

Туренко А.Н., Шуклинов С.Н.

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ВАКУУМНОГО
УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО
ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ**

Монография

*Под редакцией д-ра техн. наук,
профессора Туренко А.Н.*

Харьков
2012

УДК 006.015.2

ББК

Т

Рекомендовано к печати ученым советом Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, протокол №__ от _____ р.

Рецензенты: **Мигаль В.Д.**, д-р техн. наук, профессор,
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет);
Лебедев А.Т., д-р техн. наук, профессор,
(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства);
Александров Е.Е., д-р техн. наук, профессор,
(Национальный технический университет «ХПИ»)

Т **Туренко А.Н.** Теоретическое и экспериментальное исследование вакуумного усилителя тормозного привода автомобилей: монография / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2012. – ___ с.

Приводится анализ конструкций вакуумных усилителей, рабочих процессов клапанного и следящего устройств, статических характеристик вакуумных усилителей тормозного привода. Выполнено математическое описание рабочих процессов, имитационное и экспериментальное исследование вакуумных усилителей.

Издание рассчитано на конструкторов автомобильных заводов, научных сотрудников, аспирантов, магистров и студентов технических университетов.

Ил. 121. Табл. 13. Библиогр. назв. 76.

Приводиться аналіз конструкцій вакуумних підсилювачів, робочих процесів клапанного і слідкуючих пристроїв, статичних характеристик вакуумних підсилювачів гальмового приводу. Виконано математичний опис робочих процесів, імітаційне і експериментальне дослідження вакуумних підсилювачів гальмових приводів.

Видання призначено для конструкторів автомобільних заводів, наукових працівників, аспірантів, магістрів і студентів технічних університетів.

Іл. 121. Табл. 13. Бібліогр. назв. 76.

УДК 006.015.2

ББК

ISBN

© Туренко А.Н.,
Шуклинов С.Н., 2012

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение выпуска автомобилей и улучшение их эксплуатационных свойств приводит к повышению скорости и интенсивности движения, плотности транспортных потоков. Большое значение для обеспечения безопасности дорожного движения в таких условиях имеет конструкция автомобиля и в частности конструкция тормозного управления.

Широкое распространение в тормозном управлении легковых автомобилей, малотоннажных грузовых автомобилей и микроавтобусов получили гидравлические тормозные системы. С целью повышения стабильности тормозной эффективности автотранспортных средств в конструкции их тормозных систем вместо барабанных тормозных механизмов внедрили менее эффективные дисковые тормозные механизмы, но с более стабильными характеристиками, что потребовало увеличения давления жидкости в тормозном приводе.

Это обуславливает необходимость применения в тормозном приводе различного рода усилителей. Наибольшее распространение получили вакуумные усилители с использованием разряжения во впускном трубопроводе двигателя внутреннего сгорания. Известно, что длительность динамической стадии процесса торможения автомобиля определяется быстродействием тормозного привода. Вакуумный усилитель тормозного привода является следящей системой характеристики, которой в существенной мере определяют и статические и динамические характеристики тормозной системы в целом.

Усилиями специалистов ряда ведущих фирм и прежде всего, таких как Бош, Альфред Тейвес, Тойота, Лукас Гирлинг и др., созданы и выпускаются разнообразные конструкции вакуумных усилителей. Создание новых конструкций усилителей требует знания критериев оценки эффективности конструктивного решения, а также теоретического и экспериментального исследования рабочих процессов. Распространение цифровых вычислительных машин и развитие методов численного решения дифференциальных уравнений позволяют повысить степень адекватности описания реального

рабочего процесса на моделях при имитационном исследовании вакуумных усилителей тормозного привода.

В настоящей монографии изложены разработанные критерии оценки эффективности конструкций вакуумных усилителей тормозного привода, выполнен обзор и анализ конструкций вакуумных усилителей тормозного привода, анализ функциональных характеристик вакуумного усилителя. Приводится математическое описание распределительного и следящего устройств вакуумного усилителя. Описан синтез параметров следящего устройства вакуумного усилителя тормозного привода по статической характеристике тормозного управления автомобиля. Предложено математическое описание и проведено имитационное моделирование рабочих процессов структурных элементов вакуумного усилителя тормозов. Кроме теоретических исследований в данной работе описаны оборудование, методика и результаты экспериментальных исследований рабочих процессов и характеристик вакуумного усилителя тормозного привода, приводятся результаты испытаний вакуумного усилителя.

1.1. Обзор и анализ конструкций вакуумных усилителей тормозного привода

На легковых и грузовых автомобилях имеющих гидравлическую тормозную систему получил широкое распространение вакуумный усилитель тормозного привода (ВУТП). Он создает сервисное усилие, которое помогает водителю формировать дозируемое давление в тормозном приводе. Главное достоинство вакуумного усилителя тормозного привода – простота конструкции и то что в качестве источника энергии используется разрежение во впускном трубопроводе двигателя внутреннего сгорания (бензинового или газового) и не требуется дополнительный источник энергии. И хотя из-за незначительного уровня разрежения (вакуума) создаваемого системой впуска двигателя исполнительные устройства имеют большие габаритные размеры, вакуумные усилители тормозных приводов получили наибольшее распространение из всех типов усилителей.

Несмотря на общий принцип получения дополнительного усилия с использованием перепада давлений в конструкции и работе различных вакуумных усилителей тормозного привода имеются отличия, определяемые категорией транспортного средства, традициями производителя, применением новых материалов и технологий. В этой связи для выявления перспективных направлений их совершенствования необходимо выполнить анализ конструкций существующих усилителей.

К наиболее ранним конструкциям относятся вакуумные усилители, схемы которых приведены на рис. 1.1 и рис. 1.2.

Особенностью применения ВУТП по схеме рис. 1.1 [1] является его параллельное расположение относительно главного тормозного цилиндра и рычажная связь между педалью управления, усилителем и главным тормозным цилиндром.

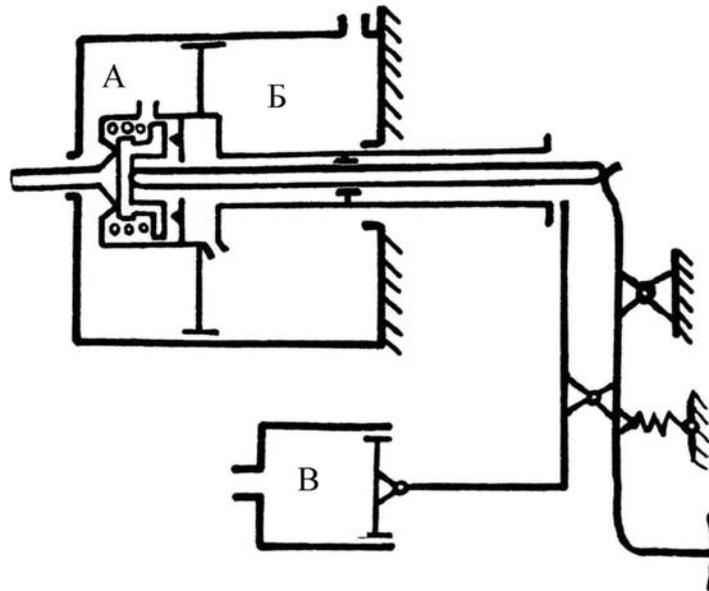


Рис. 1.1. Схема вакуумного усилителя со следящим механизмом рычажного типа [1]: А – атмосферная полость; Б – вакуумная полость; В – гидравлический цилиндр

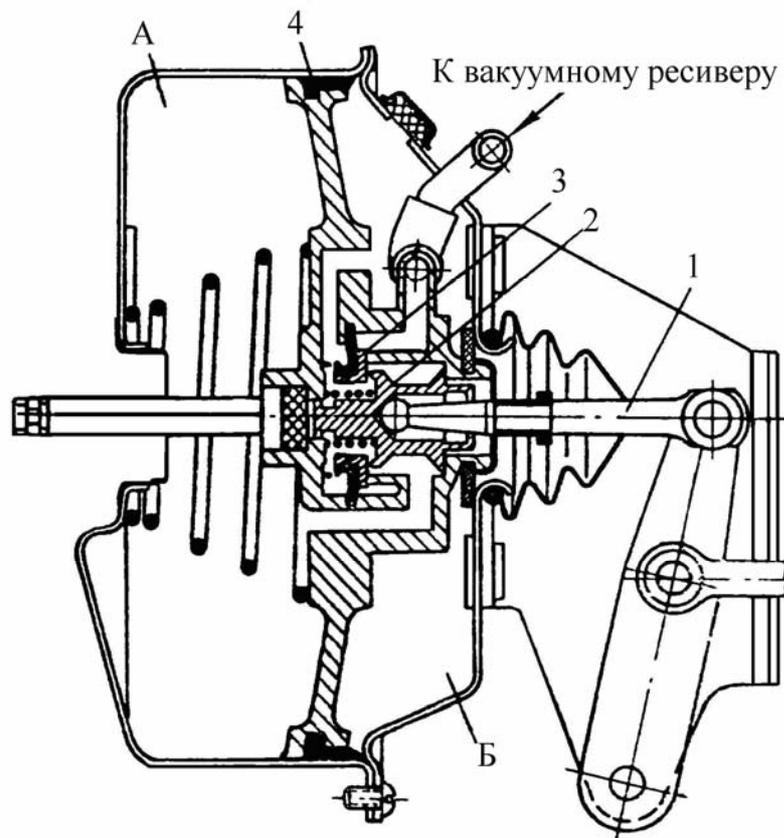


Рис. 1.2. Схема вакуумного усилителя тормозов с соосным расположением следящего и распределяющего устройств [2]: 1 – шток; 2 – атмосферный клапан; 3 – вакуумный клапан; 4 – поршень; А, Б – рабочие полости усилителя

Такие усилители применялись на легковых автомобилях среднего и высокого класса. Применение двуплечего рычага между выходом усилителя, педалью и входом главного тормозного цилиндра позволяет варьировать объёмом и давлением вытесняемой в привод жидкости при заданном диаметре поршня главного тормозного цилиндра. Из-за сложности конструкции и значительных габаритов эта конструкция не нашла широкого применения.

На рис. 1.2 приведена конструкция однокамерного ВУТ с последовательным расположением главного тормозного цилиндра. Такие усилители применялись на малых грузовых автомобилях и автобусах, когда их общий вес не превышал 12 т [2]. Отличительной особенностью этого вакуумного усилителя является подвод и использование разрежения. В исходном положении вакуумная полость А сообщается через открытый атмосферный клапан 2 на штоке с атмосферной полостью Б. Подвод разрежения к вакуумному клапану 3 осуществляется упругим трубопроводом.

В усилителе тормозного привода выполненного по схеме, представленной на рис. 1.1, в исходном состоянии в обеих полостях создается вакуум. Формирование сервисного усилия происходит за счёт регулирования поступления давления из атмосферы в полость А при наличии постоянного разрежения в полости Б. В отличие от этого усилитель представленный на схеме рис. 1.2 имеет постоянное атмосферное давление в полости Б и изменяемый (регулируемый) уровень разрежения в полости А. Усилитель представленный на схеме рис. 1.2 не получил широкого распространения так, как его быстрое действие ниже чем у усилителя на рис. 1.1. Это объясняется тем, что процесс наполнения полости воздухом из атмосферы быстрее, чем процесс откачивания воздуха из полости. В дальнейшем на протяжении длительного времени над разработкой новых конструкций и их совершенствованием работали ведущие производители автомобильных агрегатов: Bonaldi [3], DBA [4, 5], Bendix [4], Girling [6], ATE [5], BOSCH [4], ГАЗ [7-10], АЗЛК [11] и другие.

Из всего разнообразия однокамерных вакуумных усилителей наибольшее распространение получили конструкции, представленные на рис. 1.3 – 1.7.

Конструкции вакуумных усилителей BONALDI, FIAT (рис. 1.3); BOSCH (рис. 1.4); АЗЛК (рис. 1.5) имеют много общего. Все усилители имеют несущую конструкцию корпуса, внутри которого размещен поршень с диафрагмой, клапанным и следящим устройствами.

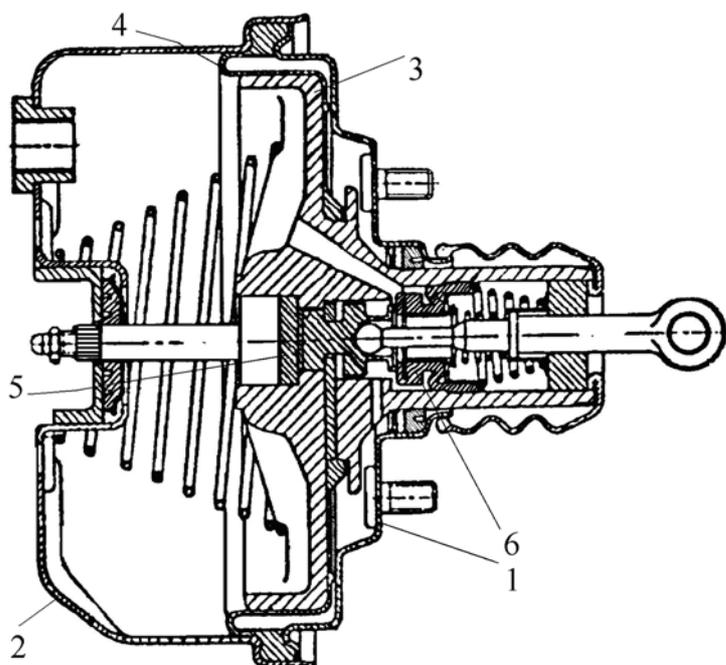


Рис. 1.3. Схема вакуумного усилителя MASTERVAC BONALDI (FIAT) [12]:
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поршень усилителя; 4 – диафрагма поршня;
 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство

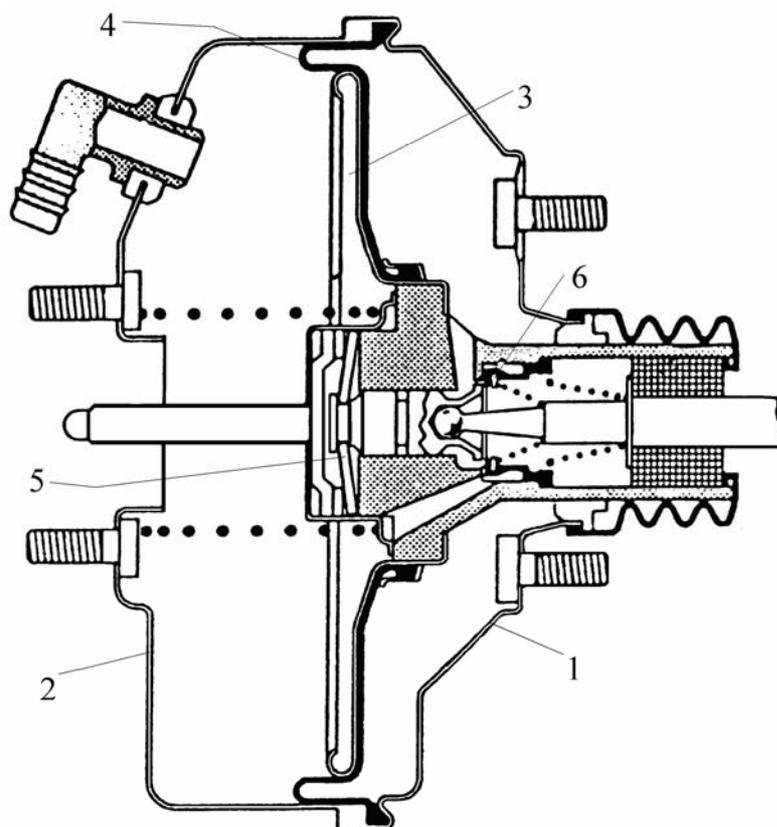


Рис. 1.4. Схема вакуумного усилителя BOSCH [4]: 1 – корпус;
 2 – крышка; 3 – поршень усилителя; 4 – диафрагма поршня;
 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство

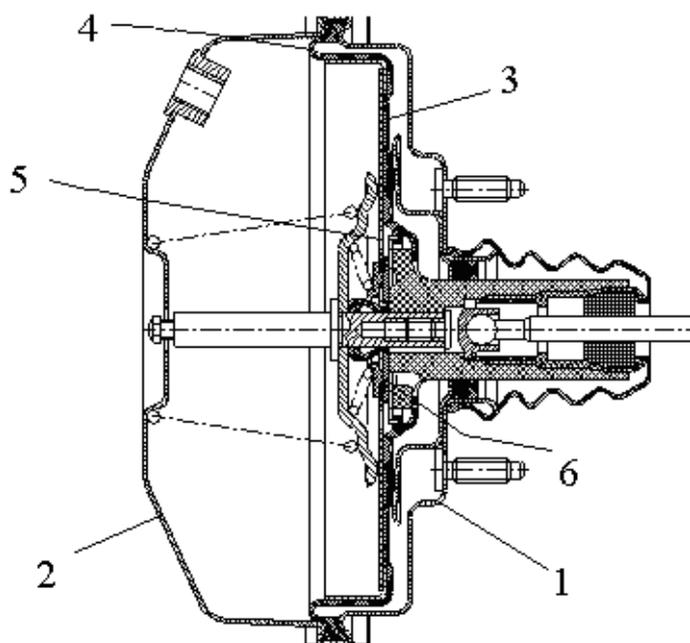


Рис. 1.5. Схема вакуумного усилителя АЗЛК [11]: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поршень усилителя; 4 – диафрагма поршня; 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство

Для несущей конструкции характерно то, что главный тормозной цилиндр гидропривода крепится к её крышке. При этом усилие от толкателя педали воспринимается корпусом и крышкой камеры усилителя. Это вынуждает выполнять детали корпуса с высокой жёсткостью, что увеличивает массу конструкции.

Конструкция вакуумного усилителя Girling (рис. 1.6) выполнена в виде разгруженной от осевых усилий вакуумной камеры. Крышка и корпус у этой конструкции воспринимают усилия, обусловленные лишь разницей давления снаружи и внутри камеры. Усилия от толкателя педали тормоза, а также реактивные усилия от главного тормозного цилиндра воспринимаются двумя шпильками, противоположными концами которых усилитель крепится к переднему щитку автомобиля.

Введение силовых несущих шпилек требует применения гофрированных уплотнений, разделяющих вакуумную и атмосферные полости усилителя. Вакуумные усилители (рис. 1.3, 1.6) имеют уплотнение штока, уменьшающее нагрузку на уплотнительное кольцо поршня главного тормозного цилиндра и вероятность попадания тормозной жидкости в вакуумную полость.

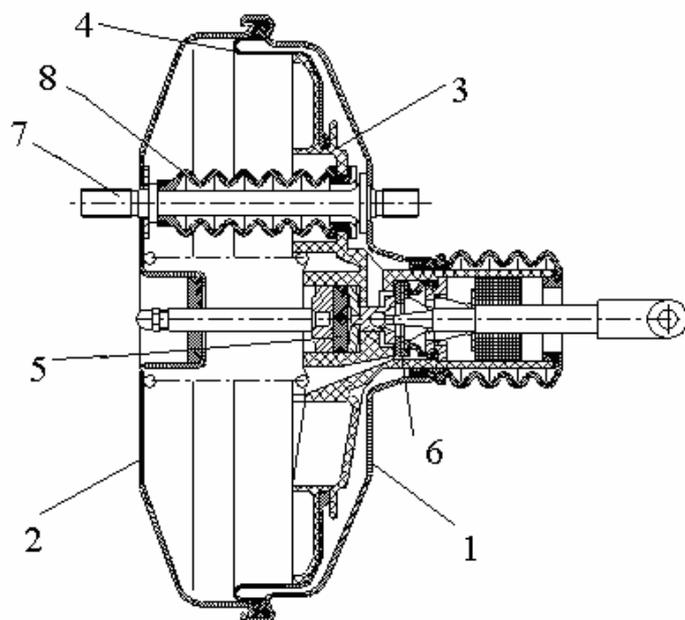


Рис. 1.6. Схема вакуумного усилителя Girling BA3 2108 [5, 6, 13]:
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поршень усилителя; 4 – диафрагма поршня;
 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство;
 7 – шпилька несущая; 8 – гибкое уплотнение шпильки

Стремление уменьшить длину сборки главный тормозной цилиндр-вакуумный усилитель привело к созданию конструкции вакуумного усилителя, получившего название ISOVAC (рис. 1.7).

