}$, характеризующий зависимость между усилиями на его входе F_x и выходе F_y . Величина коэффициента усиления определяет область применения гидроусилителя на автомобилях различных классов.

В свою очередь он является составной частью общего коэффициента передачи тормозной системы $K_{гд} = \frac{\sum M_{т}}{\sum M_{к}} \cdot K_{уси}$, определяемого отношением суммарного развиваемого тормозного момента $\sum M_{т}$ к усили-

сходя из величины $K_{гд}$ с учетом использования тормозного момента по условиям сцепления, получено выражение для определения K_y для различных стадий торможения

$$K_y = \frac{G_a \cdot \varphi \cdot m \cdot z_k}{L_n \cdot F_n \cdot (K_{гд1} + K_{гд2} \cdot K_{гтс2}) \cdot F_n} \quad (4)$$

где

- G_a - масса автомобиля;
- φ - коэффициент сцепления колес с дорогой;
- m - коэффициент использования сцепного веса;
- L_n - передаточное отношение педально-рычажного привода;
- $K_{гд}$ - коэффициент передачи гидрогидротехнического привода;
- $K_{гд1}, K_{гд2}$ - коэффициенты передачи тормозных механизмов на передней и задней осях;
- $K_{гтс2}$ - коэффициент передачи регулятора тормозных сил.

Выражение (4) справедливо для исправной тормозной системы.

При отказе контура привода тормозов передней оси необходимо, чтобы коэффициент K_y был равен

$$K_y = \frac{G_a (a - l_{гтс1} \cdot h_g) \cdot \varphi \cdot z_k}{L_n \cdot F_n \cdot K_{гд1} \cdot K_{гтс2} \cdot K_{гтс1}} = \frac{G_a (a - \gamma \cdot h_g) \cdot \varphi \cdot z_k}{L_n \cdot F_n \cdot K_{гд1} \cdot K_{гтс2} \cdot K_{гтс1}} \quad (5)$$

а при торможении только тормозами передней оси

$$K_y = \frac{G_a (b + \frac{l_{гтс1} \cdot h_g}{g}) \cdot \varphi \cdot z_k}{L_n \cdot F_n \cdot K_{гд1} \cdot K_{гтс1}} = \frac{G_a (b + \gamma \cdot h_g) \cdot \varphi \cdot z_k}{L_n \cdot F_n \cdot K_{гд1} \cdot K_{гтс1}} \quad (6)$$

где

- L - база автомобиля;
- qB - расстояние от передней и задней оси до центра масс автомобиля;
- h_г - высота центра масс;
- l_{гтс1} - максимальное замедление автомобиля;
- g - ускорение свободного падения;
- γ - удельная тормозная сила.

Если при отказе какого-либо контура коэффициент усиления ос-

этого безразличны, то, используя выражения (4), (5) и (6), легко определить на сколько должна увеличиться сила на педали.

Кроме этого, используя выражение (7), по определению коэффициента усиления для заданной схемы гидроусилителя

$$K_{п.у} = \frac{dP(P_2 - P_1)}{dL \cdot P_2} \quad (7)$$

где $d_{п.у}$ - диаметр силового поршня и входного штока;
 P_2, P_1 - давления в силовой полости и полости слива;
 L - к.п.д. усилителя.

и, сопоставив его с уравнениями (4), (5) и (6), можно найти значения основных геометрических и энергетических параметров гидроусилителя.

Корректировку выбора параметров следует выполнять с учетом динамики процесса торможения по методике, изложенной во второй главе Диссертации.

Для достижения переменного коэффициента усиления и снижения "пробоя" педали при отказе катуры тормозного привода предложены следующие изменения базовой структуры гидроусилителя, защищенные авторскими свидетельствами.

Результаты разработанных теоретических положений легли в основу создания опытного образца гидроусилителя тормозов. Для практического подтверждения возможности опытной конструкции гидроусилителя были выполнены экспериментальные исследования его динамических характеристик, позволяющие:

- 1) определить остродействие и качество следящего действия;
- 2) исследовать влияние колебаний давления в питающей части и со стороны нагрузки;
- 3) подтвердить правильность теоретических положений.

Наиболее информативными методами исследования динамики следящих систем, к которым относятся гидроусилитель тормозов, являются частотные методы. В связи с этим была разработана методика и оборудование для экспериментального исследования динамических характеристик.

