



• © Д.В. Глазунов, канд. техн. наук, доцент (Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек)

РАЗРАБОТКА ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

***Аннотация.** Изложены проблемы повышения эффективности торможения автотранспортных средств с помощью гидропривода с преобразователем давления, обладающего определенными достоинствами по сравнению с существующими приводами.*

***Ключевые слова:** гидропривода с преобразователем давления, передаточное отношение тормозного гидропривода.*

***Анотація.** Викладено проблеми підвищення ефективності гальмування автотранспортних засобів за допомогою гідроприводу з перетворювачем тиску, який володіє певними перевагами в порівнянні з існуючими приводами.*

***Ключові слова:** гідроприводу з перетворювачем тиску, передавальне відношення гальмівного гідроприводу.*

***Annotation.** Set out the problem of increasing the braking performance of vehicles with hydraulically to a pressure transducer, which has certain advantages compared with existing drives.*

***Keywords:** hydraulic drive with a pressure transducer, the gear ratio of the brake hydraulic drive.*

Введение

Увеличение интенсивности и скорости движения автотранспорта предопределяет расширение исследований и практических мер по дальнейшему повышению безопасности движения. Перспективным средством повышения активной безопасности является создание и применение новых и совершенных тормозных систем, обеспечивающих минимальный тормозной путь при сохранении устойчивости и управляемости затормаживаемого автомобиля. Особое внимание при этом уделяется величине усилия на тормозной педали, как одному из основных показателей требований эргономики. Применяемые гидроприводы с вакуумными усилителями не в состоянии полностью удовлетворить весь комплекс предъявляемых требований, что вынуждает искать и исследовать другие методы обеспечения необходимой эффективности процесса торможения.

Одним из реальных и перспективных направлений в решении проблемы повышения эффективности торможения автотранспортных средств является создание гидропривода с преобразователем давления, называемого в некоторых работах гидроприводом с переменным передаточным отношением, обла-

дающего определенными достоинствами по сравнению с существующими приводами.

Вопросы выбора схем и конструкций элементов преобразователей давления и его параметров, разработки методики расчета проектирования преобразователей еще не нашли полного отражения в научных работах, являются актуальными и требуют дальнейшего изучения.

Анализ последних исследований и публикаций. Методика исследования включала теоретические и экспериментальные исследования статистики элементов и динамики привода, определения податливости основанных его элементов. Динамика гидропривода рассматривалась с учетом разветвленности системы и новых законов нелинейностей, [5]. Расчеты выполнялись с использованием начальной методики тормозных систем с переменным передаточным отношением, [1, 2, 3]. Проведен обзор и анализ схем и основных показателей основного гидропривода с точки зрения энергозатрат на торможение и удовлетворения современных требований эргономики и стандартов, обзор технической литературы по тормозному гидроприводу с переменным передаточным отношением, а также анализ конструкций преобразователей давления, [5].



Целью работы является разработка методики расчета преобразователей давления, обоснование выбора их конструктивных элементов и параметров применительно к гидроприводу тормозных систем автомобилей. Разработана методика выбора коэффициентов усиления клапана срабатывания, ступенчатого поршня и преобразователя давления по статическим характеристикам при его работе в гидроприводе, методика динамического расчета математической модели разветвленного тормозного гидропривода с преобразователем давления. Установлена взаимосвязь конструктивных параметров преобразователей и эффективности применения их в гидроприводе тормозных систем автомобилей.

Основная часть

В связи с массовостью пользования автомобилем, особое внимание в настоящее время уделяется эргономике. Это нашло свое отражение в стандартах большинства стран по регламентации требований к тормозным системам автотранспортных средств. Перед автомобильной промышленностью была поставлена проблема совершенствования существующих и создания принципиально новых систем тормозов, удовлетворяющих довольно жесткие требования рекомендаций и стандартов, в частности относительно усилий на тормозной педали.