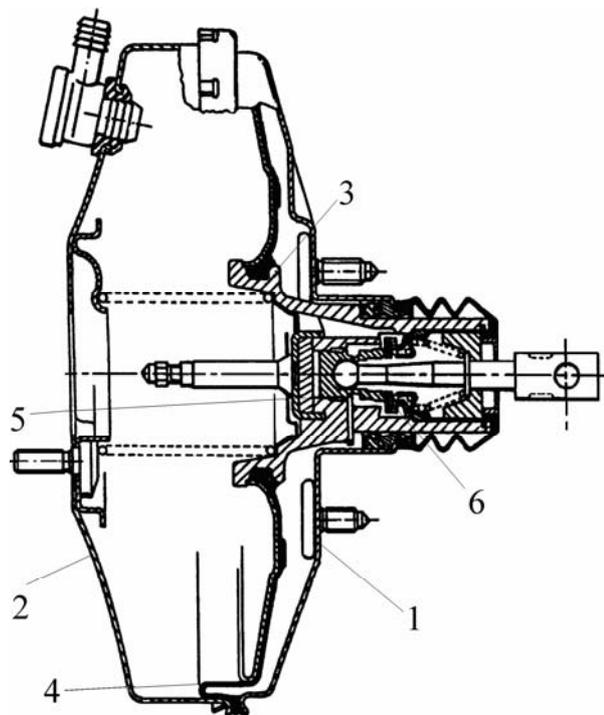


Рис. 1.7. Общий вид вакуумного усилителя конструкции ISOVAC [5]:
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поршень усилителя; 4 – диафрагма поршня;
 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство

Как видно из рисунка, конструкция компонентов усилителя позволяет поместить главный тормозной цилиндр глубоко внутри камеры. Это возможно благодаря смещению клапанов в сторону толкателя педали.

На рис. 1.8–1.10 представлены конструкции двухкамерных ВУТП с двумя атмосферными полостями, что позволяет при незначительном осевом увеличении размеров сократить диаметр усилителя при необходимости больших активных площадей.

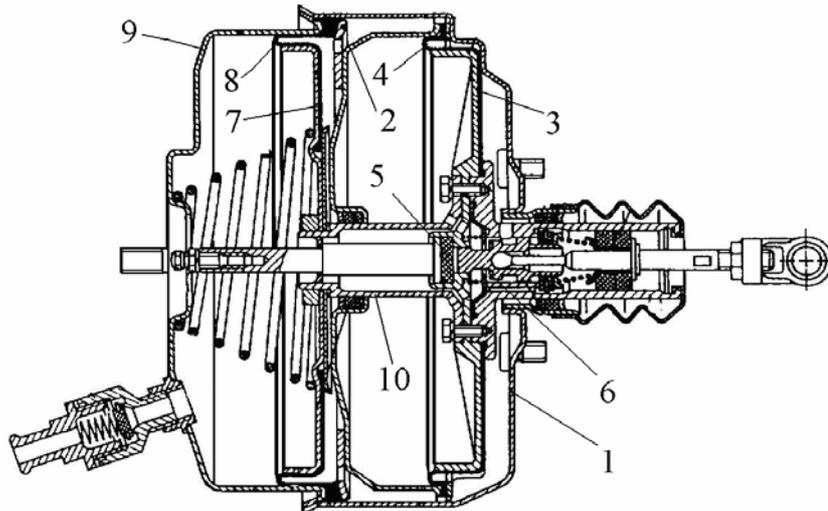


Рис. 1.8. Схема двухкамерного вакуумного усилителя ГАЗ [7-10]: 1 – корпус; 2 – крышка первой камеры; 3 – первый поршень усилителя; 4, 8 – диафрагма поршня; 5 – следящее устройство; 6 – клапанное устройство; 7 – второй поршень усилителя; 9 – крышка второй камеры; 10 – соединитель поршней

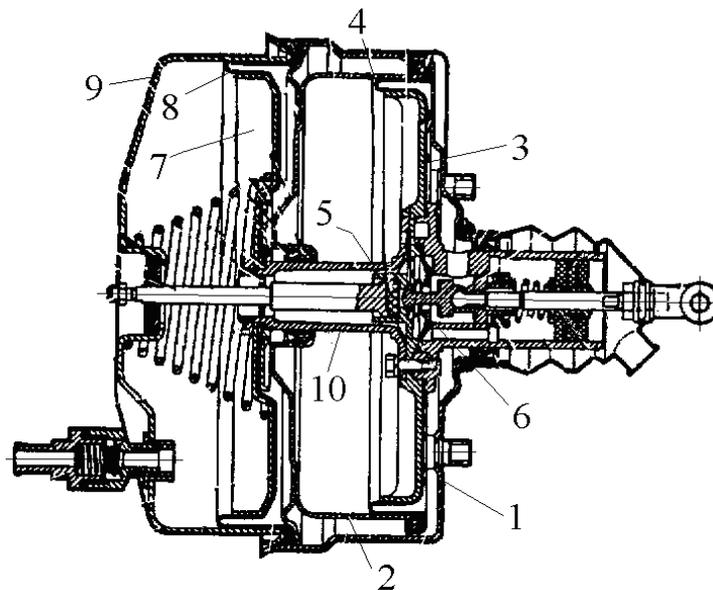


Рис. 1.9. Схема двухкамерного вакуумного усилителя УАЗ [14] (обозначения см. на рис. 1.8)

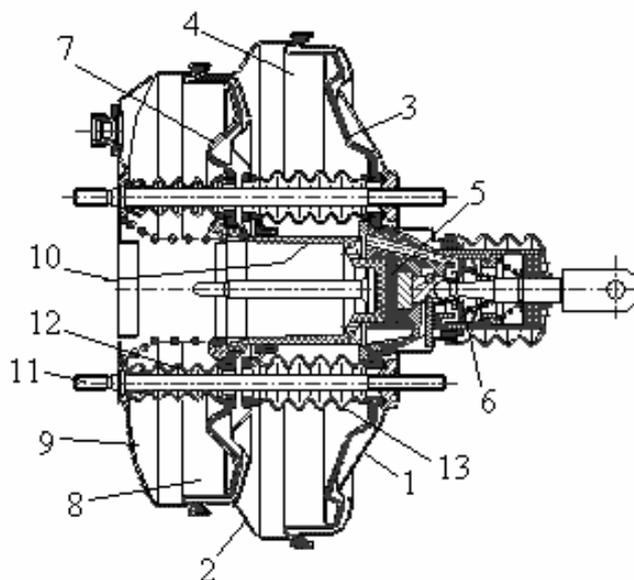


Рис. 1.10. Схема двухкамерного вакуумного усилителя Girling [15]:
1 – 10 см. рис. 1.8, 11 – несущие шпильки; 12, 13 – гибкое уплотнение шпильки

Сложная конструкция поршней, а также перегородка, разделяющая камеры, обуславливает повышение массы усилителя. Как правило, двухкамерные усилители используют на автомобилях с полной массой свыше 1600 кг [16].

Конструкции двухкамерных ВУТП приведенных на рис. 1.8, 1.9 очень схожи между собой. Незначительные отличия обусловлены различными условиями использования и технологией производства. Так, например, усилитель, представленный на рис. 1.8 не имеет уплотнения штока в связи с применением главного тормозного цилиндра со специальным уплотнением поршня. Причём часть главного тормозного цилиндра размещается в вакуумной полости усилителя по аналогии с ВУТП Isovak (рис. 1.7). Герметизация вакуумной полости выполняется установкой уплотнительного кольца между корпусом тормозного цилиндра и крышкой вакуумного усилителя. Вакуумный усилитель тормозов, представленный на рис. 1.9 имеет уплотнение штока. С одной стороны это способствует упрощению уплотнения поршня главного тормозного цилиндра. С другой стороны – косвенно препятствует уменьшению габаритной длины сборки вакуумного усилителя с главным тормозным цилиндром.

Разнообразие конструктивных решений, нашедших отражение в реальных конструкциях ВУТП, а также содержащихся в патентной литературе, отражает разработанная классификация ВУТП (см. рис. 1.11).



Рис. 1.11. Обобщённая схема классификации вакуумных усилителей тормозного привода

В последнее время динамично развиваются наукоёмкие автоматические системы управления движением автомобиля. Так как вакуумный усилитель является составной частью тормозного управ-

ления автомобилем, в этой связи его конструкция должна соответствовать требованиям автоматических систем управляющих тормозными механизмами. В частности определённые функции процесса автоматического управления ВУТП предусмотрены в системах: ASR (Antriebs Schlupf Regelung) – антибуксовочная система; ABS (Antilock Braking System) – антиблокировочная система.

Вариант конструкции ВУТП Lucas Girling с использованием в составе ASR показан на рис. 1.12. Конструкция ВУТП [17] предусматривает автоматическое управление затормаживанием ведущих колёс в случае их пробуксовки.

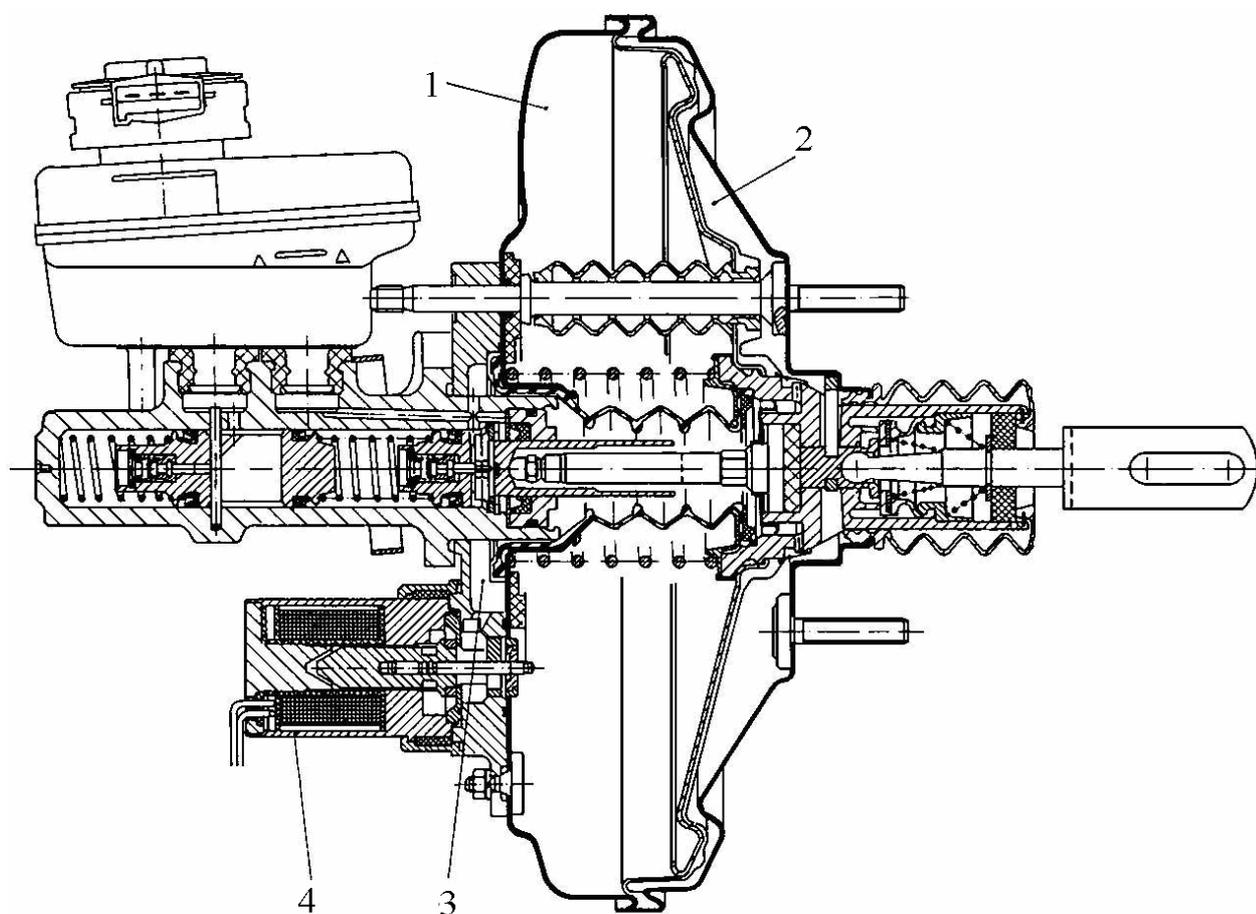


Рис. 1.12. Вакуумный усилитель Lucas Girling, адаптированный для работы с системой ASR [17]: 1 – вакуумная камера; 2 – атмосферная камера; 3 – атмосферные каналы; 4 – атмосферный клапан

В последнее время динамично развиваются наукоёмкие автоматические системы управления движением автомобиля. Так как вакуумный усилитель является составной частью тормозного управления автомобилем, в этой связи его конструкция должна соответ-

ствовать требованиям автоматических систем управляющих тормозными механизмами. В частности определённые функции процесса автоматического управления ВУТП предусмотрены в системах: ASR (Antriebs Schlupf Regelung) – антибуксовочная система; ABS (Antilock Braking System) – антиблокировочная система.

Вариант конструкции ВУТП Lucas Girling с использованием в составе ASR показан на рис. 1.12. Конструкция ВУТП [17] предусматривает автоматическое управление затормаживанием ведущих колёс в случае их пробуксовки.

Характер изменения рабочих параметров ВУТП в составе ASR приведен на рис. 1.13.

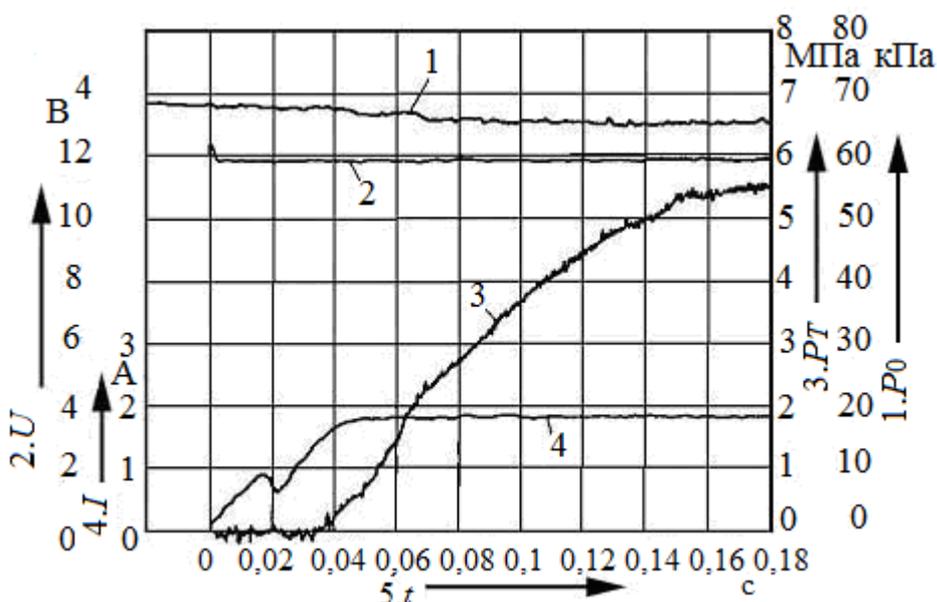


Рис. 1.13. Параметры работы системы ASR с ВУТП [17]:
 1 – разрежение; 2 – напряжение на электромагнитном клапане;
 3 – давление в гидроприводе тормозов; 4 – сила тока в обмотке электромагнитного клапана; 5 – время протекания процесса

Существенное влияние на работу гидравлического тормозного привода с ABS могут оказать особенности конструкции и работы ВУТП.

Разработчики ABS установили, что зачастую величина тормозного пути значительно возрастала [18]. Как оказалось в критических ситуациях водители не успевают своевременно обеспечить достаточную величину давления в гидроприводе [19]. Причём по результатам выполненных исследований [18] это относится практически к 90% водителей.

Для устранения названного недостатка фирмой Mercedes была разработана система Brems-Assistant (BAS). В данной системе вакуумный усилитель, при экстренном торможении в автоматическом режиме увеличивает давление в приводе.

Сигналами управления были выбраны скорость перемещения педали и поршня ВУТП. Аналогичная система, получившая название Brake Assist System (BAS) была предложена фирмой Toyota [20]. В этот же период фирмой ITT Automotive Europe [19] разработана система Advanced Dynamic Aid Mechanism (ADAM) [21] аналог BAS, в которой включение ВУТП осуществляется без применения электроники, за счёт использования инерционности подвижных деталей. Аналогичное решение использовано фирмой Nissan [20] (рис. 1.16).

Схемы использования ВУТП в системе BAS с электронным управлением показаны на рис. 1.14, 1.15.

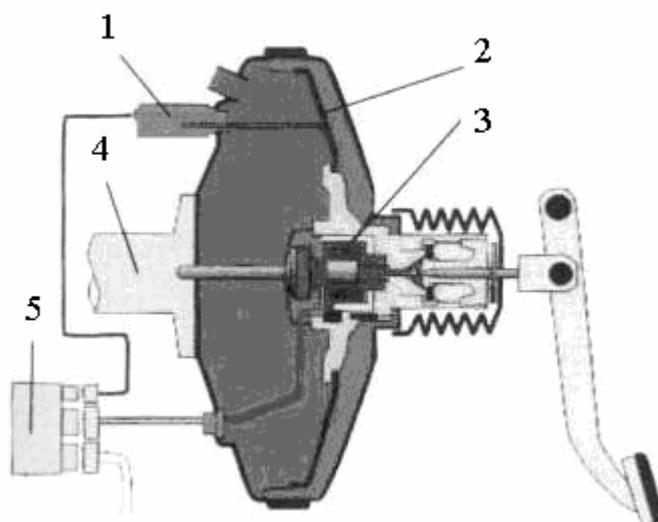


Рис. 1.14. Использование ВУТП в системе BAS Mercedes-Benz [20]:

- 1 – датчик хода диафрагмы; 2 – диафрагма; 3 – электромагнитный клапан;
- 4 – главный тормозной цилиндр; 5 – электронный контроллер

Схема ВУТП с механическим вариантом BAS дана на рис. 1.16. Общий вид статической характеристики ВУТП с BAS приведен на рис. 1.17.

Изменение усилия на выходе ВУТП с BAS Nissan (рис. 1.16) в зависимости от скорости приложения усилия к педали определяется деформацией пружины 5 (рис. 1.16) и следовательно величиной открытия атмосферного клапана 4.

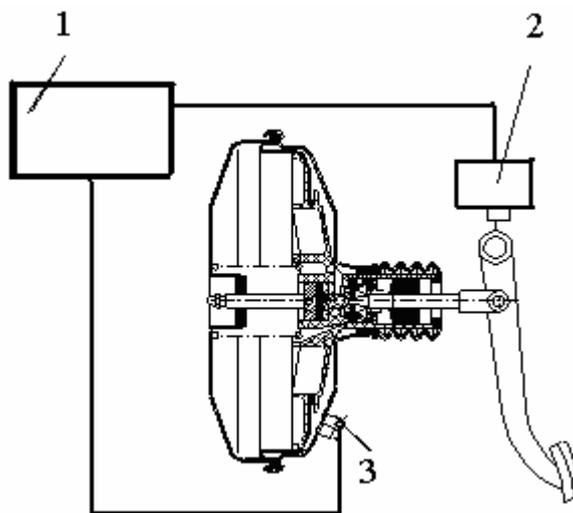


Рис. 1.15. Использование ВУТП в системе BAS Toyota [20]:
 1 – контроллер ABS; 2 – датчик хода педали;
 3 – электромагнитный клапан

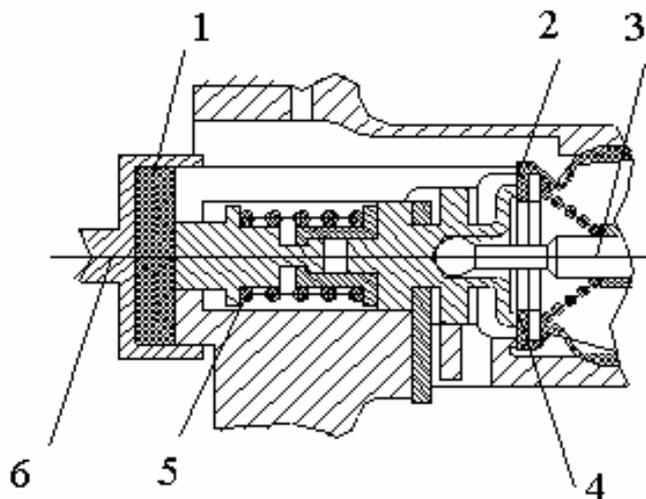


Рис. 1.16. Использование ВУТП в системе BAS Nissan [20]:
 1 – упруго-эластичный элемент; 2 – вакуумный клапан;
 3 – шток педали тормоза; 4 – атмосферный клапан;
 5 – пружина управления; 6 – шток ВУТП

В зависимости от скорости приложения усилия к тормозной педали изменяется величина усилия, действующего на главный тормозной цилиндр, а, следовательно, и величина тормозного давления (рис. 1.17).

