

УДК 629.062

## МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ УСИЛИТЕЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

**В.Н. Скляров, доцент, к.т.н., Н.В. Скляров, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

*Аннотация.* Рассмотрена методика теоретического моделирования гидравлических и вакуумных усилителей гидравлического тормозного привода автотранспортных средств.

*Ключевые слова:* гидроусилитель, вакуумный усилитель, моделирование.

## МЕТОДИКА МОДЕЛЮВАННЯ ПІДСИЛЮВАЧІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ

**В.М. Скляров, доцент, к.т.н., М.В. Скляров, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

*Анотація.* Розглянуто методику теоретичного моделювання гідравлічних і вакуумних підсилювачів гідравлічного гальмівного приводу автотранспортних засобів.

*Ключові слова:* гідропідсилювач, вакуумний підсилювач, моделювання.

## METHOD OF STRENGTHENERS DESIGN OF THE HYDRAULIC BRAKE DRIVE

**V. Sklyarov, Associate Professor, Candidate of Technical Science,  
N. Sklyarov, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, KhNAHU**

*Abstract.* The method of theoretical design of hydraulic and vacuum strengtheners of hydraulic brake drive of vehicles is considered.

*Key words:* gidrostrengthener, vacuum strengthener, design.

### Введение

В современных автомобильных гидроприводах в основном применяются вакуумные усилители (ВУ). Реже используются гидравлические усилители (ГУ). Обусловлено это возможностью использования источников энергии: перепада атмосферного давления и разрежения или принудительного давления жидкости. Возможно, что при активном использовании антиблокировочных систем в автомобильных тормозных гидроприводах и электрогидравлических систем ГУ будут использоваться более активно.

Для совершенствования существующих конструкций и создания новых усилителей необходима методика теоретических исследований, позволяющая получить качественную и количественную оценку взаимосвязи

структурных составляющих усилителей и их элементов.

### Анализ публикаций

Вопросы исследования ВУ отражены в работе [1], а обобщенные данные о разработке ГУ в [2].

### Цель и постановка задачи

В процессе разработки конструкций усилителей возникают проблемы, связанные с взаимным влиянием различных частей усилителя на его рабочий процесс.

Поэтому на этапе проектирования необходима оценка функциональных связей в усилителях и их влияние на рабочие характеристики.

Для этого требуется:

- определить общую структуру усилителей;
- проанализировать особенности рабочих процессов в усилителях в зависимости от их конструкции;
- разработать функциональное взаимодействие элементов в структурных составляющих усилителей;
- создать схемы и методики моделирования;
- выполнить моделирование и оценить теоретические результаты на основе адекватности по отношению к существующим конструкциям;
- при необходимости выполнить корректировку моделей.

Целью данной работы является рассмотрение решения первых четырех перечисленных выше задач.

Анализ существующих конструкций усилителей в гидроприводе тормозов позволил сформулировать их обобщенную структуру, рис. 1.

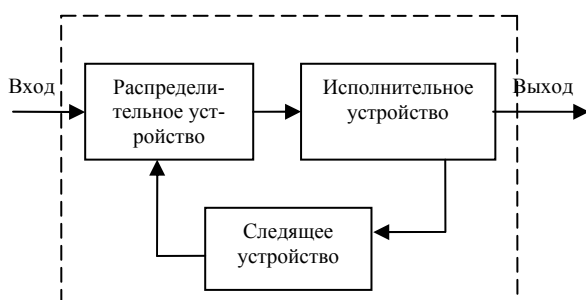


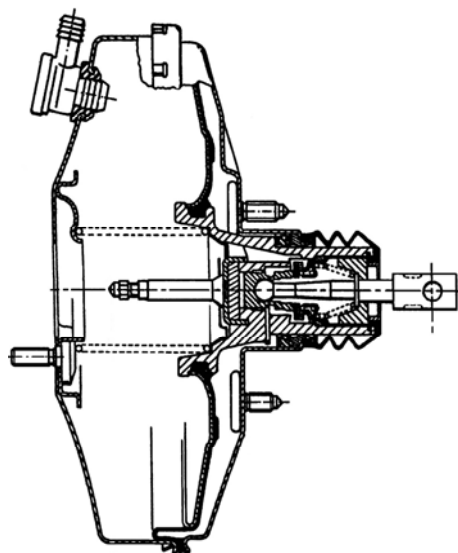
Рис. 1. Обобщенная структура усилителей гидравлического тормозного привода

Каждая структурная составляющая усилителей включает набор различных элементов, обеспечивающих различные функции рабочего процесса.