Стремление снизить величину усилия на педали привело к использованию, кроме мускульной энергии водителя, энергии другого источника или осуществлению более рационального распределения энергозатрат водителя в цикле торможения с помощью преобразователей давления (применению гидропривода с переменным передаточным отношением). Такой тормозной привод значительно снижает усилие на тормозной педали на заключительной стадии интенсивного торможения, он не связан с работой двигателя и не влияет на него, что обеспечивает нормальную работу тормозной системы при экстренном торможении, а также в условиях высокогорья. В основу работы гидропривода с преобразователем давления положено изменение передаточного отношения привода в режиме торможения по мере нарастания полезных сил сопротивления в тормозных механизмах с момента выбора тормозных зазоров. Под передаточным отношением тормозного гидропривода в данном случае понимается отношение величины давления в колесных тормозных цилиндрах к величине усилия, прикладываемого к тормозной педали. Изменение передаточного поршня: выбор зазоров в тормозных механизмах за счет его большого диаметра, а создание тормозной силы в них – за счет меньшего. В технической и патентной литературе содержатся сведения об устройствах, изменяющих передаточное отношение тор-

мозного гидропривода, с которыми проводились экспериментальные работы и испытания, но не затрагивались разработки методики их расчета и динамического анализа работы.

Учитывая изложенное, в данной работе решались вопросы дальнейшего исследования структуры характеристик преобразователей давления, разработки методики расчета привода с учетом податливости и разветвленности, исследования динамики тормозного гидропривода с преобразователем давления, создания преобразователей для работы в конкретной тормозной системе автомобиля.

В связи с этим, задачи исследования заключались в следующем:

- разработать методику расчета и выбора основных параметров преобразователя давления по статическим характеристикам применительно к тормозным системам автомобилей;
- исследовать параметры и характеристики следующих тормозных гидроприводов автомобилей, их элементов для обоснования принятых допущений при расчете исходных данных и разработки математической модели привода с преобразователем давления.

По принципу действия и конструктивному исполнению изменение передаточного отношения в приводе может осуществляться с помощью преобразователей, выполненных в виде отдельного элемента привода или встроенных в главный или рабочий (колесный) тормозной цилиндр. Схематически преобразователь давления приведен на рис. 1.

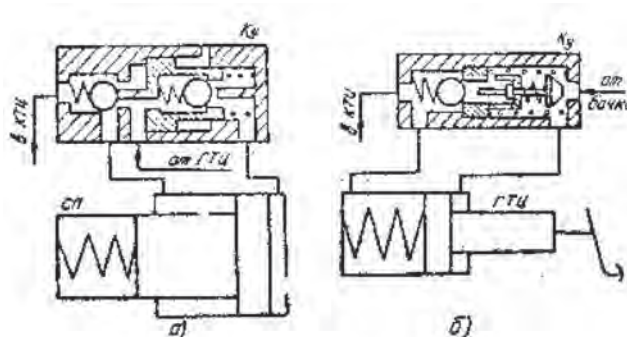


Рис. 1. Принципиальная схема преобразователя давления (ПД):

- а) в виде отдельного элемента привода;
- б) совмещенного с главным тормозным цилиндром (ГТЦ)

Преобразователь включает: гидрозатвор (обратный клапан с принудительным открытием, ГЗ), клапан срабатывания (КС), ступенчатый поршень (СП). Гидрозатвор и клапан срабатывания вместе образуют клапанное устройство (КУ) преобразователя давления. При этом гидрозатвор работает как обратный клапан при переходе привода на режим



изменения передаточного отношения и принудительно открывается при отсутствии давления на входе в него. Ступенчатый поршень преобразователя, как отдельный элемент привода, выполняет функции мультипликатора давления в системе после открытия клапана сбрасывания, а встроенный в главный тормозной цилиндр — обеспечивает снижение усилия на тормозной педали при том же давлении в приводе. Клапан сбрасывания при определенном давлении в приводе обеспечивает подвод рабочей жидкости под давлением из заданной интенсивности его нарастания в полость большого диаметра ступенчатого поршня отдельно выполненного преобразователя или штоковую полость встроенного в главный цилиндр. Зависимости выходного P_y и входного P_x давления в виде графиков линеаризованных характеристик клапана сбрасывания представлены на рис. 2.