Схема размещения элементов BAS ADAM в конструкции ВУТП Volkswagen и Renault представлена на рис. 1.18.

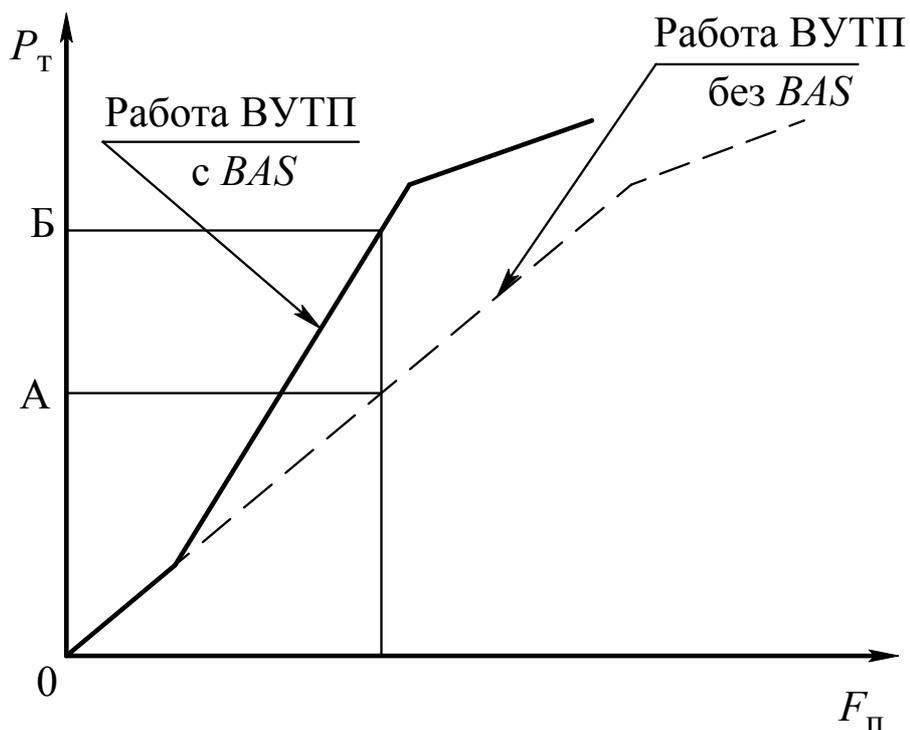


Рис. 1.17. Статическая характеристика гидравлического тормозного привода с ВУТП и BAS [21]: 0А – давление в гидроприводе при медленном нажатии на педаль; 0Б – давление в гидроприводе при быстром нажатии на педаль; $F_{\text{П}}$ – усилие на тормозной педали

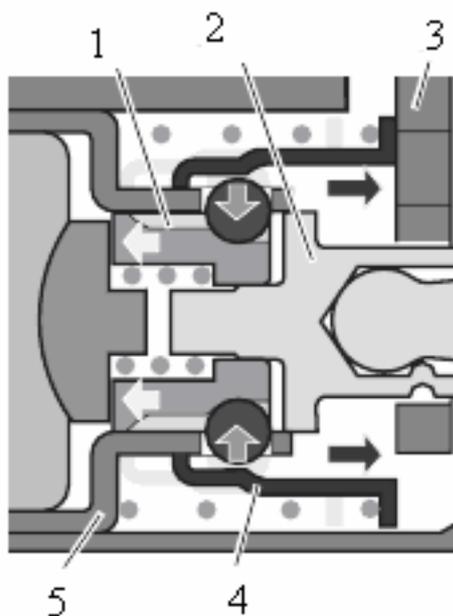


Рис. 1.18. Схема механической системы BAS ADAM [21]:
 1 – шариковая втулка; 2 – шток; 3 – ограничитель хода;
 4 – стопорная подпружиненная втулка; 5 – сепаратор

При небольшом, но быстром приложении усилия к тормозной педали происходит срабатывания элементов BAS, клапанное распределительное устройство увеличивает перепад давлений и соответственно усилие на выходе ВУП. Схема сил, действующих при этом на элементы BAS, приведена на рис. 1.19, а зависимость скорости и усилия на педали при срабатывании BAS – на рис. 1.20.

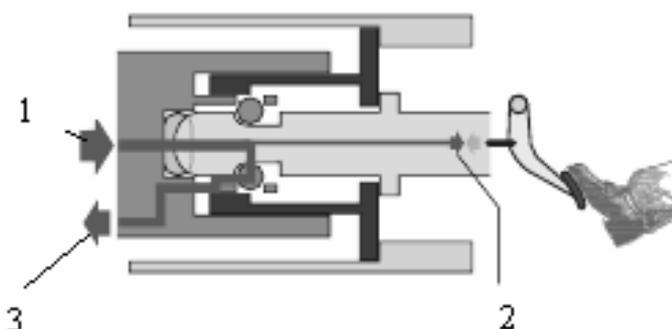


Рис. 1.19. Силы, действующие ВУП при работе BAS ADAM [21]:
1 – нагрузка; 2 – сила на педали; 3 – сила на поршне

Характеристика (рис. 1.20) свидетельствует о срабатывании BAS в зависимости от мощности воздействия на тормозную педаль.

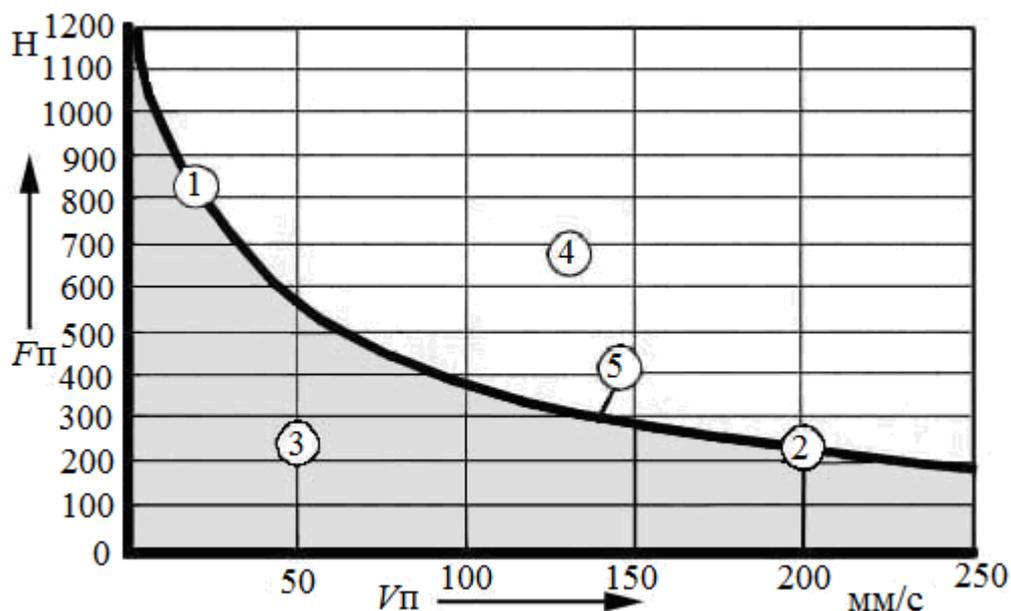


Рис. 1.20. Характеристика работы BAS ADAM [21]: 1 – минимальное изменение скорости при большом усилии на педали; 2 – большая скорость педали при небольшом усилии; 3 – зона отсутствия срабатывания BAS; 4 – зона срабатывания BAS; 5 – граница срабатывания BAS; $F_{\text{п}}$ – усилие на тормозной педали; $V_{\text{п}}$ – скорость перемещения тормозной педали

Очевидно, что с использованием ABS неотъемлемой составляющей ВУТП становится BAS, повышая эффективность ВУТП. Для успешного применения BAS необходимо исследование динамических характеристик ВУТП. Анализ конструкции элементов гидроприводов легковых и грузовых автомобилей полной массой до 3 т выявил закономерности в параметрах основных узлов гидропривода тормозов:

- диаметры главных тормозных цилиндров от 17 мм до 32 мм;
- диаметры ВУТП от 200 мм до 254 мм (от 8 до 10 дюймов).

Дополнительное усилие, развиваемое ВУТП, ограничено величиной разрежения с одной стороны, а также габаритными размерами усилителей с другой стороны. В этом случае повышение величины развиваемого усилия вакуумным усилителем достигается преимущественно за счёт применения двухкамерных конструкций [7 – 10, 14, 15].

1.2. Обзор структурных элементов вакуумных усилителей тормозного привода

Эффективность вакуумного усилителя в полной мере зависит от его конструкции, определяемой структурой и функциональными связями между ними (рис. 1.21).



Рис. 1.21. Структура вакуумных усилителей тормозного привода

Практически различные конструктивные схемы вакуумных усилителей могут быть сведены к общей принципиальной схеме, состоящей из трёх структурных элементов: распределительного, исполнительного и следящего устройств. Как правило, распределитель-

тельные и исполнительные устройства вакуумных усилителей объединены посредством следящего устройства и расположены в общем корпусе. Структурная схема объединения устройств вакуумных усилителей приведена на рис. 1.21.

1.2.1 Обзор распределительных устройств вакуумных усилителей

Распределительное устройство вакуумного усилителя предназначено для распределения потоков воздуха между рабочими полостями и атмосферой. Его обычно выполняют на основе клапанов. Практически у всех вакуумных усилителей применяются клапанные распределительные устройства с одной или двумя рабочими поверхностями. Наиболее применяемыми являются клапанные устройства, приведенные на рис. 1.22 – 1.24.

На схеме (рис. 1.22) клапанное и следящее устройства совмещены в одном узле. На рис. 1.22 а) показано исходное положение вакуумного усилителя. Резиновая манжета 3 прижата к седлу 1 воздушного клапана и отведена от седла 2 вакуумного клапана. Неустановившемуся режиму при затормаживании (рис. 1.22 б) соответствует закрытое положение вакуумного клапана 2 и открытое положение атмосферного клапана 1. В установившемся режиме, при следящем действии, оба клапана закрыты рис. 1.22 в.

Схема клапанного распределительного устройства двухкамерного усилителя, приведенная на рис. 1.23 конструктивно проще, по сравнению с предыдущим. Клапанное устройство, имеет одну рабочую поверхность образованную резиновой манжетой 1. Седло атмосферного клапана 2 расположено в корпусе поршня 3, а седло вакуумного клапана 4 – на толкателе 5.

В исходном положении (рис. 1.23 а) атмосферный клапан 2 закрыт, а вакуумный 4 – открыт. Неустановившемуся режиму при затормаживании (рис. 1.23 б) соответствует закрытое положение вакуумного и открытое положение атмосферного клапанов. На рис. 1.23 в представлено положение клапанов соответствующее установившемуся следящему режиму работы вакуумного усилителя. В этом режиме оба клапана закрыты.

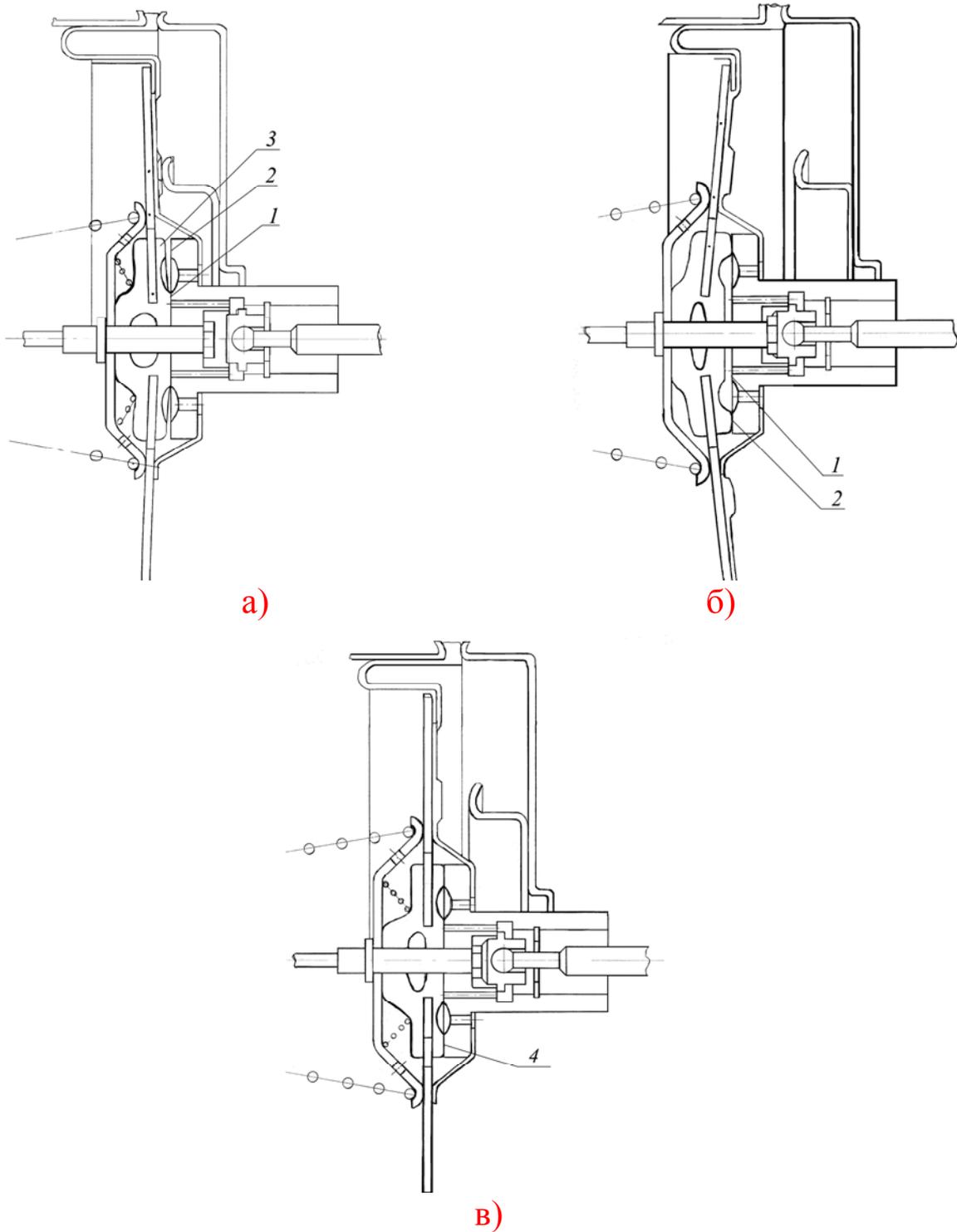


Рис. 1.22. Схема конструкции клапанного узла вакуумного усилителя автомобиля АЗЛК-2141: а – исходное положение ВУТП; б – неустановившееся положение ВУТП; в – следящее действие ВУТП (установившееся положение); 1 – седло атмосферного клапана; 2 – седло вакуумного клапана; 3 – резиновая манжета; 4 – рабочая поверхность клапанов

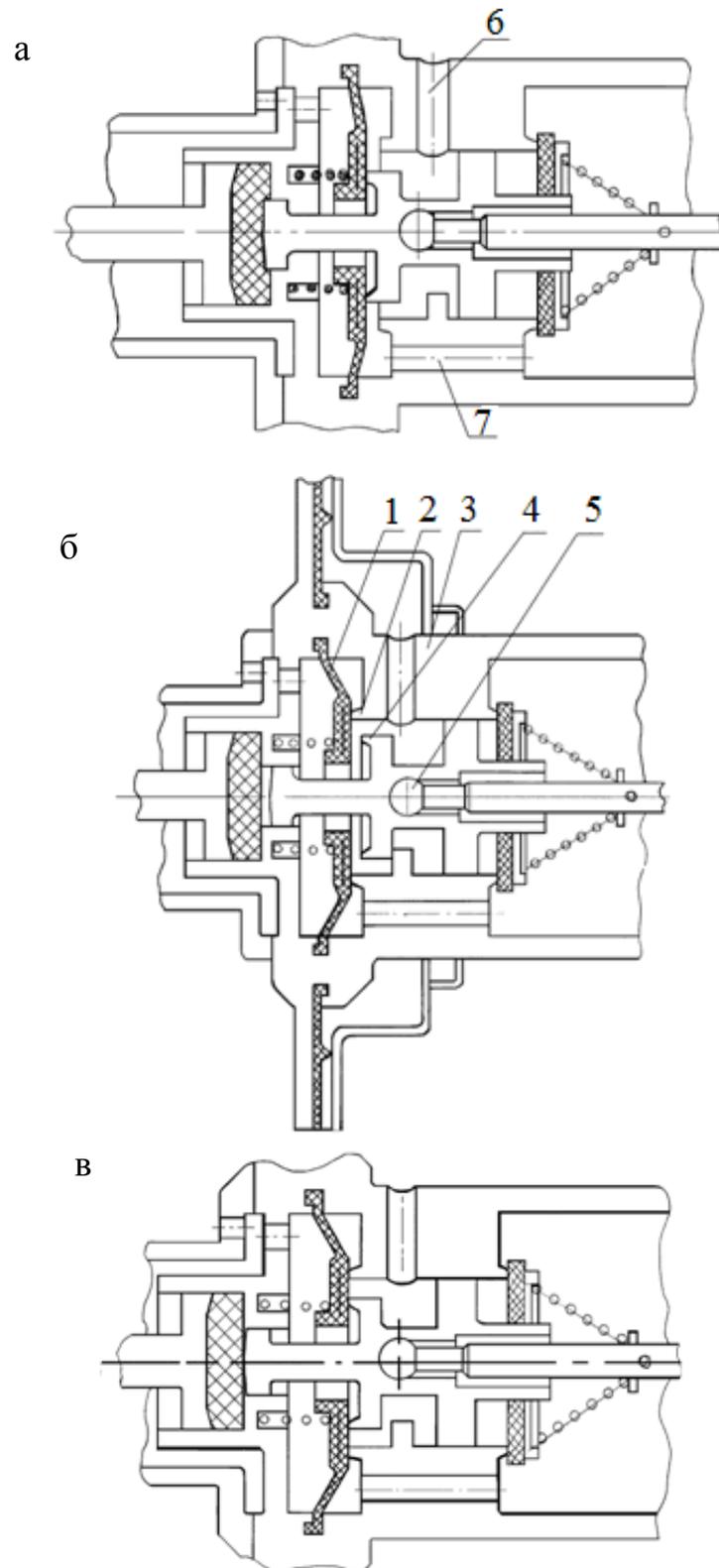


Рис. 1.23. Конструкция клапанного распределительного устройства двухкамерного усилителя ГАЗ, УАЗ: а– исходное положение; б – неустановившееся положение; в) следящее действие (установившееся положение); 1 – манжета; 2 – седло атмосферного клапана; 3 – поршень; 4 – седло вакуумного клапана; 5 – толкатель; 6 – вакуумный канал; 7 – атмосферный канал

Наиболее распространенным и применяемым, в однокамерных, и в двухкамерных вакуумных усилителях, является клапанное распределительное устройство, представленное на рис. 1.24. Конструктивно оно проще предыдущих, но в отличие от конструкции, представленной на рис. 1.23 седло атмосферного клапана размещено внутри седла вакуумного, что при прочих равных условиях снижает площадь проходного сечения атмосферного клапана.