Для получения частотных характеристик гидроусилителя была создана установка, позволяющая генерировать гармонические колебания требуемой мощности при высокой частоте входного сигнала.

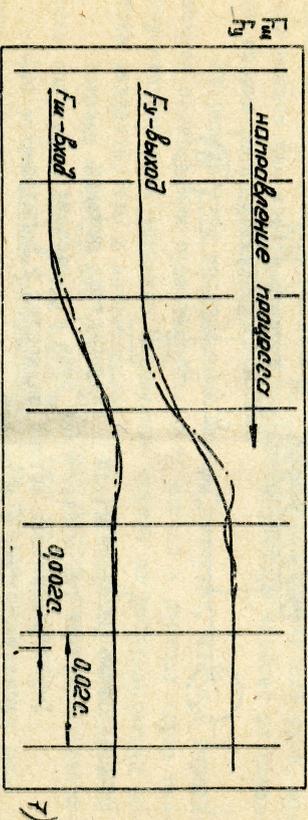
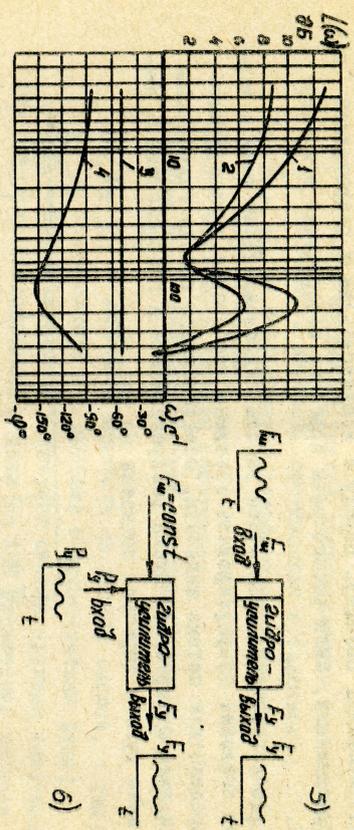


Рис. 3. Динамические характеристики гидроусилителя: видны туго-частотные-1, 2 и фазо-частотные-3, 4 получены согласно экспериментальной схеме 5 и 6; 7-переходная характеристика (— экспериментальная, --- расчетная)

Полученные амплитудно-фазо-частотные и переходная характеристики подтверждают высокое остродействие, устойчивость и качество следящего действия выbranной и созданной конструкции гидроусилителя.

В четвертой главе выполнен анализ требований к гидросистеме, объединяющей гидроусилитель руля и тормозов, предложена конструкция распределителя потока жидкости и выполнено его теоретическое и экспериментальное исследование.

От успешного решения вопроса обеспечения гидроусилителя тормозов энергией во многом зависит перспективность его применения

на автомобильных. Поэтому, наряду с исследованьем и разработкой гидроусилителя, были рассмотрены проблемы обеспечения его энергией.

Анализ режимов совместной работы гидроусилителя руля и тормозов позволил сформулировать основные требования к конструкции распределителя потока жидкости, объединяющего работу гидроусилителя руля и тормозов. Схема распределителя в гидросистеме с усилителями руля и тормозов показана на рис. 4.

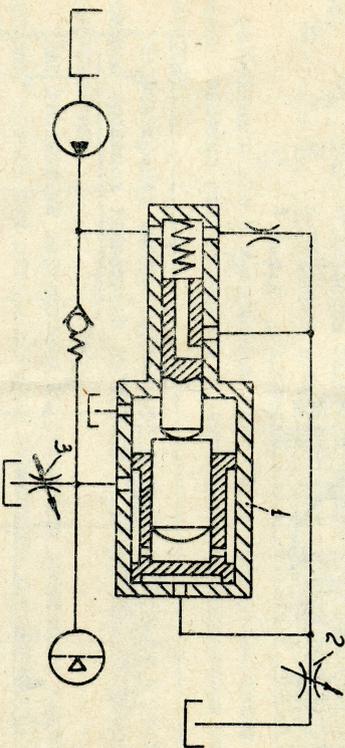


Рис. 4. Схема распределителя в гидросистеме питания энергией гидроусилителя руля и тормозов:
1 - распределитель потока жидкости; 2, 3 - гидроусилители руля и тормозов

Согласно принятой схеме гидросистемы была разработана математическая модель и выполнены ее исследования на АЭМ МН-18.