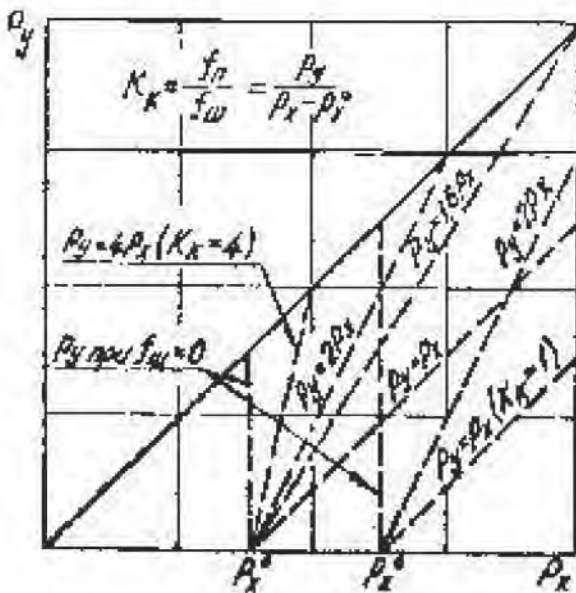


Рис. 2. Линеаризованные статические характеристики клапана сбрасывания (КС) $K_k \cdot P_x$ — коэффициент усиления и давления, начало открытия КС

Расчет клапана сбрасывания при работе в установившемся режиме сводится к определению площади щели, необходимой для прохода через нее требуемого количества (расхода) жидкости при заданном перепаде давлений на нем, на основании известной формулы Вестфала [5]. Движения затвора клапана (ступенчатого плунжера) во времени до положения, соответствующего заданной величины площади проходной щели, с учетом некоторых допущений можно описать линеаризованным дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами, характеризующими инерционность подвижных частей, демпфирования и чувствительность клапана сбрасывания [5]. Из анализа работы клапана сбрасывания

при экспериментальной проверке можно заключить, что закон нарастания давления на входе из клапана будет происходить не по условно принятому линейному закону, а по экспоненциальному, реально отражая условия его работы.

Для обеспечения эффективной работы тормозного гидропривода с преобразователем давления должны быть рассчитаны и выбраны его основные параметры: соотношение площадей f_n и $f_ш$ ступенчатого плунжера клапана сбрасывания, характеризующее его коэффициент усиления $K_k = f_n / f_ш$, соотношение площадей его ступенчатого поршня (геометрическая характеристика) или соотношение давлений его полостей без учета потерь (силовая характеристика), описывающие коэффициент усиления — $K_T = F_y / f_y = P_z / P_y$. Коэффициент усиления преобразователя давления K_n учитывает потери давления характеристику клапана сбрасывания и зависит от давления при котором он открывается. В общем случае коэффициент преобразователя равен:

$$K_n = K_k K_T \left(1 - \frac{P_{xcp}}{P_x}\right) \quad (1)$$

где P_{xcp} — давление открытия клапана сбрасывания; P_x — давление в главном цилиндре.

Из приведенной зависимости (1) следует, что K_n есть величина переменная, возрастающая от 1 до величины K_T в диапазоне рабочих давлений эффективной работы преобразователя с $K_T = 2.5$ и $P_x = 2$ МПа колеблется от 16 % ($K_k \rightarrow \infty$). При увеличении K_T и уменьшении P_x эффективность преобразователя при всех равных условиях возрастает. Например, для преобразователя в виде отдельного элемента с $K_k = 1$ при $P_x = 2$ МПа, $K_T = 2.5$ и $P_x = 3.5$ МПа эффективность равна 4,7 %, а при $P_x = 1$ МПа, $K_T = 3$ и $P_x = 3$ МПа — 50 %. (Под эффективностью понимается отношение коэффициента усиления преобразователя к коэффициенту усиления его ступенчатого поршня — K_n / K_T).

Передаточное отношение тормозного гидропривода с преобразователем в виде отдельного элемента имеет вид, в м²;

$$I_n = \frac{K_n}{F_x} K_k K_T \left(1 - \frac{P_{xcp}}{P_x}\right) \quad (2)$$

А для преобразователя, совмещенного с главным цилиндром, в м²;

$$I_n = \frac{K_n}{f_x K_T} \frac{P_{xcp}}{P_n} K_k (K_k - 1), \quad (3)$$

где K_T — коэффициент передачи привода тормозной педали;

F_x — площадь поршня главного тормозного цилиндра, м²;



f_x – площадь штоковой полости ступенчатой поршня главного тормозного цилиндра, м²;

P_n – усилие на тормозной педали, Н.

При расчете параметров давления срабатывания клапана определяется по графикам статических характеристик преобразователя и в зависимости от его давления срабатывания, выбираемого по выходным статическим характеристикам конкретного тормозного привода – $P_x = f(H)$.