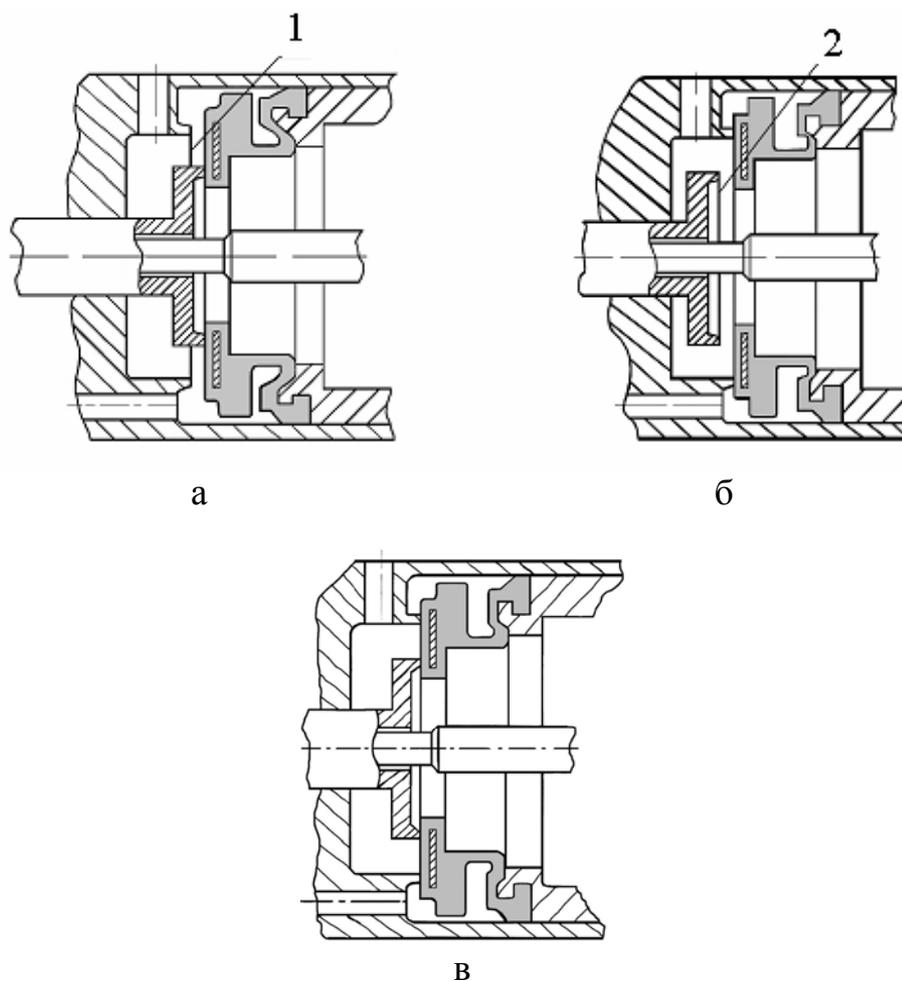


Рис. 1.24. Наиболее распространённое клапанное распределительное устройство вакуумного усилителя: а – исходное положение; б – неустановившееся положение; в – следящее действие (установившееся положение); 1 – седло вакуумного клапана; 2 – седло атмосферного клапана

Основное внимание в клапанных распределительных устройствах уделяется двум противоречивым факторам. С одной стороны – уменьшению их перемещения, а с другой – увеличению проходного сечения.

Достижение этой цели возможно с использованием принципиальной схемы показанной на рис. 1.25.

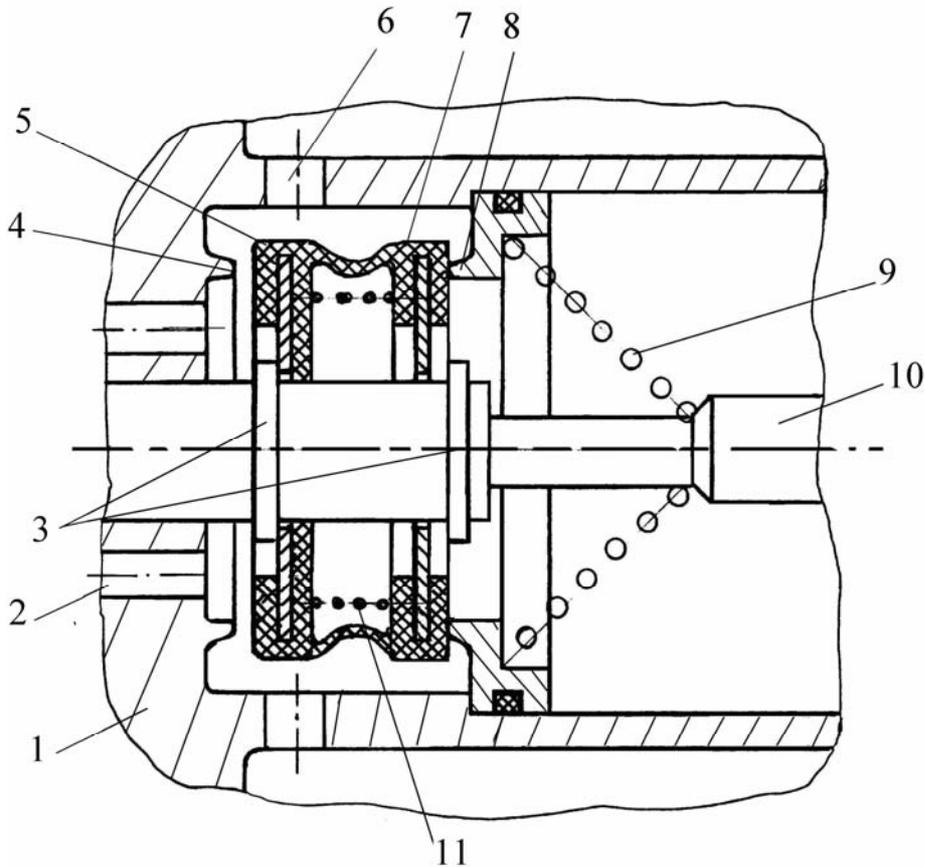


Рис. 1.25. Схема клапанного распределительного устройства с двумя рабочими поверхностями [22]: 1 – поршень; 2 – вакуумный канал в поршне; 3 – упоры толкателя; 4 – седло вакуумного клапана; 5 – затвор вакуумного клапана; 6 – вакуумно-атмосферный канал в поршне; 7 – затвор атмосферного клапана; 8 – седло атмосферного клапана; 9 – пружина атмосферного клапана; 10 – толкатель; 11 – пружина вакуумного клапана

В исходном положении вакуумный клапан 4 открыт, а атмосферный 8 закрыт. Через каналы 2 и 6 полости усилителя сообщаются с источником разрежения.

Когда толкатель 10 перемещается относительно поршня 1, то он двигается вместе с затвором вакуумного клапана 5 до закрытия седла 4. Дальнейшее движение толкателя перемещает затвор 7 правым упором 3 и открывает атмосферный клапан с седлом 8. Атмосферный воздух через отверстие 6 поступает в рабочую полость вакуумного усилителя. Поршень 1 перемещается под действием перепада давлений. При остановке толкателя 10 поршень 1 и, в том

числе, седло клапана 8 продолжают движение до касания затвора 7 атмосферного клапана. Поршень 1 останавливается.

При перемещении толкателя 10 в обратном направлении вакуумный клапан 4 открывается левым упором 3 и рабочая полость усилителя через каналы 6, клапан 4 и каналы 2 сообщается с вакуумной полостью и источником разрежения. Поршень 1 возвращается в исходное положение.

Уменьшение хода толкателя для управления распределительным устройством при сохранении проходных сечений клапанов может быть получено и в случае применения схемы распределительного устройства представленной на рис. 1.26. Клапанное распределительное устройство размещено в ступице 1 силового поршня вакуумного усилителя, рабочие полости, которого соединяются вакуумными 2 и вакуумно-воздушными 3 каналами.

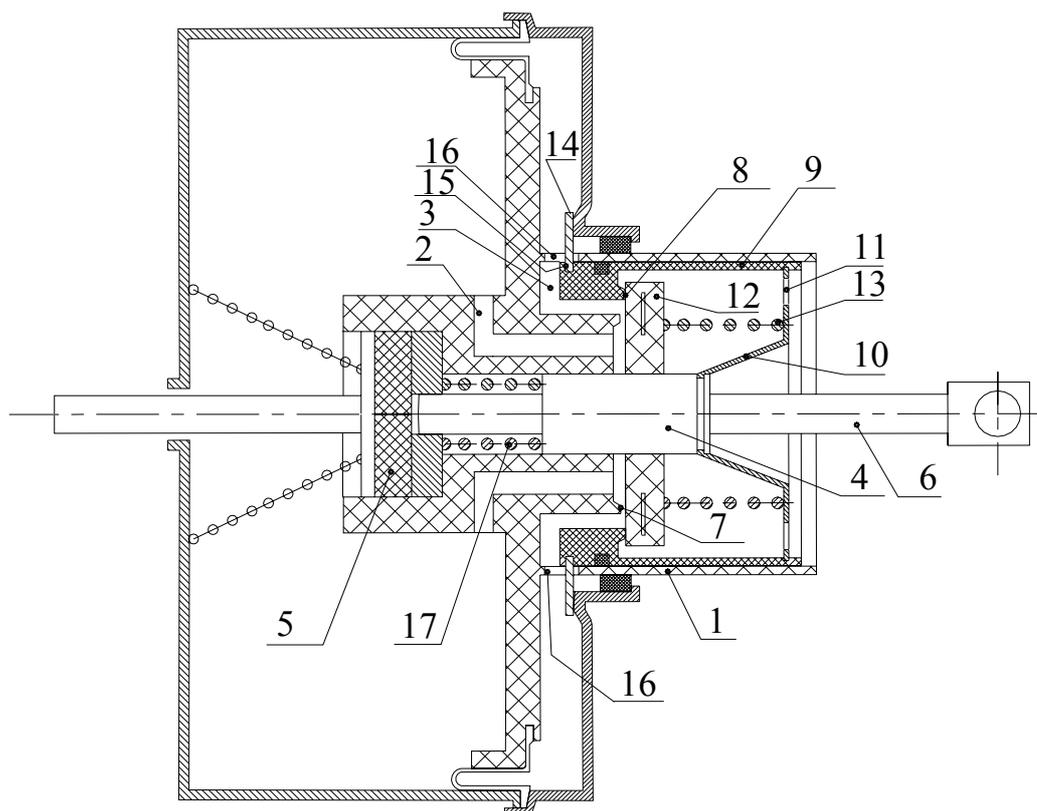


Рис. 1.26. Схема клапанного устройства вакуумного усилителя с одной рабочей поверхностью затвора, у которого седло атмосферного клапана больше седла вакуумного клапана [23]

В центральном осевом отверстии ступицы 1 силового поршня размещен с возможностью перемещения управляющий поршень 4.

Один торец поршня управления 4 выполнен с возможностью взаимодействия с эластичным диском 5 вакуумного усилителя, а противоположный с толкателем 6 педали тормоза. В отверстии ступицы 1 силового поршня выполнено седло вакуумного клапана 7. Седло атмосферного клапана 8 выполнено внутри обечайки 9, размещенной в отверстии ступицы 1 поршня, и через опору 10 механически связано с поршнем управления 4. Обечайка 9 уплотнена относительно отверстия ступицы 1 силового поршня, а в упоре 10 выполнены отверстия 11. Внутри обечайки 9 установлен затвор клапанов 12 с пружиной 13. Затвор клапанов 12 уплотнен относительно поршня управления 4 с возможностью перемещения. Снаружи ступицы 1 силового поршня установлен упор 14, фиксаторы которого 15, через радиальные отверстия 16 входят в канавку обечайки 9 и образуют с ней механическую связь. Поршень управления 4, обечайка 9 с седлом атмосферного клапана 8, опорой 10, затвором клапанов 12 и упором 14 образуют узел с возможностью осевого перемещения относительно ступицы 1 силового поршня, нагруженный пружиной 17.

В начальном положении седло вакуумного клапана 7 открыто, а седло атмосферного клапана 8 закрыто затвором клапанов 12. Рабочие полости вакуумного усилителя соединяются между собой через каналы 2 и 3 и соединены с источником разрежения.

Клапанное распределительное устройство работает таким образом: при приложении усилия к толкателю 6 педали тормоза поршень управления 4, обечайка 9 с седлом атмосферного клапана 8, опорой 10, и упором 14 перемещаются вместе с затвором клапанов 12 относительно седла вакуумного клапана 7 до его закрытия. Дальнейшее движение поршня управления 4, обечайки 9 с седлом атмосферного клапана 8 происходит без затвора клапанов 12, при этом открывается атмосферный клапан. Атмосферный воздух через отверстия 11 в опоре 9, открытое седло атмосферного клапана 8 и каналы 3 поступает в атмосферную полость вакуумного усилителя. Ступица 1 силового поршня перемещается под действием перепада давления. При остановке толкателя 6 педали, поршня управления 4 с седлом атмосферного клапана 8 ступица 1 силового поршня с закрытым седлом вакуумного клапана 7 и затвором клапанов 12 продолжают движения до закрытия седла атмосферного клапана 8. При этом ступица 1 силового поршня останавливается.

При уменьшении усилия прилагаемого к толкателю 6 педали тормоза поршень управления 4, под действием нагрузки со стороны эластичного диска 5, и пружины 17, перемещается вправо. В результате, обечайка 9 с седлом атмосферного клапана 8 и затвором клапанов 12, также перемещаются вправо от седла вакуумного клапана 7. Атмосферная полость через каналы 2, 3 и открытый вакуумный клапан 7 соединяется с вакуумной полостью и источником разрежения.

Представленные на рис. 1.25 и 1.26 схемы конструктивно сложнее, чем на рис. 1.24, однако они имеют и несомненные преимущества:

- возможность увеличения проходных сечений клапанов путём увеличения их диаметров при заданных размерах ступицы поршня;
- возможность уменьшения хода толкателя для управления распределительным устройством.

1.2.2 Обзор следящих устройств вакуумных усилителей

Следящее устройство вакуумного усилителя определяет следящее действие распределительного устройства при изменении соотношения между усилием на толкателе и усилием на штоке. Конструкции следящих устройств вакуумных усилителей весьма разнообразны. По типу элементов обратной связи следящие устройства вакуумных усилителей можно разделить на три группы:

- а) механические:
 - 1) жесткие (рычажные и шариковые);
 - 2) упруго-эластичные;
- б) гидравлические;
- в) пневматические.

Механическое жесткое рычажное следящее устройство конструктивно может быть выполнено в виде радиально расположенных относительно толкателя 2 рычагов 3 (см. рис.1.27) [4]. При этом рычаги 3 имеют возможность поворота относительно оси толкателя 2, а в радиальном направлении их перемещение ограничивает обойма 6. Вследствие увеличения управляющего воздействия на толкатель 2 рычаги 3 поворачиваются относительно точки контакта «б», что

вызывает смещение поршня 1 относительно толкателя 2 и изменение состояния клапанного устройства. Усилие от поршня усилителя прикладывается к рычагам в точках «а», а от толкателя в точках «б» и передается на шток 5 усилителя через упор рычагов 4.

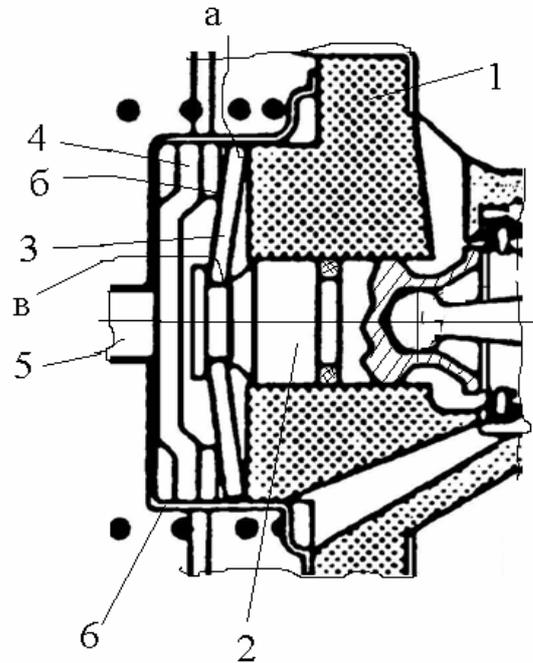


Рис. 1.27. Схема механического жесткого рычажного следящего устройства вакуумного усилителя: 1 – поршень усилителя; 2 – толкатель; 3 – рычаги; 4 – упор рычагов; 5 – шток; 6 – обойма; а, б, в – точки контакта рычагов

Функцию рычагов следящего устройства могут выполнять лепестки опорного диска поршня усилителя (см. рис. 1.28). В этом случае толкатель 2, совмещенный с направляющей поршня, взаимодействует с рычагами (лепестками) 3 в точках «а». При этом на лепестках опорного диска поршня формируется усилие вследствие перепада давления. В зависимости от соотношения усилия приложенного со стороны толкателя и усилия сформированного на опорном диске поршня происходит поворот лепестков вокруг точек контакта «б» на упоре 4, что и определяет состояние клапанного устройства.

В конструкцию механических жестких рычажных следящих устройств вакуумных усилителей входит много деталей, что определяет сложность сборки. Следует заметить, что при этом им свойственна стабильность характеристики при изменении температуры и несущественная зависимость от условий смазки.

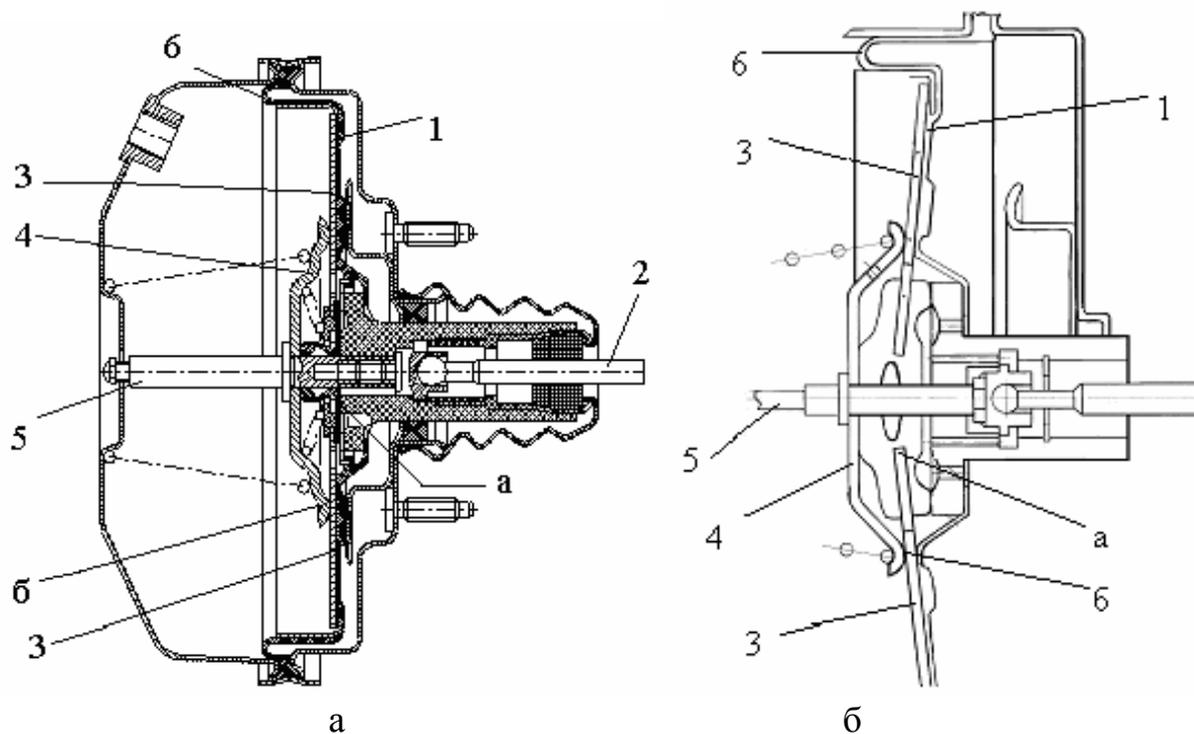


Рис. 1.28. Механическое жесткое рычажное следящее устройство функционально совмещенное с поршнем вакуумного усилителя: а – конструкция вакуумного усилителя [11]; б – схема следящего устройства; 1 – поршень усилителя; 2 – толкатель, совмещенный с направляющей поршня; 3 – рычаги (лепестки опорного диска поршня); 4 – упор рычагов; 5 – шток; 6 – уплотнительная мембрана; а, б – точки контакта рычагов

Механическое шариковое следящее устройство (см. рис. 1.29) вакуумного усилителя состоит из шариков 4, радиально расположенных вокруг конусной поверхности поршня управления 3. Кроме этого шарики 4 контактируют с конусной поверхностью, выполненной в центральной отверстии поршня усилителя 1 и упором 5 механически связанным со штоком 6. Перемещение поршня управления 3 вызывает радиальное смещение шариков 4 и соответствующее перемещение поршня усилителя 1, что и определяет состояние клапанного устройства от соотношения усилий прикладываемых к шарикам 4 со стороны поршня усилителя 1 и поршня управления 3.