В основу модели положены уравнения динамики движения жидкости в системе и динамики механизма распределителя.

Переключение потока жидкости от насоса к гидроусилителю руля или на зарядку гидравлического аккумулятора соответственно к гидроусилителю тормозов выполняется золотником распределителя. Управление переключением золотника осуществляется за счет изменения давления зарядки гидравлического аккумулятора или давления в гидросистеме руля.

Условие движения золотника определяется уравнением (8)

$$A_3 \cdot P + (m_3 \cdot l + X_3) = A_1 m_1 P_0 + A_2 m_2 P_{0r} - \sum m \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{dx}{dt} (f_3 + f_{m_1} + f_{m_0}) \quad (8)$$

где $\sum m$ - масса подвижных частей распределителя (золотника, плунжера, поршня), приведенная к золотнику;

f_3, f_{m_1}, f_{m_0} - коэффициенты демпфирования золотника, плунжера и поршня;

$C_{пз}$ - жесткость пружины золотника;

$A_3, A_1 m_1, A_2 m_2$ - площади сечения золотника, плунжера, поршня;

P_0, P_0r, P_{0r} - давление жидкости на выходе насоса, в гидроаккумуляторе и в системе гидроусилителя руля;

β, χ - предельное и текущее скатие пружины золотника. Как показали исследования модели на АЭМ увеличение расхода на гидроусилитель тормозов не оказывает влияния на характер начала и конца зарядки гидравлического аккумулятора, однако увеличивает время процесса. Это относится и к работе гидроусилителя руля, причем момент докировки зарядки гидравлического аккумулятора зависит от площади поршня распределителя.

Из результатов исследования модели вытекает, что при определенном соотношении производительности насоса и расхода через гидроусилитель руля возможно исключение поршня из распределителя потока жидкости, что в значительной мере упрощает его конструкцию. Новизна конструкции распределителя потока жидкости подтверждена патентным авторским свидетельством на изобретение.

Для установления работоспособности предложенной схемы распределителя и результатов теоретических исследований был изготовлен и испытан его опытный образец.

По результатам экспериментального исследования установлено, что с помощью повышения давления в системе гидроусилителя руля возможна дозарядка гидравлического аккумулятора до давления, превышающего установившееся предельное значение пружины золотника распределителя.

Характер переходного процесса в конце и начале зарядки не зависит от величины потока к гидроусилителю руля и тормозов.

Если гидравлический аккумулятор заряжен, то гидроусилитель руля и тормозов работает независимо друг от друга.

В этой главе приведена методика и результаты экспериментального исследования в стационарных и дорожных условиях автомобиля гидросистемы с усилителями руля и тормозов.

Отдельно выполнены исследования гидроусилителя тормозов и распределителя потока жидкости показали их независительные индикативные

льние свойства и особенности. Однако окончательное подтверждение правильных и реализуемых в опытных конструкциях решений потребовало до их совместного экспериментального исследования в автономной гидросистеме, схема которой показана на рис. 5.

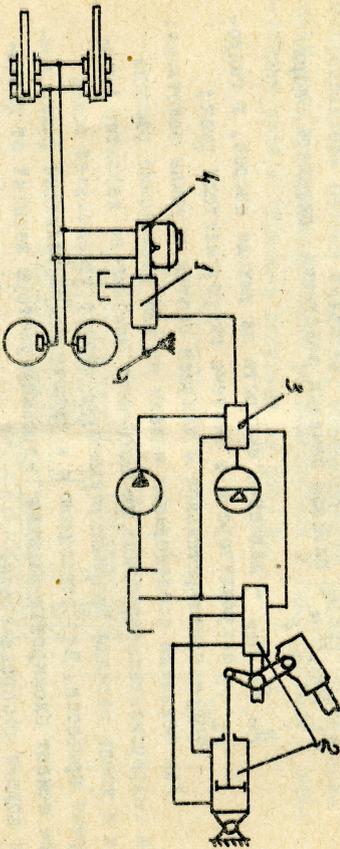


Рис. 5. Схема испытываемой гидросистемы автомобиля.

1, 2 - гидросилиндр и тормоз и руля, 3 - распределитель потока жидкости, 4 - главный тормозной цилиндр

Экспериментальные исследования гидросистемы выполнялись в два этапа.