Экспериментальная проверка преобразователей давления различных компоновок подтвердила правильность аналитических зависимостей. Отмечена четкая последовательность работы элементов преобразователей таких компоновок и их функциональная связь, а также всего гидропривода в целом на всех режимах работы, в том числе в случае совмещения гидрозатвора и клапана срабатывания в одном клапанном устройстве (рис. 1), т.е. преобразователь обеспечивает эффективную работу тормозного гидропривода в реальных условиях его использования.

Учитывая недостатки обычного тормозного гидропривода при его работе с вакуумным усилителем при экстренном торможении и в условиях высокогорья, исследована возможность совместной его работы с преобразователем давления (в виде отдельного элемента привода) и проведены графоаналитические расчеты такого комбинированного привода (рис. 3). В результате расчетов и анализа работы комбинированного тормозного гидропривода можно сделать следующие выводы:

- наличие преобразователя давления в целом повышает интенсивность нарастания давления в колесных тормозных цилиндрах после его вступления в работу за счет увеличения общего коэффициента усиления, улучшает следящие свойства привода;

- преобразователь давления дает возможность снизить максимальную величину разрежения в вакуумной магистрали (что способствует уменьшению токсичности отработанных газов двигателя), или уменьшить габариты вакуумного усилителя:

- преобразователь давления, расположенный до усилителя (линия г), не вступает в работу в зоне давлений, соответствующих служебному торможению, повышает эффективность работы привода при экстренном торможении и в зоне за точкой “отсечки” усилителя;

- преобразователь давления, расположенный после вакуумного усилителя (линия д), расширяет зону следящего действия усилителя, рабочих давлений.

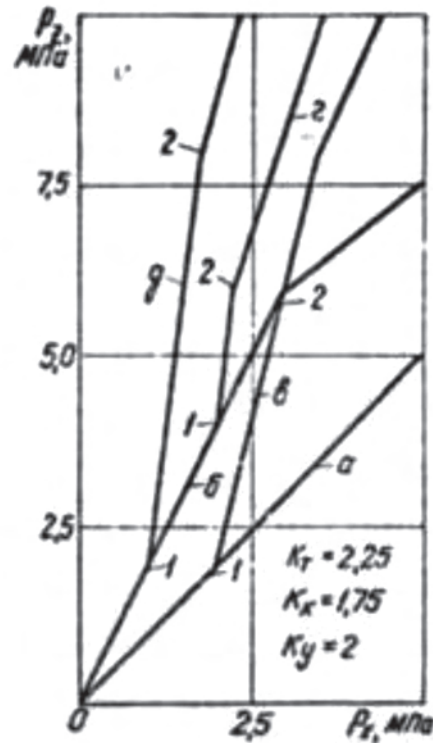


Рис. 3. Линеаризованные статические характеристики тормозного гидропривода: а) без вакуумного усилителя (ВУ) и преобразователя давления (ПД); б) с вакуумным усилителем; в) с преобразователем давления; г) с вакуумным усилителем и преобразователем давления (преобразователь расположен до усилителя); д) с вакуумным усилителем и преобразователем давления (преобразователь расположен после усилителя); 1) точка вступления в работу преобразователя давления; 2) точка “отсечки” вакуумного усилителя

Выводы

Таким образом, преобразователь давления, работая в приводе совместно с вакуумным усилителем, уменьшает степень его отрицательного влияния на тормозную систему и при отказе вакуумного усилителя может обеспечить её работоспособность, способствуя тем самым повышению надежности.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дручинин А.К. Главный тормозной цилиндр. Описание изобретения SU 1100167 А. Авторское свидетельство № 1062069, 30.06.84г.
2. Пантелеев Е.М. Главный тормозной цилиндр. Описание изобретения SU 1136988 А. 30.01.85.
3. Граменицкий Б.И., Заболоцкий и др. Двухрежимный главный тормозной цилиндр. Описание изобретения SU 1428630 А1. 07.10.88.
4. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля/ Л.В.Гуревич, Р.А.Меламуд. – М.: Транспорт, 1998. – 152 с.
5. Муслимов А.П., Глазунов Д.В. Разработка высокоэффективной автоматической системы тормозных устройств автомобиля. Монография. – Бишкек: Издательство КРСУ, 2013. – 99 с.