Следящее устройство, сформированное на основе упруго-эластичного диска 4 (см. рис. 1.30) так же относится к механическим. При торможении на упруго-эластичный диск 4 действуют сила со стороны поршня управления 3, сила, создаваемая поршнем усилителя 1 и со стороны штока 5, формируемая поршнем главного тормозного цилиндра. Под действием этих трех сил упруго-

эластичный диск 4 находится в определенном деформированном состоянии, обеспечивающем пропорциональность усилий на поршне управления 3 и штоке 5.

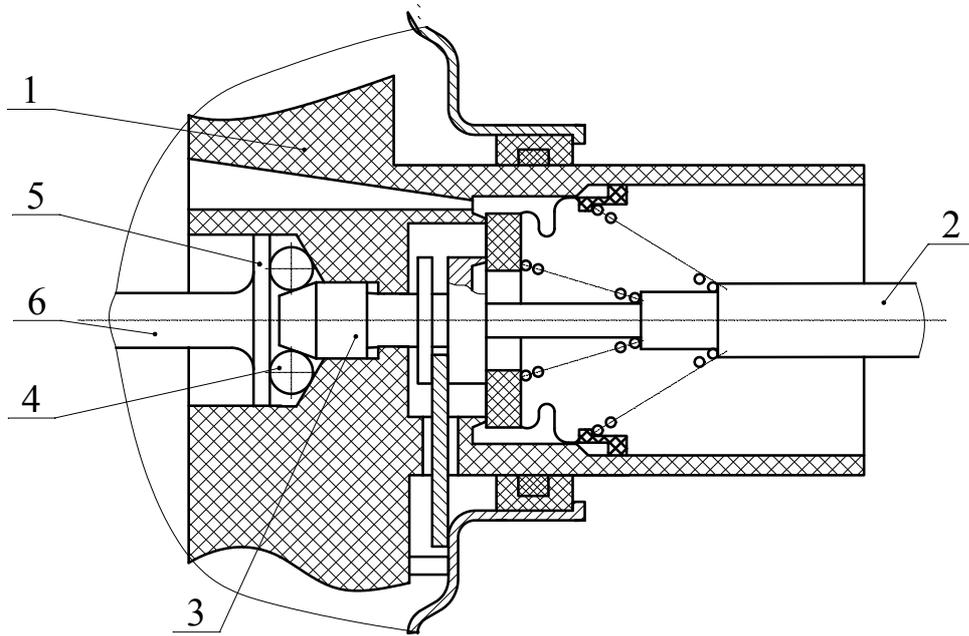


Рис. 1.29. Схема механического жесткого шарикового следящего устройства вакуумного усилителя: 1 – поршень усилителя; 2 – толкатель; 3 – поршень управления; 4 – шарики; 5 – упор шариков; 6 – шток

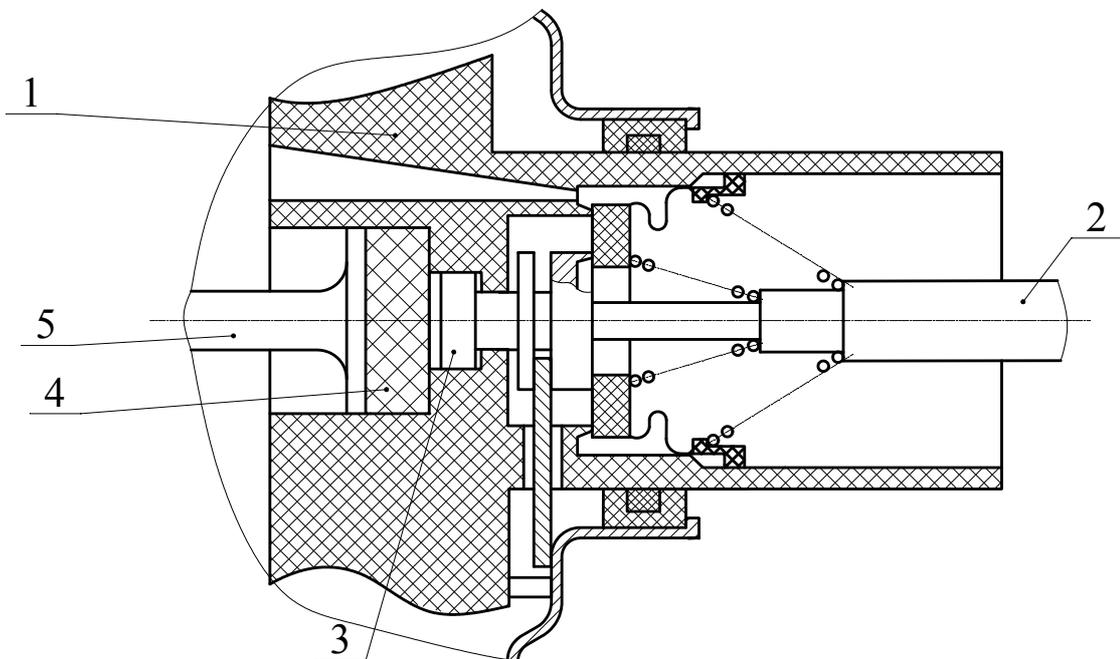


Рис. 1.30. Схема механического упруго-эластичного следящего устройства вакуумного усилителя: 1 – поршень усилителя; 2 – толкатель; 3 – поршень управления; 4 – упруго-эластичный диск; 5 – шток

Диск 4 изготавливается из упруго-эластичного материала, например резины. Так как упругие свойства материала существенно зависят от температуры, поэтому характеристика такого следящего устройства также меняется при вариациях температуры упруго-эластичного диска.

На рис. 1.31 представлена схема вакуумного усилителя тормозного привода, в которой функцию следящего элемента выполняет поршень 7. В этом случае давление жидкости в главном тормозном цилиндре 9 формируется усилием, создаваемым водителем на поршне 7 и усилием на поршне 8, определяемом перепадом давления на поршне усилителя 3. Смещение поршня 7 определяет состояние клапанного устройства. Увеличение усилия на толкателе 2 приводит к открытию атмосферного клапана 5, уменьшение – вызывает открытие вакуумного клапана 6. Таким образом, давление жидкости в главном тормозном цилиндре 9 пропорционально усилию на толкателе 2.

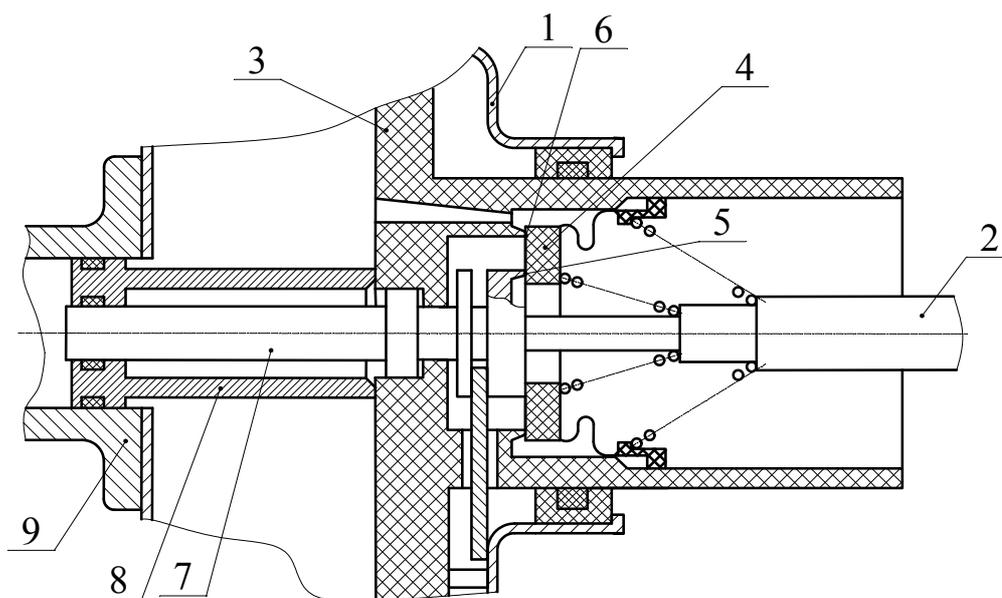


Рис. 1.31. Схема вакуумного усилителя с гидравлическим следящим устройством: 1 – корпус вакуумного усилителя; 2 – толкатель; 3 – поршень усилителя; 4 – затвор клапанов; 5 – седло атмосферного клапана; 6 – седло вакуумного клапана; 7 – поршень следящего устройства; 8 – поршень главного тормозного цилиндра; 9 – корпус главного тормозного цилиндра

Очевидно, что вакуумный усилитель тормозного привода со следящим устройством, выполненным по такой схеме, может быть объединен в агрегат с главным тормозным цилиндром специальной

конструкции, в которой есть гидравлический следящий поршень 7. Следует отметить, что такая схема вакуумного усилителя получила достаточно широкое применение, несмотря на трудности уплотнения поршня управления, вследствие возможности улучшения рабочих характеристик [24].

Разработаны различные конструкции вакуумного усилителя с пневматическим следящим устройством, как например одна из них представлена в работе [25]. В такой конструкции следящего устройства формируется пневматическая камера, которую поршень управления 3 (см. рис. 1.32) делит на две полости В и Г. Атмосферная полость В постоянно связана с атмосферной полостью Б.

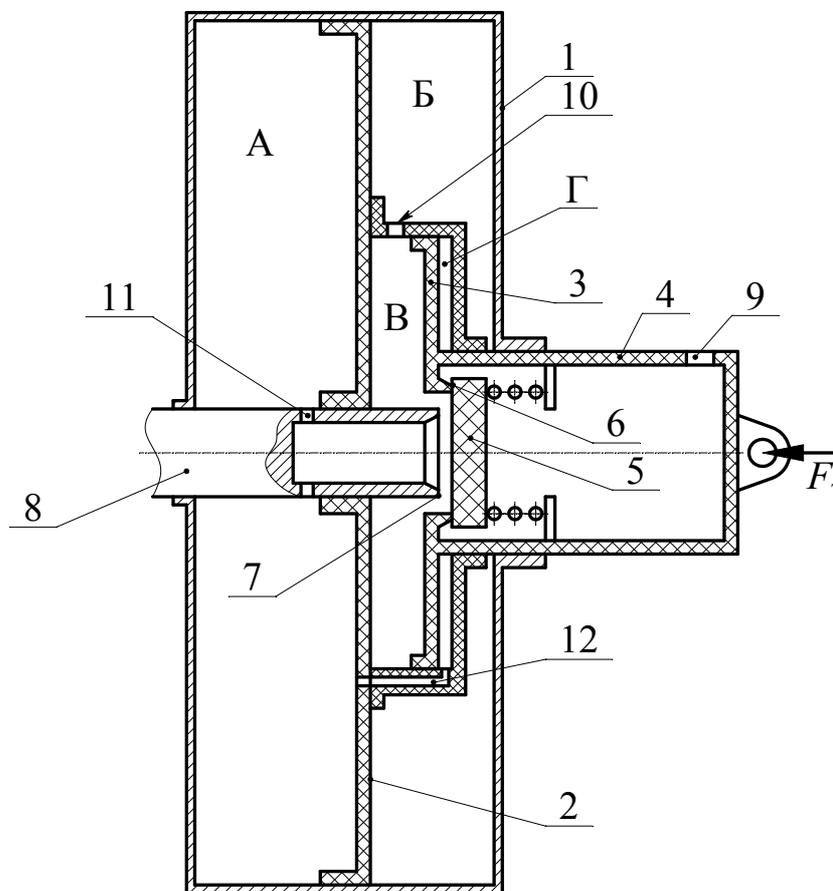


Рис. 1.32. Схема вакуумного усилителя с пневматическим следящим устройством: 1 – корпус вакуумного усилителя; 2 – поршень усилителя; 3 – поршень управления; 4 – ступица поршня управления; 5 – затвор клапана; 6 – седло вакуумного клапана; 7 – седло атмосферного клапана; 8 – шток; 9-11 – отверстия; 12 – канал; А – вакуумная полость усилителя; Б – атмосферная полость; В – атмосферная полость следящего поршня; Г – вакуумная полость следящего поршня

Управляющее воздействие, создаваемое водителем, прикладывается к ступице поршня управления 4. Смещение ступицы 4 с поршнем 3 относительно штока 8 определяет состояние атмосферного 6 и вакуумного 7 клапанов. Изменение давления в полости Б и В вызывает смещение поршня 2. В установившемся режиме усилителя в атмосферных полостях Б и В формируется давление пропорциональное усилию приложенному водителем к ступице 4 поршня управления 3.

Из рис. 1.32 видно, что в этом случае схема усилителя получается достаточно сложной, что и обуславливает их ограниченное применение.

1.2.3. Обзор исполнительных устройств вакуумных усилителей

Исполнительное устройство вакуумного усилителя может быть выполнено в виде (как показано на рис. 1.33):

- гофрированного вакуумного цилиндра;
- цилиндра с поршнем;
- камеры с подвижной перегородкой.

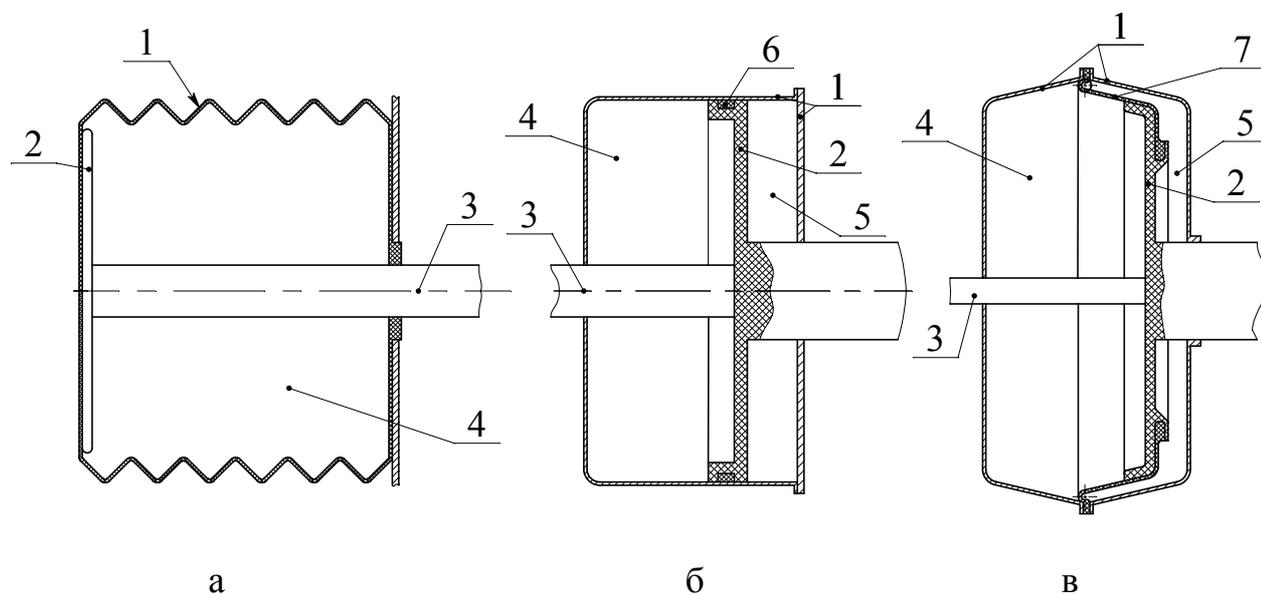


Рис. 1.33. Схемы исполнительного устройства вакуумного усилителя:
 1 – корпус; 2 – опорный диск; 3 – шток; 4 – вакуумная полость;
 5 – атмосферная полость; 6 – уплотнение; 7 – мембрана

В общем случае исполнительное устройство состоит из корпуса 1 подвижной перегородки 2 и соединенного с ней штока 3. Вариант исполнительного устройства, представленный на рис. 1.33а) имеет одну полость – вакуумную, а окружающая атмосфера является второй полостью. Такая конструкция предполагает жесткий в радиальном направлении гофрированный цилиндр и применялась при выполнении усилителя по схеме как на рис.1.1 [1], например, на автомобилях «Чайка». Конструкция исполнительного устройства в виде цилиндра с поршнем (см. рис. 1.33б)) предполагает достаточно точное их сопряжение, что при значительных размерах представляет определенные технологические трудности. В настоящее время наибольшее распространение получила конструкция (рис. 1.33в)) в виде камеры с подвижной перегородкой, уплотнённой относительно корпуса гибкой мембраной. Для общности рассуждений во всех случаях подвижную перегородку будем называть поршнем вакуумного усилителя, состоящим из ступицы и опорного диска.

При значительном увеличении радиального размера камеры уменьшается ее жесткость в осевом направлении, что существенно сказывается на ходе педали. По этому, при необходимости формирования большой активной площади вакуумного усилителя устанавливают последовательно две и даже три камеры [26].

Для однокамерных и двухкамерных вакуумных усилителей применяют как монолитные, так и сборными поршни. На поршнях с мембраной формируется значительная осевая нагрузка. Она передается в конечном итоге на шток усилителя. В поршне, как правило, размещают распределительные и следящие устройства и каналы, сообщающие полости вакуумного усилителя.

Поршни однокамерных вакуумных усилителей чаще выполняют сборными из ступицы и опорного диска. В ступице размещают распределительное и следящее устройства, а также шток и толкатель. Ступица поршня является направляющей относительно корпуса. Более сложными по конструкции являются поршни двухкамерных вакуумных усилителей. Это определяется функциональными связями распределительного и следящего устройств с исполнительным устройством. Наиболее распространёнными являются схемы взаимного размещения поршней двухкамерных усилителей приведенные на рис. 1.34.

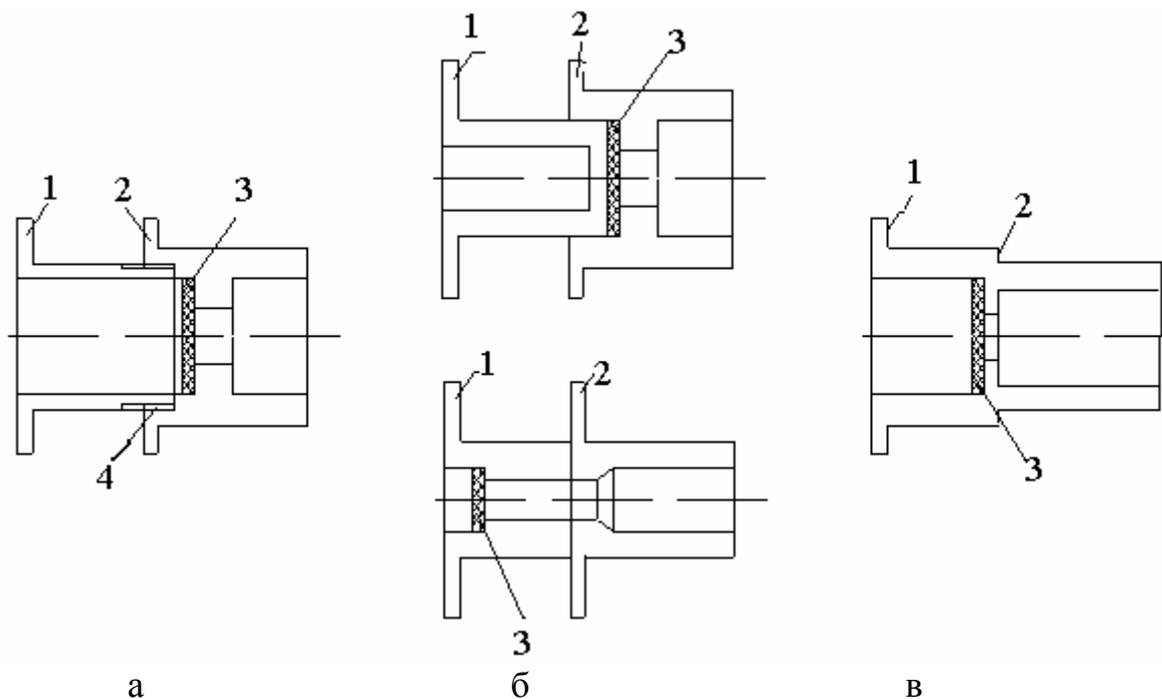


Рис. 1.34. Схемы взаимного расположения поршней двухкамерных усилителей: а) поршни связаны жёстко; б) свободное расположение поршней в осевом направлении; в) на общей ступице; 1 – поршень второй камеры; 2 – поршень первой камеры; 3 – упруго–эластичная шайба следящего устройства; 4 – механическое соединение (например, резьбовое)

При жёстком (резьбовом) соединении рис. 1.34 а) ступица поршня второй камеры нагружена растягивающим усилием, которое суммируется с усилием поршня первой камеры на упруго–эластичной шайбе.