Первый этап включал исследование на стенде, второй - на автомобиле. Как в первом, так и во втором случае определялись статические и динамические характеристики системы и созданных узлов.

Для этого были разработаны соответствующие программы и методики, подобрано и подготовлено необходимое оборудование. Полученные в эксперименте на автомобиле статические характеристики тормозной системы даны на рис. 6.

Типовые экспериментальные динамические характеристики тормозной системы и автономной гидросистемы с усилителями руля и тормозов показаны на рис. 7.

Результаты эксперимента в полной мере подтвердили перспективность применения гидросилиндров тормозов и в особенности при подкачки его к имеющимся на автомобиле системам с насосом, в частности, к гидросистеме руля.

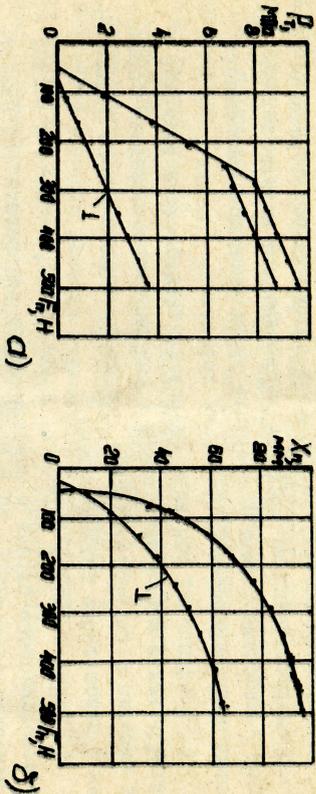


Рис. 6. Статические характеристики тормозной системы с гидросилиндром легкового автомобиля ГАЗ-14.

- а) зависимость $P_1 = f(F_1)$
- б) зависимость $X_a = f(F_1)$
- 1 - без подвода энергии

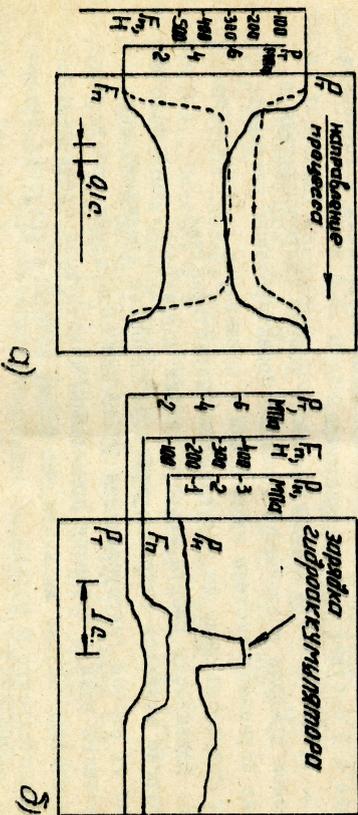


Рис. 7. Динамические характеристики:

- а) тормозной системы с гидросилиндром;
- б) гидросистемы с усилителями руля и тормозов;
- гидросилиндр с подводом энергии;
- гидросилиндр без подвода энергии

1. Применение гидросилителя в автоматизированных тормозных системах с гидростатическим приводом позволяет при высоком быстродействии и качестве слежения получить уменьшение до необходимого уровня энергозатрат на управление тормозами.
2. Коэффициент усиления гидросилителя следует выбирать с учетом влияния массы автообода и коэффициентов передачи тормозной системы с гидростатическим приводом, определяемого предложениями в диссертации зависимости.
3. Гидросилитель тормозов, выполненный по схеме с осевым соединением силового поршня и золотникового распределителя является наиболее перспективным. Впервые оазовая схема гидросилителя допускает структурные изменения по удешевлению требований к повышению надежности тормозной системы. Новизна предложенных структур подтверждена полученными авторскими свидетельствами № 885638, 899762, 941699.
4. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что гидросилитель обладает достаточной устойчивостью на всех режимах работы тормозной системы автообода. Его устойчивость сохраняется также при возмущающих колебаниях в тормозном приводе и в системе питания энергией.
5. Представленная модель процесса работы гидросилителя в тормозном приводе позволяет на стадии проектирования учитывать влияние тормозной системы автообода и параметров рабочих элементов гидросилителя на его выходные характеристики.
6. Надежность работы гидросилителя повышается, если источником энергии является гидравкумулятор. Наиболее приемлема его зарядка от насоса гидросилителя руля. Для сокращения работы гидросилителя руля и тормозов предложены конструкция специального распределителя потока жидкости, на схему которого получено авторское свидетельство № 931652.
7. Независимо от режима движения автообода возможна совместная работа гидросилителя руля и тормозов при частичном приоритете в подаче потока жидкости к гидросилителю тормозов без предоставления исключительного приоритета любому из потребителей. Целесообразно обеспечивать частичный приоритет в подаче потока жидкости к гидросилителю тормозов.