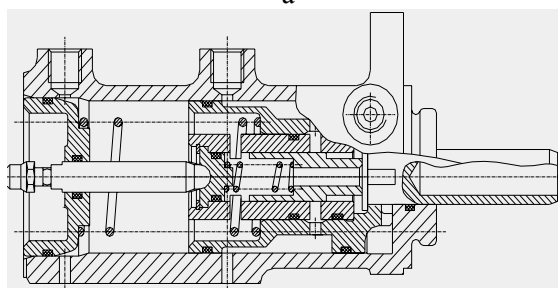
Существенную роль в организации рабочего процесса выполняет распределительное устройство: клапанное в ВУ и золотниковое в ГУ. В значительной степени работа распределительного устройства зависит от взаимодействия с другими элементами.

Варианты типовых конструкций усилителей представлены на рис. 2.

Прежде всего, это относится к следящему действию, обеспечивающему пропорциональность между входом и выходом.



а



б

Рис. 2. Типовые конструкции усилителей в гидравлическом тормозном приводе: а – однокамерного вакуумного; б – гидравлического

Взаимодействие распределительного, следящего и исполнительного устройств и их элементов необходимо рассматривать исходя из объединения силовых и кинематических связей в состоянии равновесия.

Для вакуумного усилителя это состояние соответствует следующим зависимостям:

– для толкателя

$$F_T + F_{KA} - F_A - F_B - F_R - m_T \cdot \frac{d^2 x_T}{dt^2} - f_T \cdot \frac{dx_T}{dt} = 0; \quad (1)$$

– для поршня

$$F_{II} + F_{KB} + F_A + F_B + F_{СП} - F_{III} - F_H - m_{II} \cdot \frac{d^2 x_{II}}{dt^2} - f_{II} \cdot \frac{dx_{II}}{dt} = 0; \quad (2)$$

– для штока

$$\begin{aligned} \Sigma F_{\Pi} + \Sigma F_T - F_H - m_{\text{ш}} \cdot \frac{d^2 x_{\text{ш}}}{dt^2} - \\ - f_{\text{ш}} \cdot \frac{dx_{\text{ш}}}{dt} - C_H \cdot x_{\text{ш}} = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

где  $F_T$  – усилие на толкателе;  $F_{KA}$  – усилие на толкателе от атмосферного клапана;  $F_A$  – усилие пружины атмосферного клапана;  $F_B$  – усилие пружины вакуумного клапана;  $F_R$  – реакция следящего устройства;  $m_T$  – масса толкателя;  $f_T$  – коэффициент демпфирования толкателя;  $x_T$  – перемещение толкателя;  $F_{\Pi}$  – усилие на поршне от перепада давления;  $F_{KB}$  – усилие от вакуумного клапана;  $F_{СП}$  – усилие на ступице поршня;  $F_{\text{шп}}$  – усилие возвратной пружины поршня;  $F_H$  – усилие нагрузки;  $m_{\Pi}$  – масса поршня;  $f_{\Pi}$  – коэффициент демпфирования поршня;  $x_{\Pi}$  – перемещение поршня;  $\Sigma F_{\Pi}$ ,  $\Sigma F_T$  – сумма усилий на поршне и толкателе;  $C_H$  – жёсткость нагрузки;  $m_{\text{ш}}$  – масса штока;  $f_{\text{ш}}$  – коэффициент демпфирования штока;  $x_{\text{ш}}$  – перемещение штока.

Взаимодействие наиболее применяемого клапанного распределительного устройства ВУ показано на рис. 3.

Толкатель нагружается пружинами и пневматической составляющей от неуравновешенности клапана. В соответствии с рис. 3 и рис. 4 пневматические составляющие

$$F_{KA} = A_{HK} \cdot \Delta p = 0,785 \cdot (d^2 - d_a^2) \cdot (p_0 - p_e), \quad (4)$$

$$F_{KB} = A_{KK} \cdot \Delta p = 0,785 \cdot (d^2 - d_e^2) \cdot (p_0 - p_e), \quad (5)$$

где  $p_0$  – атмосферное давление;  $p_e$  – разрежение;  $A_{HK}$ ,  $A_{KK}$  – активные площади клапана в начальном и конечном положениях.

Перемещения распределительного устройства определяет массовый расход в атмосферную полость усилителя. Объём и давление в атмосферной полости изменяются в зависимости от её наполнения и движения поршня.