По функциональным связям и простоте конструкции наиболее приемлемой является схема рис. 1.34 б). Особенности этой схемы, с отдельными ступицами поршней отражены в патентах [27, 28].

На схеме рис. 1.34 в) усилия от поршней первой и второй камер суммируются на общей ступице и упруго–эластичной шайбе.

Необходимо отметить, что при выборе конструкции и схемы взаимодействия поршней двухкамерных усилителей следует уделять внимание возможности их использования в модульной конструкции, т.е. трансформации двухкамерного усилителя в однокамерный усилитель.

На ступицу поршня, уплотнённую относительно корпуса действует усилие, сформированное разностью давлений. Снижение или исключение этого усилия возможно гибким уплотнением относительно вакуумной полости [29].

Мембрана, формируя и передавая усилие, влияет на показатели эффективности вакуумных усилителей. В определённой мере это зависит от взаимного расположения мембраны и корпусных деталей. Корпус вакуумного усилителя нагружен осевыми и радиальными усилиями. С точки зрения деформации влияние осевых сил является преобладающим. Возможные варианты осевых нагрузок показаны на схемах рис. 1.35.

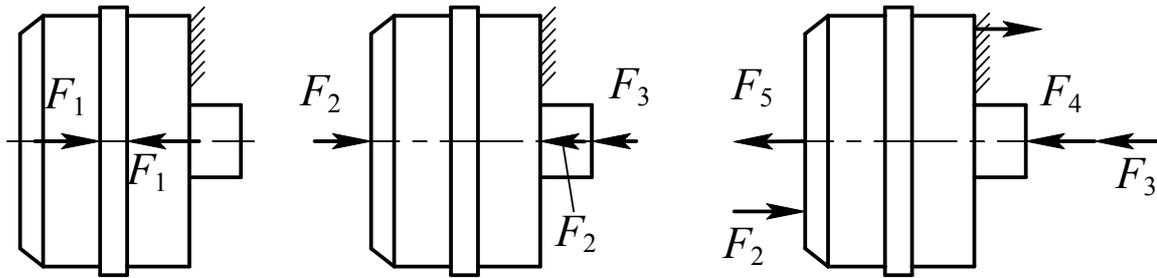


Рис. 1.35. Варианты осевых нагрузок вакуумных усилителей:
 а – при сборке усилителя; б – в исходном состоянии усилителя;
 в – в рабочем положении усилителя; F_1 – усилия предварительного сжатия; F_2 – усилия сжатия разностью давлений; F_3 – усилие на уплотнённой ступице; F_4 – усилие управления на входе; F_5 – выходное усилие; $R=F_5$ – реакция на корпусе от усилия управления

Как видно из рис. 1.35 осевыми силами в основном нагружены торцевые поверхности и участки соединения корпусных деталей.

Действие осевых нагрузок компенсируется жёсткостью корпусных деталей.

Особо следует обратить внимание на соединение корпусных деталей с мембраной. Наиболее часто используемые варианты соединений показаны на рис. 1.36.

Повышение эффективности вакуумных усилителей возможно при уменьшении осевой нагрузки в соединении корпусных деталей. Пример такого соединения показан на рис. 1.37.

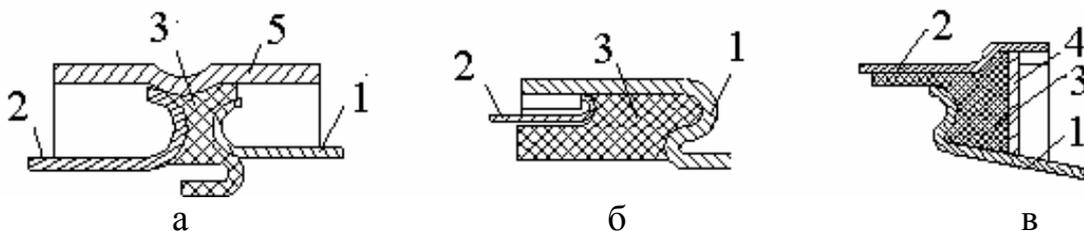


Рис. 1.36. Типовые варианты соединения корпусных деталей с мембраной:
 а – с обечайкой; б – с мембраной между корпусом и крышкой;
 в – со стопорным кольцом; 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – мембрана;
 4 – стопорное кольцо; 5 – обечайка

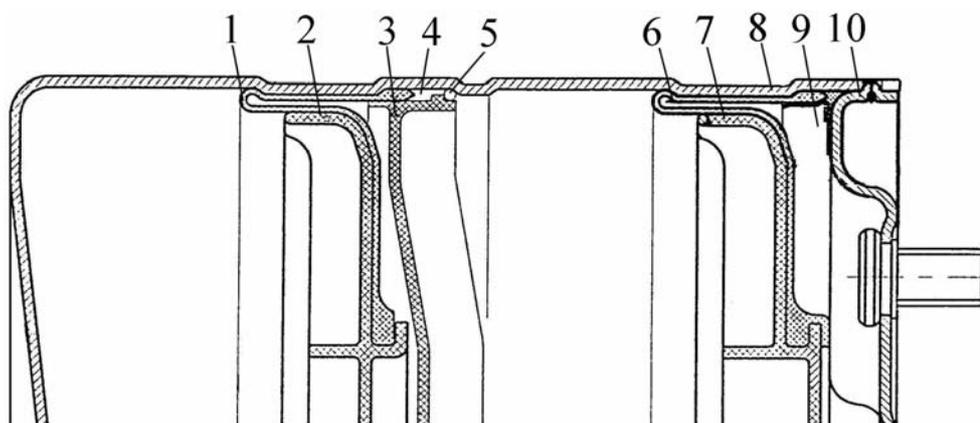


Рис. 1.37. Конструкция соединения мембраны и корпуса разгруженного от осевого усилия [30]: 1 – мембрана поршня второй камеры; 2 – поршень второй камеры; 3 – перегородка камер; 4 – кольцевая канавка; 5 – фиксирующее кольцо; 6 – мембрана поршня первой камеры; 7 – поршень первой камеры; 8 – крышка; 9 – обечайка; 10 – корпус

Соединение мембраны с корпусом и крышкой выполненной по схеме, как представлено на рис. 1.37 позволяет уменьшить наружные размеры усилителя, уменьшить его массу при сохранении активной площади поршней.

И в завершении анализа исполнительных устройств необходимо обратить внимание на пневматическое сообщение полостей двухкамерных вакуумных усилителей. Возможны три варианта пневматического сообщения полостей:

- каналами в корпусе [7; 14];
- каналами в поршнях [31];
- специальными каналами внутри или снаружи усилителя [32].

С точки зрения повышения показателей эффективности предпочтительным является вариант сообщения каналами в поршнях, поскольку при этом обеспечиваются наименьшие габаритные размеры усилителя.

1.3. Критерии оценки эффективности конструкции вакуумных усилителей

В настоящее время существует достаточно много разнообразных конструкций вакуумных усилителей тормозов. Их конструкции отличаются, как схемой функциональных взаимосвязей основных

элементов, так и их типоразмером (см. рис.1.38). Появление новых материалов и технологий позволяет совершенствовать существующие схемные решения усилителей тормозов. Перед разработкой новой конструкции с применением новых материалов и технологий весьма важно правильно выбрать прототип, имеющий наиболее эффективные конструктивные решения.

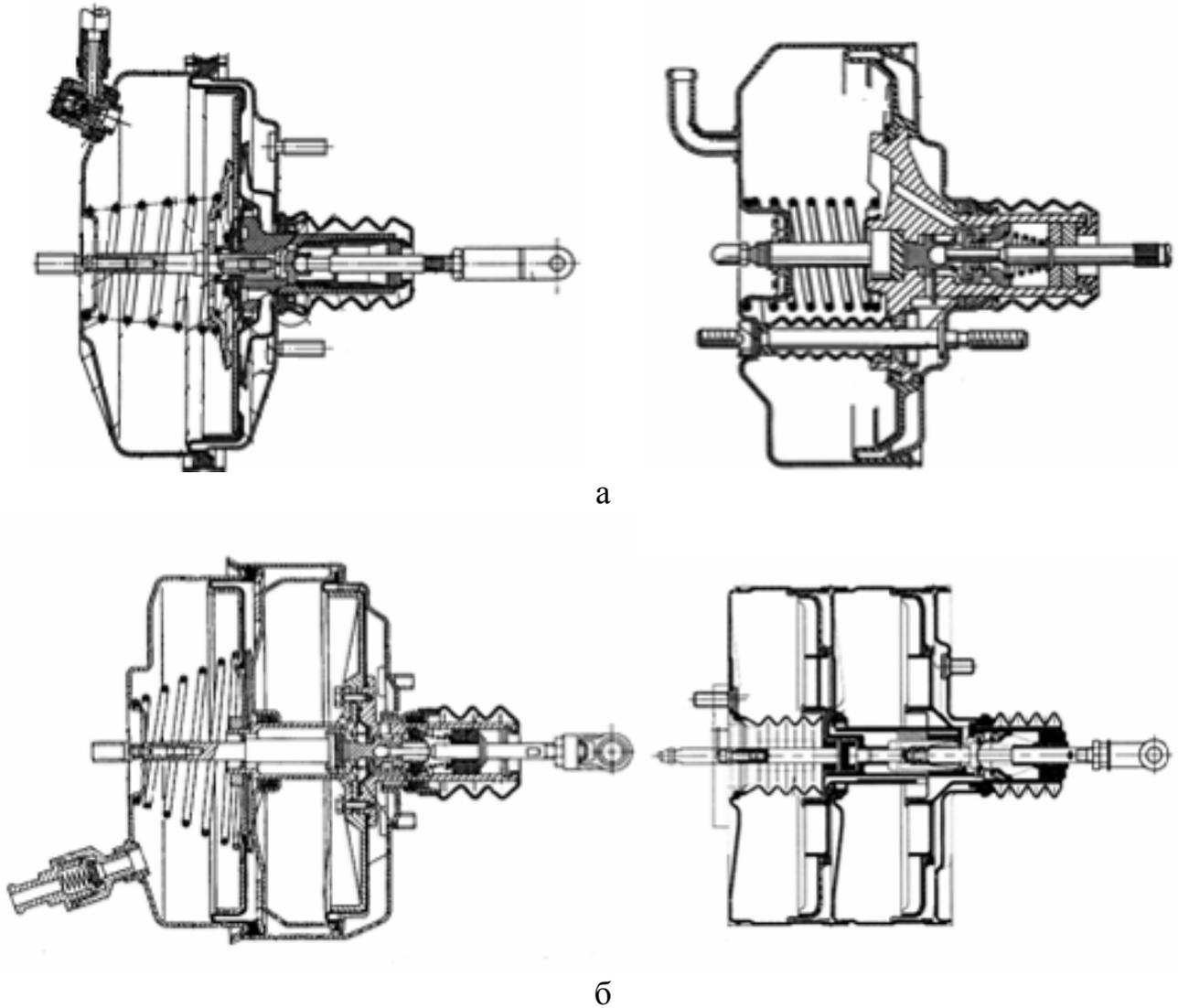


Рис. 1.38. Конструктивные схемы вакуумных усилителей:
а – однокамерных, б – двухкамерных

Для объективной оценки эффективности конструкции вакуумных усилителей тормозов необходимо разработать удельные показатели характеризующие качество конструктивной схемы и эффективность использования конструкционного объема изделия [33].

Качественная оценка эффективности вакуумных усилителей различных конструкций и определения направления их совершенствования предлагается использовать два критерия:

– удельная работа массы, Дж/кг

$$\bar{m} = \frac{F_T^{0,065} X_{ш}}{m_{ву}}, \quad (1.1)$$

где $F_T^{0,065}$ – максимальное усилие на штоке усилителя в режиме следящего действия (разрежение в вакуумной полости 0,065 МПа), Н;

$X_{ш}$ – максимальный конструктивный ход штока усилителя, м;

$m_{ву}$ – масса вакуумного усилителя, кг.

– удельная работа объёма, Дж/л

$$\bar{V} = \frac{F_m^{0,065} X_{ш}}{V_{ву}}, \quad (1.2)$$

где $V_{ву} = S^{\max} L$ – габаритный объём вакуумных камер усилителя (S^{\max} – площадь максимального диаметрального сечения; L – расстояние между привалочными плоскостями), л.

Удельная работа массы усилителя характеризует эффективность конструктивной схемы и использования свойств материалов при нагрузке.

Повышение этого критерия может быть достигнуто путём рационального формирования функциональных связей между поршнями и следящим элементом, а также между корпусными элементами. Удельная работа массы оценивает способность конструкции воспринимать нагрузку.

Удельная работа объёма усилителя характеризует эффективность использования занимаемого пространства для формирования усилия на штоке и его перемещения. То есть данный критерий оценивает способность конструкции усилителя совершать работу.

Коэффициент податливости вакуумного усилителя

$$K = \frac{K_{X_{ш}=0}}{X_T}, \quad (1.3)$$

где $K_{X_{ш}=0}$ – податливость вакуумного усилителя, мм;

X_T – ход толкателя вакуумного усилителя.

Податливость вакуумного усилителя $K_{X_{ш}=0}$ определяется, как перемещение толкателя под нагрузкой $F_{\max}^{0,065} = 15000$ Н и разрежении в вакуумной полости 0,065 МПа. При этом шток усилителя должен упираться в упор, закрепленный на корпусе вместо главного тормозного цилиндра.

Коэффициент податливости вакуумного усилителя позволяет оценить его способность воспринимать нагрузку, эффективность конструкции следящего элемента и клапанного узла. Чем меньше данный критерий, тем эффективнее данная конструкция усилителя, тем меньше ход педали теряемый на управление усилителем.

Для сравнительной оценки быстродействия вакуумных усилителей различных типоразмеров предлагается использовать удельную мощность массы m_N

$$m_N = \frac{F_T X_{ш}}{m_{\text{в}}[t]}, \quad (1.4)$$

и удельную мощность объема $m_{\text{в}}$

$$m_{\text{в}} = \frac{F_{ш} X_{ш}}{V_{\text{в}}[t]}, \quad (1.5)$$

где F_T – усилие на штоке усилителя, развиваемое за время срабатывания $[t]$.

Следует отметить, что усилие на штоке усилителя, развиваемое за нормативное время срабатывания $[t]$, должно быть получено при разрежении в вакуумной полости 0,065 МПа после приложения усилия к толкателю 1000 Н.

Чем выше удельная мощность массы и объема, тем более эффективная конструкция вакуумного усилителя тормозов.

Для оценки качества следящего действия усилителя используют коэффициент нечувствительности K_F

$$K_F = \frac{F'_T - F''_T}{F'_T}, \quad (1.6)$$

где F'_T – усилие на толкателе усилителя в момент начала открытия атмосферного клапана;

F''_T – усилие на толкателе усилителя в момент полного закрытия атмосферного клапана.

Чем меньше разность $F'_T - F''_T$, тем выше чувствительность усилителя, тем качественнее водитель может дозировать тормозное усилие.

Удельный холостой ход толкателя X'_T характеризует качество конструкции клапанного узла усилителя

$$\bar{X}_T = \frac{X_1}{X_{\max} V_{\text{ву}}}, \quad (1.7)$$

где X_1 – ход толкателя от исходного состояния до открытия атмосферного клапана;

X_{\max} – максимальный ход толкателя усилителя.

Чем меньше удельный холостой ход толкателя, тем меньше свободный ход педали тормоза.

Предложенные удельные показатели позволяют оценить совершенство конструкций вакуумных усилителей тормозов различных типоразмеров и выполнить целенаправленный выбор аналогов для перспективной разработки. При этом может быть синтезирована конструкция вакуумного усилителя тормозов с наиболее эффективными удельными показателями.

В качестве примера определены критерии оценки эффективности серийных вакуумных усилителей (см. табл. 1.1).

**Сравнительная оценка параметров и критериев
существующих двухкамерных вакуумных усилителей**

Параметры и критерии	Значения параметров и критериев для усилителей	
	ГАЗ-3102	УАЗ-3510010
Габаритный диаметр, мм	225	258
Активный диаметр поршня, мм	200+200	216+230
Максимальный ход штока, мм	37	40
Расстояние между привалочными плоскостями, мм	154	168
Масса, кг	5,6	7,8
Усилие на штоке, Н (при $F_T = 2500$ Н, $P_P = 0,065$ МПа)	6325	7300
Работа единицы массы, Дж/кг	41,8	37,4
Работа единицы объёма, Дж/л	38,4	33,26
Мощность единицы массы m_N , Вт/кг	209	187
Мощность единицы объёма m_V , Вт/л	192	166

Серийные двухкамерные усилители, параметры которых представлены в табл. 1.1, имеют аналогичную конструкцию. Отличие заключается в различных геометрических и весовых параметрах. Сравнивая их эффективность по разработанным критериям, следует отметить преимущество усилителя ГАЗ-3102. Таким образом, желание увеличить усилие на штоке усилителя соответствующим наращиванием размеров известной схемы привело к снижению эффективности конструкции.

Масса и габаритные размеры усилителя УАЗ-3510010 увеличены непропорционально изменению усилия на штоке, о чём свидетельствуют удельные показатели работы единицы массы и объёма.

2.1. Анализ статических характеристик вакуумных усилителей тормозного привода

Статическая характеристика это зависимость выходного параметра от входного параметра при установившемся режиме работы. Для описания характера этой зависимости в случае вакуумного усилителя тормозного привода используют несколько подходов.

В работах [4, 15, 34] приводится статическая характеристика вакуумного усилителя тормозов в виде кусочно-линейной функции без учета начальной нечувствительности. Авторами [4] выполнен анализ влияния на статическую характеристику целого ряда параметров. При этом в указанных работах, характеристика представлена в виде зависимости давления в главном тормозном цилиндре от входного усилия. Для того чтобы характеризовать вакуумный усилитель, как завершённый тормозной аппарат, рационально представлять его статическую характеристику в виде функции выходного усилия и аргумента – входного усилия.

Наличие начальной нечувствительности усилителя и разброс параметров определяющих ее могут существенно видоизменять статическую характеристику. Поэтому целесообразно исследовать влияние на статическую характеристику вакуумного усилителя начальной нечувствительности [35].

Статическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ отражает зависимость усилия на выходе, действующего на штоке, от усилия на входе, приложенного к толкателю. Представленная на рис. 2.1 статическая характеристика состоит из трех линейных участков. Участок 0-1 соответствует зоне нечувствительности усилителя, а зоны его следящего действия и насыщения по давлению описывают участки соответственно 1-2 и 2-3.

В исходном состоянии вакуумный усилитель тормозного привода находится под нагрузкой, создаваемой атмосферным давлени-

ем на пневматически неуравновешенных частях (рис. 2.2 а). При этом поршень и толкатель с седлом атмосферного клапана удерживаются от перемещения соответствующими пружинами.