8. Процесс перезарядки гидравкумулятора после падения давления в нем до минимального давления газа не влияет на рабочий диапазон характеристик гидросилителя тормозов. Минимальное давление в гидравкумуляторе должно обеспечивать наличие статической характеристики тормозной системы с гидросилителем на 5...10%, превышая расчетное значение из условий олокирования затолмжаемых колес.

9. Разработанная модель гидросистемы с гидросилителем руля и тормозов, являющаяся распределителем потока жидкости, позволяет определить оптимальное распределение потоков. Кроме этого, она позволяет оценить влияние параметров распределителя как на его динамические характеристики, так и на характеристики гидросистемы, соответствующие различным режимам ее работы.

10. Выполненные стендовые и дорожные испытания подтверждают высокую работоспособность опытных образцов гидросилителя тормозов и распределителя потока жидкости.

II. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании тормозных систем с гидростатическим приводом для легковых и грузовых автоободов.

- Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:
1. Бубько И.И., Скляр В.Н. Исследование динамических характеристик тормозных механизмов легковых автоободов. - Харьков: Дел. в ЖИИНавтопром, № Д 270 в сборнике "Дел. Луколин" № 7/93, 1979.
 2. Гидравлическая система транспортного средства. Федосов А.С., Цыркин В.М., Скляр В.Н., Гепович Е.И. Автор. № 931562. Издательство "Открытия" и изобретения № 20, 1982.
 3. Гидросилитель тормозного привода. Федосов А.С., Цыркин В.М., Скляр В.Н., Гепович Е.И., Булавкин А.С. Автор. № 541659. Издательство "Открытия" и изобретения № 25, 1982.
 4. Многоконтурная гидравлическая тормозная система транспортного средства. Федосов А.С., Цыркин В.И., Скляр В.Н., Гепович Е.И., Булавкин А.С., Кундыш Е.И. и др. Автор. № 885638. Издательство "Открытия" и изобретения № 44, 1981.
 5. Создать и исследовать гидросилитель тормозного привода для легковых автоободов ГАЗ: Страт/ХАИ; руководитель темы

- Д.Т.Н., проф. А.Б. Гредеску. Исполнители: В.Н.Скляр, А.С.Будякин, А.С. Федосов, Н.Д. Фазоров; инд. № Б926165. - Харьков: 1973. - 101 с (Сборник рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1981, № 12).
6. Скляр В.Н. Анализ разности конструкций гидросистем автомобилей и тракторов с гидросистемами. - Харьков: Дип. в НИИАвтопроме, № 711 вв-Д82 в сборнике "Дип. рукописи" № 7/129), 1982.
7. Скляр В.Н. Экспериментальное исследование автомобильного тормозного привода с гидросистемами. - Харьков: Дип. в НИИАвтопроме, № 710 вв-Д82 в сборнике "Дип. рукописи" № 7/129), 1982.
8. Скляр В.Н., Будякин А.С. Экспериментальные частотные характеристики главных тормозных цилиндров легковых автомобилей. ЭИ "Конструкции автомобилей", № 3. -М.: НИИАвтопром, 1981.
9. Тормозная система транспортного средства. Федосов А.С., Цирлин В.М., Скляр В.Н., Гелович Е.М., Будякин А.С. А.С.В. № 895762. Бюллетень открытий и изобретений № 1, 1982.
10. Федосов А.С., Скутнев В.М., Скляр В.Н. и др. Метод исследования динамических характеристик систем регулирования тормозных сил. Сб. "Автомобильный транспорт". - Киев: Техника, вып. 12, 1975.



Ответственный за выпуск доцент Федосов А.С.
 ВУ 15342. Подписано к печати 11.07.1983 г.
 Заказ 332. Тираж 100. Объем 1,0 усл. лист.
 Ротапринт ХАДИ, Харьков, ул. Петровского, 25