Используя оператор Лапласа  $\left( S = \frac{d}{dt} \right)$ , из уравнений 1, 2, 3 определяются перемещения толкателя, поршня и штока.

$$x_T = \frac{F_T + F_{KA} - F_A - F_B - F_R}{m_T \cdot S^2 + f_T \cdot S}, \quad (6)$$

$$x_{\Pi} = \frac{F_{\Pi} + F_{KB} + F_A + F_B + F_{\text{шп}} - F_{\text{шп}} - F_H}{m_{\Pi} \cdot S^2 + f_{\Pi} \cdot S}, \quad (7)$$

$$x_{\text{ш}} = \frac{\Sigma F_{\Pi} + \Sigma F_T - F_H}{m_{\text{ш}} \cdot S^2 + f_{\text{ш}} \cdot S + C_H}. \quad (8)$$

Зависимости 6, 7 и 8 позволяют объединить взаимодействие структурных составляющих ВУ и их элементов в общую блок-схему модели, представленную на рис. 4.

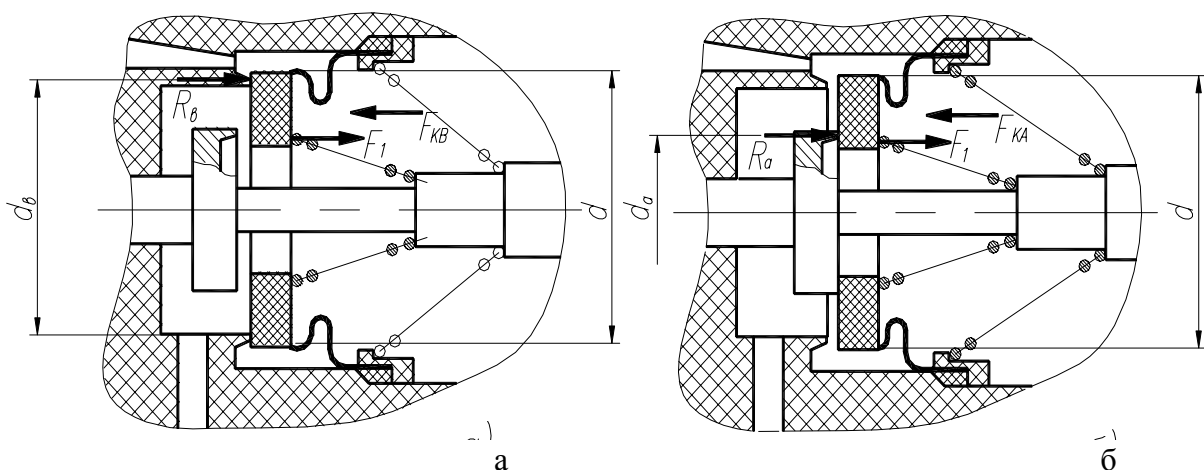


Рис. 3. Схемы работы распределительного устройства: а – торможение; б – растормаживание;  $R_b$ ,  $R_a$  – реакция в контакте вакуумного и атмосферного клапанов соответственно;  $F_1$  – суммарная реакция пружин;  $F_{KB}$ ,  $F_{KA}$  – усилия пневматических составляющих вакуумного и атмосферного клапанов соответственно;  $d$  – наружный диаметр манжеты клапанов;  $d_a$ ,  $d_e$  – диаметры клапанов вакуумного и атмосферного соответственно