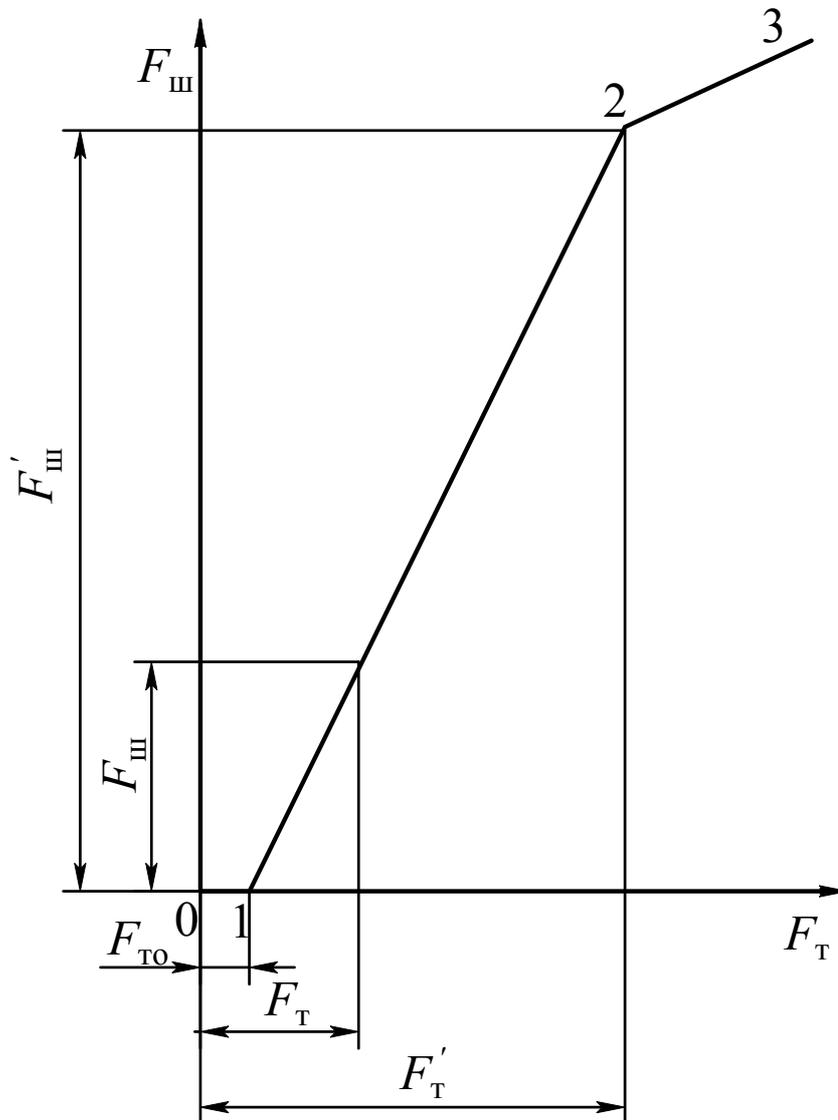


Рис. 2.1. Статическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода: $F_{то}$ – усилие на толкателе, соответствующее включению усилителя; $F'_т$, $F'_ш$ – усилия на толкателе и штоке усилителя, соответствующие насыщению по давлению

Для включения усилителя водитель должен приложить к толкателю усилие, нарушающее условие его равновесия. При этом увеличение $F_т$ до включения усилителя будет соответствовать зоне начальной нечувствительности.

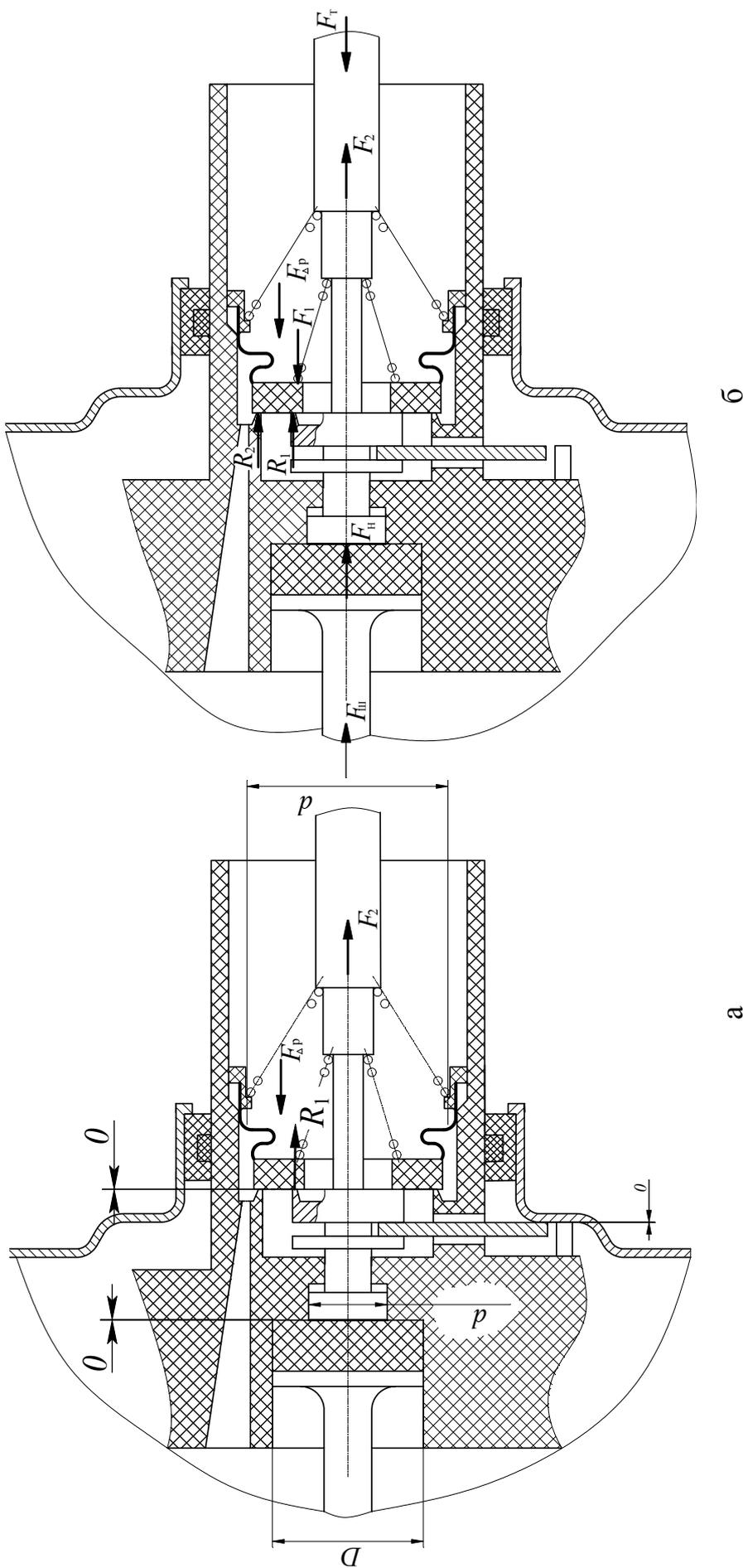


Рис. 2.2. Силы, действующие на элементы вакуумного усилителя тормозного привода:
а – в исходном состоянии; б – в состоянии следящего действия

Поэтому зону нечувствительности вакуумного усилителя при его включении определяют параметры возвратной пружины толкателя и площадь неуравновешенной части клапана. Эти параметры должны соответствовать условию равновесия толкателя в исходном состоянии:

$$F_2 > F_{\Delta p}, \quad (2.1)$$

где F_2 – усилие возвратной пружины толкателя;

$F_{\Delta p}$ – усилие на пневматически неуравновешенной части атмосферного клапана, сформированное разницей атмосферного давления и давления в полости усилителя (для исходного состояния усилителя $F_{\Delta p} = \frac{\pi d_1^2}{4}(p_0 - p_B)$, p_0, p_B – соответственно атмосферное давление и в полости усилителя, d_1 – диаметр пневматически неуравновешенной части атмосферного клапана).

В общем случае усилие на толкателе, соответствующее зоне следящего действия вакуумного усилителя определяется зависимостью

$$F_T = F_2 + F_H + R_2 - F_{\Delta p}, \quad (2.2)$$

где $F_H = \frac{F_{ш}}{k}$ – усилие нагрузки – реакция следящего устройства (упруго-эластичного диска), соответствующая части нагрузки усилителя, приходящейся на поршень управления ($k = \frac{D^2}{d^2}$ – отношение активных площадей штока и поршня управления; d, D – диаметры соответственно поршня управления и торца штока; $F_{ш}$ – усилие на штоке усилителя);

$R_2 = F_1 - R_1$ – реакция седла вакуумного клапана, соответствующая герметичному состоянию;

R_1 – реакция седла атмосферного клапана, соответствующее его герметичному состоянию;

F_1 – усилие пружины атмосферного клапана.

Если сделать допущение, что коэффициент нечувствительности усилителя при следящем действии равен 0, то его статическая характеристика в этой зоне может быть представлена прямой линией. В этом случае для описания зоны следящего действия усилителя достаточно определить точку начала включения 1 (рис. 2.1) и точку насыщения по давлению – 2.

Усилие на толкателе, соответствующее началу включения усилителя $F_{\text{то}}$ можно определить из уравнения (2.2), предположив, что при этом $F_{\text{н}} = 0$, а атмосферный клапан начинает открываться $R_1 = 0$

$$F_{\text{то}} = F_2 + F_1 - F'_{\Delta p}, \quad (2.3)$$

где $F'_{\Delta p} = \frac{\pi d_1^2}{4}(p_0 - p_a)$ – усилие на пневматически неуравновешенной части атмосферного клапана, сформулированное разницей атмосферного давления p_0 и текущего давления в атмосферной полости усилителя p_a .

Усилие на толкателе, соответствующее точке насыщения по давлению, определим из уравнения равновесия поршня усилителя

$$S_{\text{п}}(p_a - p_{\text{в}}) + S_{\text{к}}(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}} - F_{\text{нп}} = 0, \quad (2.4)$$

где $S_{\text{п}}$ – активная площадь поршня усилителя;

$S_{\text{к}}$ – пневматически неуравновешенная площадь корпуса клапанов;

$F_{\text{пр}}$ – усилие возвратной пружины поршня;

$F_{\text{нп}} = F_{\text{ш}} \left(1 - \frac{1}{k} \right)$ – реакция следящего устройства, соответствующая

части нагрузки усилителя, приходящейся на поршень вакуумного усилителя.

При насыщении усилителя по давлению $p_a = p_0$, в этом случае уравнение (2.4) примет вид

$$(S_{\text{п}} + S_{\text{к}})(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}} - F_{\text{нп}} = 0. \quad (2.5)$$

Подставляя в уравнение (2.5) $F_{\text{нп}} = F_{\text{ш}} \left(1 - \frac{1}{k}\right)$ получим усилие на штоке, соответствующее точке насыщения по давлению:

$$F'_{\text{ш}} = \frac{(S_{\text{п}} + S_{\text{к}})(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}}}{k - 1} k. \quad (2.6)$$

Соответственно усилие на толкателе будет равно

$$F'_{\text{т}} = \frac{F_{\text{ш}} d^2}{D^2} = \frac{(S_{\text{п}} + S_{\text{к}})(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}}}{k - 1}. \quad (2.7)$$

Усилия, полученные по уравнениям (2.6) и (2.7) являются координатами точки насыщения по давлению статической характеристики вакуумного усилителя.

Однако, все выше сказанное справедливо, только если размеры элементов усилителя таковы, что при закрытом состоянии обоих клапанов передняя кромка поршня управления касается упруго-эластичного диска (рис. 2.2). Из-за сбегания допусков на размеры, определяющие положение указанных элементов, при закрытых клапанах передняя кромка поршня управления может уже деформировать упруго-эластичный диск или находится на некотором расстоянии от него (рис. 2.3). Соответственно статическая характеристика для указанных случаев изменит вид (см. рис. 2.4).

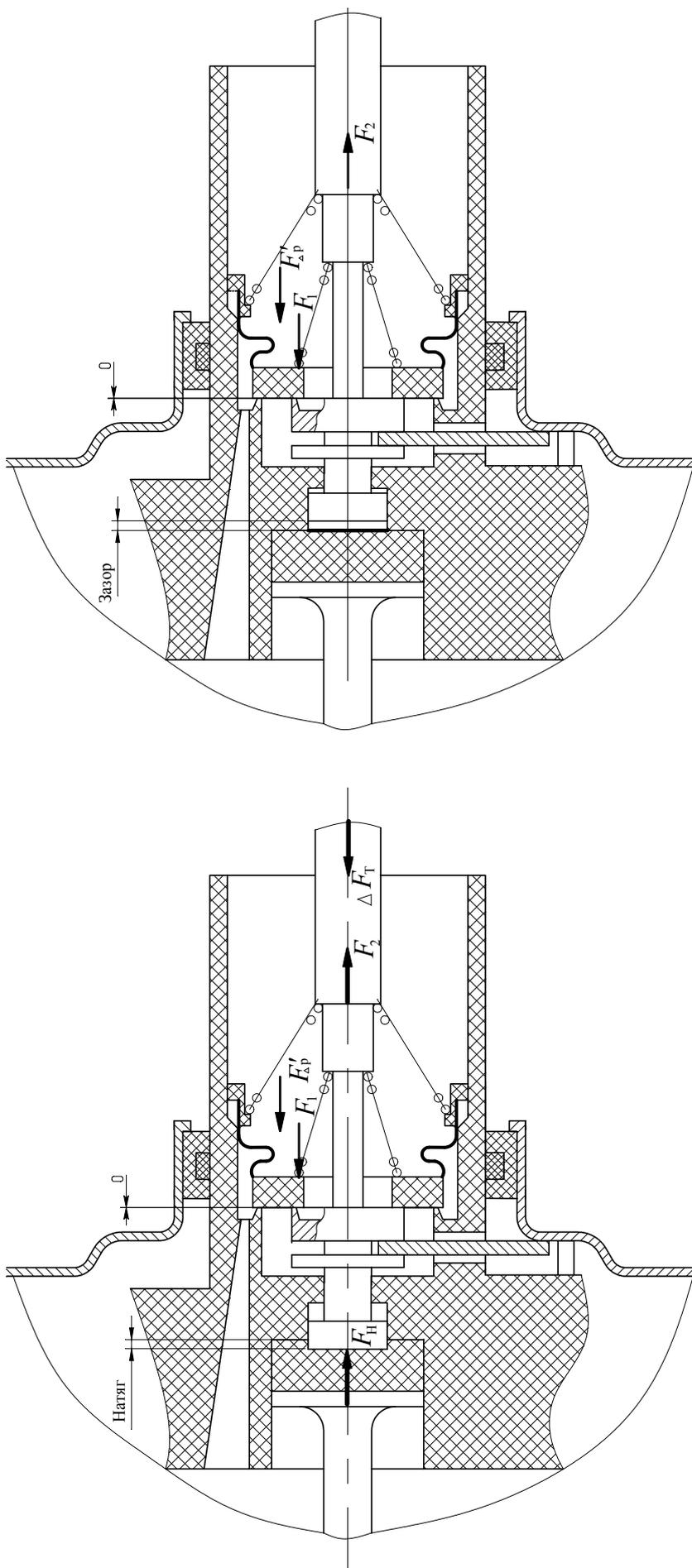
В случае, изображенном на рис. 2.3 а, зона нечувствительности усилителя расширяется на величину $\Delta F_{\text{т}}$ (рис. 2.4). Это усилие необходимо дополнительно приложить к толкателю для срабатывания усилителя. Общее усилие на толкателе в этом случае равно

$$F_{\text{то}} = F_2 + F_1 - F'_{\Delta p} + \Delta F_{\text{т}}, \quad (2.8)$$

где $\Delta F_{\text{т}}$ – усилие, необходимое для деформации упругого эластичного диска.

При этом усилие на штоке усилителя не изменится из-за наличия возвратной пружины, а также зазора между штоком усилителя и поршнем главного тормозного цилиндра.

Такая характеристика нежелательна при реализации конструкции клапанного узла и следящего устройства, поскольку усилие управления тормозами возрастает, и эффективность рабочего процесса вакуумного усилителя снижается.



а

Рис. 2.3. Силы, действующие на элементы усилителя в момент закрытия вакуумного клапана:
 а – при натяге, б – при зазоре между поршнем управления и эластичным диском

Предпочтительная для реализации характеристика усилителя представлена ломаной 0-1-1_b-2_b-3 (рис. 2.4). Участок 0-1 описывает зону нечувствительности, такую же, как и у номинальной характеристики. У предпочтительной характеристики появляется зона отсутствия следящего действия, представленная участком 1-1_b.

Наличие зоны без следящего действия не скажется отрицательно на управлении тормозами, если усилие $\Delta F_{\text{ш}}$ при включении усилителя соответствует условию:

$$\Delta F_{\text{ш}} \leq F_0, \quad (2.9)$$

где F_0 – зона нечувствительности тормозного привода.

После приложения водителем к толкателю усилия в соответствии с выражением (2.3) усилитель включается и со стороны поршня на диске формируется усилие $F_{\text{п}}$. Это усилие выдавливает эластичный диск в зазор до соприкосновения с передней кромкой поршня управления. В этом случае при усилении на толкателе $F_{\text{то}}$ на штоке усилителя будет сформировано усилие

$$\Delta F_{\text{ш}} = f(F_{\text{п}}, E, d, D, \delta, h_1), \quad (2.10)$$

где E – модуль упругости материала эластичного диска;

δ – зазор между поршнем управления и упруго-эластичным диском в момент закрытия вакуумного клапана;

h_1 – высота упруго-эластичного диска следящего устройства.

Определение значения $\Delta F_{\text{ш}}$ будет выполнено ниже в 3.2.2.1.

Соответственно в точке насыщения по давлению 2_b усилие на штоке определяет выражение:

$$F_{\text{ш}} = \frac{(S_{\text{п}} + S_{\text{к}})(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}}}{k - 1} \times k - \Delta F'_{\text{ш}}, \quad (2.11)$$

при этом усилие на толкателе в этой точке характеристики может быть представлено зависимостью:

$$F_{\text{т}} = \frac{(S_{\text{п}} + S_{\text{к}})(p_0 - p_{\text{в}}) - F_{\text{пр}}}{k - 1} - \Delta F_{\text{т}}. \quad (2.12)$$

В формуле (2.12) усилие ΔF_T представляет собой усилие, необходимое для выталкивания упруго-эластичного диска из зазора δ после насыщения усилителя по давлению.

Причем усилие на штоке усилителя в точке насыщения усилителя по давлению 2_b снизится по сравнению с номинальной характеристикой (точка 2) на незначительную величину

$$\Delta F'_{ш} = \Delta F'_T \operatorname{tg} \alpha', \quad (2.13)$$

где $\Delta F'_T$ – приращение усилия на толкателе при выталкивании упруго-эластичного диска из зазора (определено ниже в подразделе 3.4); $\operatorname{tg} \alpha'$ – коэффициент усиления следящего устройства (определен ниже в подразделе 3.4).

Данная характеристика является предпочтительной, поскольку улучшаются эргономические показатели тормозного управления.

При управлении вакуумным усилителем снижается усилие, прикладываемое водителем к педали тормоза для формирования заданного усилия на выходе. Кроме этого, поскольку выборка зазора между эластичным диском и передним торцом поршня управления происходит за счет перемещения поршня, постольку уменьшается ход толкателя, необходимый для управления усилителем.

Эргономические показатели тормозного управления могут быть еще улучшены при формировании перспективной характеристики представленной на рис. 2.5. Данная характеристика представляет собой развитие описанной предпочтительной характеристики. Перспективная характеристика вакуумного усилителя должна иметь два нелинейных участка. Первый участок должен начинаться в точке включения 1 усилителя и заканчиваться в контрольной точке $1'_b$. Вторым нелинейным участком должен начинаться в точке $2'_b$ и заканчиваться в точке $2''_b$. Первый нелинейный участок характеристики определяет эргономические качества при включении усилителя. Участок $2'_b - 2''_b$ позволяет улучшить соотношение $F_{ш} / F_T$.

Нелинейность характеристики обеспечивается переменным коэффициентом усиления на этих участках. Переменный коэффициент усиления на участке $1 - 1'_b$ может быть обеспечен, например, выпуклой поверхностью на переднем торце поршня управления (см. рис. 2.6).

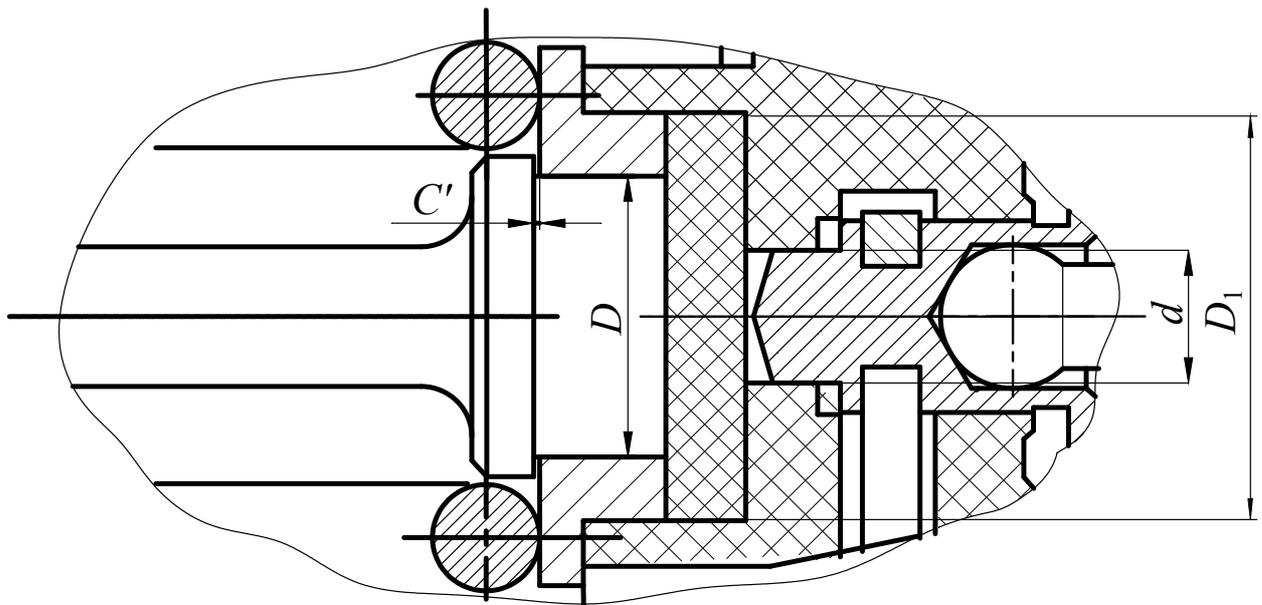


Рис. 2.6. Пример элементов усилителя, обеспечивающих нелинейную характеристику; D_1 – диаметр втулки

При этом по мере выдавливания эластичного диска в зазор, он будет формировать реакцию на толкателе, пропорционально эффективной площади (площадь контакта выпуклой поверхности торца поршня управления и эластичного диска).