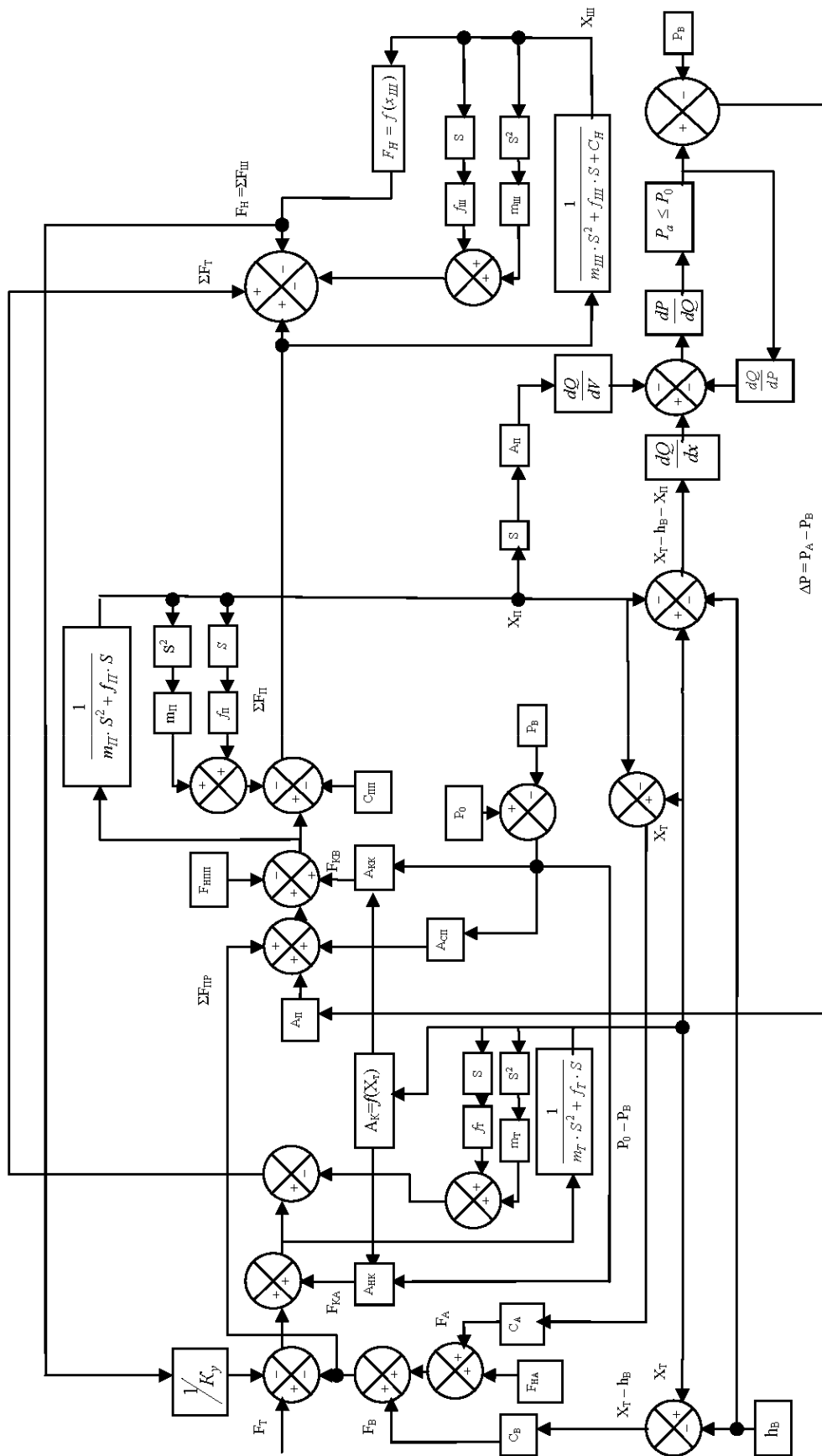


Рис. 4. Блок-схема модели однокамерного вакуумного усилителя

Кроме приведенных ранее параметров, в схеме модели на рис. 4 обозначены:  $F_{на}$  – усилие предварительного сжатия пружины атмосферного клапана;  $F_{ППП}$  – усилие предварительного сжатия возвратной пружины поршня;  $\Sigma F_{ПП}$  – суммарное усилие пружин клапанов;  $\Sigma F_{Ш}$  – сумма сил на штоке;  $C_B$  – жёсткость пружины вакуумного клапана;  $C_A$  – жёсткость пружины атмосферного клапана;  $A_{П}$  – активная площадь поршня;  $h_B$  – перемещение вакуумного клапана до его закрытия;  $p_A$  – давление в атмосферной полости усилителя;  $\frac{dQ}{dx}$  – массовый расход воздуха

через распределительное устройство;  $\frac{dp}{dQ}$  – изменение давления в атмосферных полостях при изменении расхода;  $\frac{dQ}{dV}$  – изменение расхода при изменении объёма;  $\frac{dQ}{dp}$  – изменение расхода при изменении давления;  $K_Y$  – коэффициент усиления (характеристика следящего устройства).

Физическая модель (схема) гидроусилителя (рис. 2, б) представлена на рис. 5.

На данном рисунке представлена принципиальная схема работы гидроусилителя тормозов. На которой обозначены:  $C_3$  – жёсткость пружины золотникового устройства;  $C_n$  – жёсткость возвратной пружины поршня;  $f_n$  – коэффициент демпфирования поршня;  $f_3$  – коэффициент демпфирования золотникового устройства.

Исходная структурная блок-схема модели гидроусилителя приведена на рис. 6.

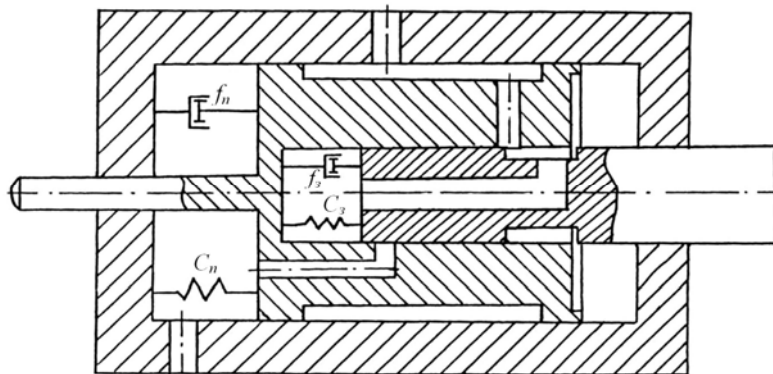


Рис. 5. Схема гидроусилителя

В схеме рис. 6 обозначены:  $X$  – перемещение толкателя (золотника);  $Y$  – перемещение поршня (штока);  $Z$  – относительное перемещение поршня (гильзы) и золотника;  $F_Y$  – усилие на поршне;  $m_{П}$  – масса поршня;  $A_{П}$  – площадь поршня;  $f_{П}$  – коэффициент демпфирования поршня;  $C_{П}$  – жёсткость возвратной пружины поршня;  $K_E$  – коэффициент учета сжимаемости жидкости;  $K_{Qz}$  – коэффициент дросселирования по расходу;  $K_{Qp}$  – коэффициент скольжения по расходу;  $S = \frac{d}{dt}$  – оператор Лапласа.

Динамическое состояние гидроусилителя описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} F_Y - m_{П} \cdot \frac{dy^2}{dt^2} - f_{П} \cdot \frac{dy}{dt} - C_{П} \cdot Y &= 0 \\ K_{Qx} \cdot X - K_{Qp} \cdot p - A_{П} \cdot \frac{dy}{dt} - K_E \cdot \frac{dp}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\}, (9)$$

или

$$\left. \begin{aligned} F_Y - m_{П} \cdot S^2 - f_{П} \cdot S - C_{П} \cdot Y &= 0 \\ K_{Qx} \cdot X - K_{Qp} \cdot p - A_{П} \cdot S - K_E \cdot \frac{dp}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\}. (10)$$

Площади рабочих окон золотникового распределителя влияют на уровень насыщения по расходу и давлению, которые в свою очередь оказывают влияние на динамические свойства усилителя.

При необходимости рассмотрения взаимосвязи между усилием на входе и перемещением на выходе гидроусилителя в блок-схему рис. 6 вводится моделирование динамического состояния золотника.

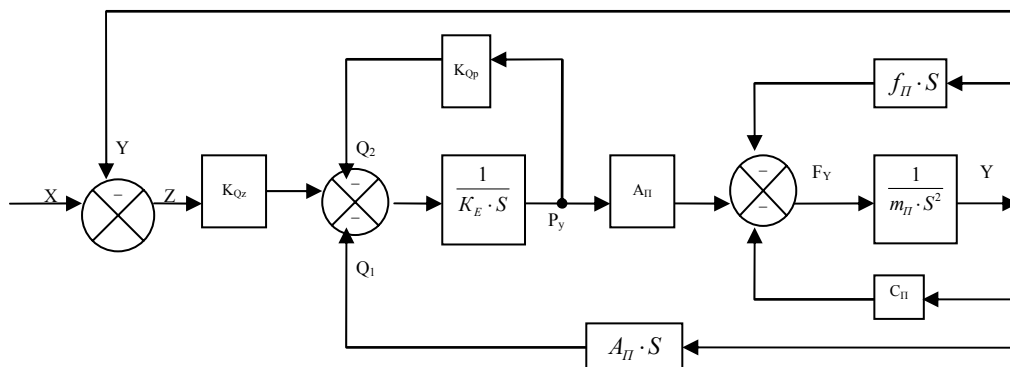


Рис. 6. Исходная блок-схема модели гидроусилителя

### Выводы

Рассмотренные методики моделирования гидравлического тормозного привода позволяют на этапе проектирования теоретически исследовать взаимодействие составляющих и влияние их параметров на работу усилителей.

### Литература

1. Скляр Н.В. Повышение эффективности вакуумных усилителей тормозных приводов автотранспортных средств: дисс...

канд. техн. наук: спец. 05.22.02 / Н.В. Скляр. – Харьков, 2006. – 194 с.;

2. Скляр В.Н. Исследование и разработка гидроусилителя автомобильного тормозного привода: дис... канд. техн. наук: спец. 05.22.02 / В.Н. Скляр. – Харьков, 1983. – 238 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 17 августа 2011 г.