Увеличение активной площади поршня управления приводит к снижению коэффициента усиления до значения, рассчитанного для линейного участка.

Для увеличения коэффициента в точке $2'_b$ после достижения усилия на штоке значения $F_{\text{ш}}^b$ необходимо увеличить эффективную площадь правого торца штока. Например, на рис. 2.6 представлена схема, обеспечивающая увеличение эффективной площади торца штока и соответствующее увеличение коэффициента усиления [37].

При достижении усилия на штоке $F_{\text{ш}}^b$, втулка переместится влево, выберет зазор C' и соответственно эффективная площадь штока возрастает до суммарной площади, определяемой наружным диаметром втулки D_1 .

Таким образом, правильно выбранная статическая характеристика вакуумного усилителя позволит улучшить эргономические качества тормозного управления. Для этого при проектировании вакуумного усилителя необходимо задать размеры, определяющие взаимное расположение эластичного диска и переднего торца тол-

кателя при закрытых клапанах, с учетом их отклонений для обеспечения гарантированного зазора. При этом максимальное значение зазора должно обеспечить выполнение условия (2.9).

2.2. Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода

Как уже отмечалось, статическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода $F_{ш} = f(F_T)$ отражает зависимость усилия на выходе действующего на штоке, от усилия на входе, приложенного к толкателю и определяется параметрами следящего и распределительного устройств. В свою очередь выбор типа характеристики и ее параметров существенно влияет на эффективность тормозного управления.

Для повышения эффективности вакуумного усилителя тормозного привода его статическая характеристика должна быть согласована с нагрузкой (тормозной привод с тормозными механизмами), управляющим воздействием (усилие на педали тормоза) и характеристикой торможения автомобиля. Водитель прикладывает усилие к педали тормоза, вследствие этого тормозные механизмы создают искусственное сопротивление вращению и на колесах формируются тормозные силы, а автомобиль приобретает замедление j_a . Характеристика тормозного управления может быть представлена в виде зависимости $j_a = f(P_{п})$, изображенной на рис. 2.7.

В работе [37] автор показал, что линейная характеристика зависимости $j_a = f(P_{п})$ в интервале замедлений 1-4 м/с² предпочтительней других с точки зрения точности управления. Многочисленные исследования [38, 39, 40] показали, что зона нечувствительности P_0 статической характеристики тормозного управления не должна быть меньше 45 Н, чтобы тормозная система не включалась бы под действием на педаль силы тяжести ноги водителя.

Для выбора параметров статической характеристики вакуумного усилителя используем восходящую ветвь характеристики тормозного управления.

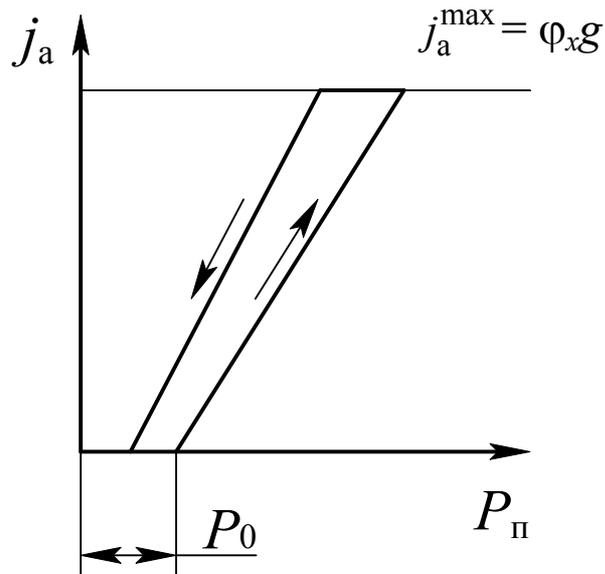


Рис. 2.7. Статическая характеристика тормозного управления автомобилем

Представленные на рис. 2.8 функции $j_{ап} = f(P_{п})$ и $j_{ас} = f(P_{п})$ отражают зависимости замедления автомобиля от усилия на педали, соответственно для груженого и не груженого состояния. Очевидно, что при одном и том же усилии на педали замедление автомобиля в не груженом состоянии выше, чем для груженого состояния. При очень высоком темпе роста замедления ухудшается регулируемость тормозного управления. Поэтому коэффициент эффективности тормозного управления ограничивается для не груженого состояния автомобиля с учетом зоны нечувствительности и регулируемости [37].

$$\kappa_c P_0 \leq 2,3 \text{ м/с}^2, \quad (2.14)$$

где $\kappa_c = \frac{j_{ас}}{P_{п}}$ – коэффициент эффективности тормозного управления автомобиля в не груженом состоянии.

Усилие на педали, необходимое для создания нормативного замедления груженого автомобиля должно соответствовать [1] зависимости

$$P_{п}^* \geq P_0 \left(1 + [j_a] \frac{m_a}{2,3m'_a} \right), \quad (2.15)$$

них колес, соответствующее нормативному замедлению определим для груженого состояния автомобиля

$$p_{ж1}^* = \frac{0,5\beta_1 m_a [j_a] r_d}{r_1 \cdot K_1} + \Delta p_1; \quad (2.16)$$

$$p_{ж2}^* = \frac{0,5(1-\beta_1) m_a [j_a] r_d}{r_2 \cdot K_2} + \Delta p_2, \quad (2.17)$$

где β_1 – коэффициент распределения тормозной силы;

r_d – динамический радиус колеса;

r_1, r_2 – радиус трения (для дисковых тормозных механизмов $r_{1,2} = r_{ср}$, для барабанных $r_{1,2} = r_6$; $r_{ср}$ – средний радиус трения диска; r_6 – радиус трения барабана);

K_1, K_2 – коэффициент эффективности тормозного механизма, соответственно на переднем и заднем колесе;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ – давление жидкости, при котором колодки тормозного механизма касаются барабана (для дисковых механизмов $\Delta p = 0$).

Начало координат графика $p_{ж} = f(P_{п})$ (см. рис. 2.8) должно совпадать с началом координат зависимости $j_a = f(P_{п})$, если в тормозной системе применяются дисковые тормозные механизмы, хотя бы на одной оси. В случае применения барабанных тормозных механизмов начало координат $p_{ж} = f(P_{п})$ должно быть сдвинуто вниз на величину Δp равную меньшему значению из Δp_1 и Δp_2 .

При этом давление жидкости в приводе $p_{ж}^c$, соответствующее точке насыщения усилителя по давлению должно быть больше значений, определяемых зависимостями (2.16) и (2.17). При заданных параметрах тормозного привода и педали тормоза усиление на входе усилителя (на толкателе) соответствующее нормируемому замедлению автомобиля определяется зависимостью:

$$F_T^* = i_{п} P_{п}^*, \quad (2.18)$$

где $i_{п}$ – передаточное число педального привода;

$P_{п}^*$ – усилие на педали при нормируемом замедлении автомобиля.

Этому усилию соответствует усилие на выходе усилителя тормозов (на штоке):

$$F_{\text{ш}}^* = \frac{(p_{\text{ж}}^* - \Delta p)S_{\text{гтц}}}{(P_{\text{п}}^* - P_0)i_{\text{п}}} + F_{\text{пр}}^{\text{гтц}}, \quad (2.19)$$

где $S_{\text{гтц}}$ – площадь поршня главного тормозного цилиндра;

$F_{\text{пр}}^{\text{гтц}}$ – усилие возвратных пружин поршней главного тормозного цилиндра в положении соответствующем торможению с нормативным замедлением.

При этом начало координат $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ должно быть сдвинуто вниз относительно начала $p_{\text{ж}} = f(P_{\text{п}})$ на величину $F_{\text{пр}}^{\text{гтц}}$.

В результате усилие на штоке усилителя соответствующее моменту касания тормозных колодок диска (барабаны) должно быть

$$F_{\text{шо}} = F_{\text{пр1}}^{\text{гтц}} + \Delta p S_{\text{гтц}}, \quad (2.20)$$

где $F_{\text{пр1}}^{\text{гтц}}$ – усилие возвратных пружин поршней главного тормозного цилиндра в положении поршней соответствующем давлению в приводе Δp .

Этому усилию на выходе усилителя соответствует усилие на педали тормоза P_0 , определяемое выражение:

$$P_0 = \frac{F_{\text{то}}}{i_{\text{п}}} + \frac{P_{\text{пр}}}{i_{\text{пр}}}, \quad (2.21)$$

где $F_{\text{то}}$ – усилие на толкателе усилителя, соответствующего усилию на штоке $F_{\text{шо}}$;

$P_{\text{пр}}$ – усилие возвратной пружины педали тормоза;

$i_{\text{пр}}$ – передаточное число педали тормоза для возвратной пружины.

Из выражения (2.21) можно записать

$$F_{\text{то}} = P_0 i_{\text{п}} - P_{\text{пр}} \frac{i_{\text{п}}}{i_{\text{пр}}}. \quad (2.22)$$

Очевидно, что нечувствительность усилителя должна удовлетворять условию

$$F_{\text{то}} \leq P_0 i_{\text{п}} - P_{\text{пр}} \frac{i_{\text{п}}}{i_{\text{пр}}}. \quad (2.23)$$

Предложенная методика позволяет определить параметры начальной нечувствительности усилителя тормозного привода, параметры его работы без следящего действия, а также усилия на толкателе и штоке в точке насыщения по давлению в соответствии с параметрами характеристики тормозного управления автомобилем. При этом статическая характеристика усилителя тормозного привода позволит обеспечить высокий коэффициент эффективности и качество регулирования тормозного управления автомобиля.

2.3. Коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозного привода

Коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозного привода является важным критерием для оценки его энергопреобразующих свойств. По существу значение коэффициента усиления определяется как отношение выходного сигнала к входному, т. е. это отношение усилия на штоке усилителя к управляющему усилию, приложенному к поршню управления (толкателю) [41,42]. Однако в работе [4] в качестве коэффициента усиления используется соотношение давления в тормозном приводе к управляющему усилию на педали тормоза. По сути, это отношение является не коэффициентом усиления вакуумного усилителя, а коэффициентом передачи педального узла с главным тормозным цилиндром и вакуумным усилителем.

В работе [43] для определения коэффициента усиления вакуумного усилителя тормозного привода используется отношение давления в тормозном приводе при работающем усилителе к давлению в приводе без подвода энергии к усилителю. В указанных работах очевиден аффинный перенос определения коэффициента усиления гидровакуумного усилителя тормозного привода для определения данного коэффициента вакуумного усилителя.

Для того что бы характеризовать энергопреобразующие свойства вакуумного усилителя, как законченного тормозного аппарата, рационально представить его статическую характеристику в виде функции выходного усилия и аргумента – входного усилия (см. рис. 2.9). При этом коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозов определяется как отношение

$$K_y = \frac{F_{ш}}{F_T}, \quad (2.24)$$

где $F_{ш}$ – сигнал на выходе из устройства – усилие на штоке вакуумного усилителя;

F_T – сигнал на входе в устройство – усилие на толкателе вакуумного усилителя.

В зависимости от конструкции и исполнения вакуумного усилителя тормозов его статическая характеристика может иметь различный вид, как это показано в подразделе 2.1. При отсутствии нелинейности типа нечувствительности и насыщение по давлению статическая характеристика имеет вид, представленный на рис. 2.9.

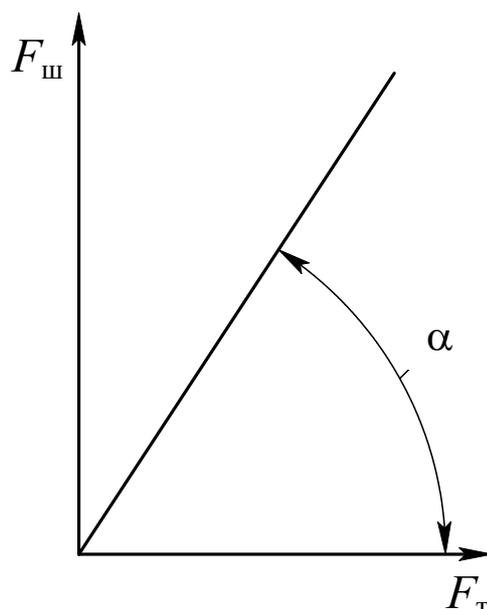


Рис. 2.9. Статическая характеристика усилителя при отсутствии нелинейностей

При этом можно записать, что $\operatorname{tg}\alpha = K_y$. Однако, вакуумный усилитель тормозного привода имеет существенную нелинейность – насыщение по давлению и нечувствительность, а также в виде зоны отсутствия следящего действия. На рис. 2.10 представлены статические характеристики вакуумных усилителей при наличии нелинейностей.

Позицией 1 на рис. 2.10 обозначена характеристика с начальной нечувствительностью $F_{\text{то}}$ и насыщением по давлению в точке b . Вторая характеристика, представленная на рис. 2.10, имеет еще одну нелинейность в виде участка $a - a'$, на котором отсутствует следящее действие усилителя в диапазоне от 0 до $F_{\text{шо}}$. Для аналитического описания зависимости коэффициента усиления вакуумного усилителя тормозного привода, который имеет все перечисленные виды нелинейности, от управляющего усилия, воспользуемся рис. 2.11 [45].

При усилии на толкателе $F_{\text{т}}$ меньше чем $F_{\text{то}}$ усилитель не работает и о коэффициенте усиления говорить нельзя (см. рис. 2.11). В точке a происходит включение усилителя, при этом усилию на толкателе $F_{\text{то}}$ соответствует усилие на штоке $F_{\text{шо}}$.

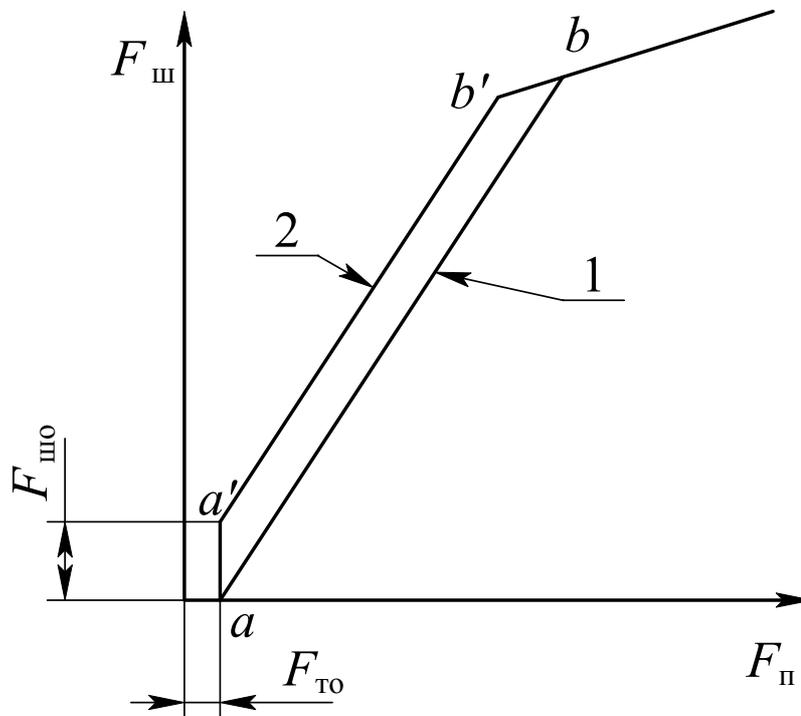


Рис. 2.10. Статические характеристики вакуумных усилителей

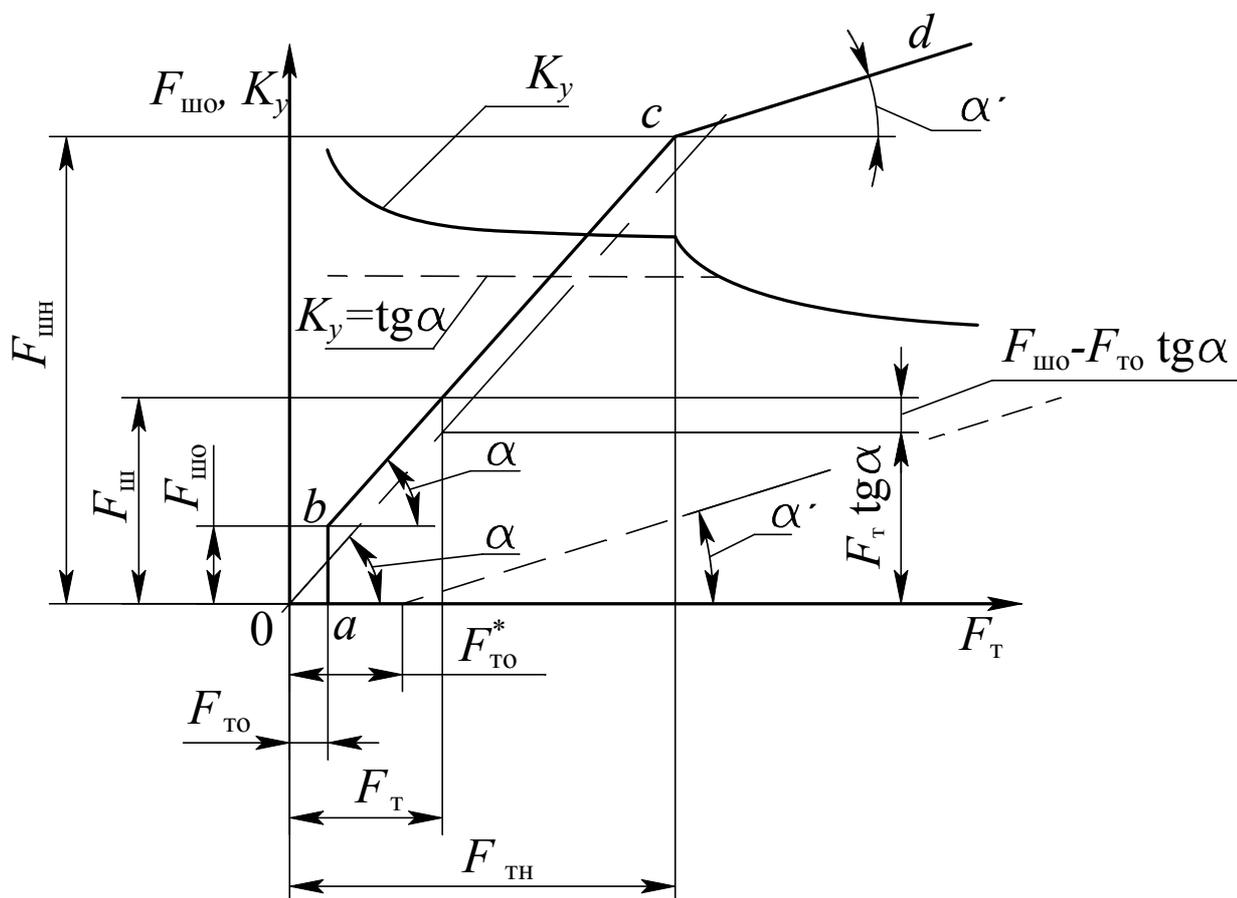


Рис. 2.11. Определение коэффициента усиления

При дальнейшем увеличении усилия на входе в усилитель усилие на его выходе будет изменяться в соответствии с прямой bc . Соответственно, отношение координат любой точки этой прямой будут характеризовать коэффициент усиления в следящем режиме работы усилителя. Уравнение прямой bc можно представить в виде

$$F_{\text{ш}} = F_{\text{т}} \operatorname{tg} \alpha + F_{\text{шo}} - F_{\text{то}} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.25)$$

где α – угол наклона отрезка, характеризующего следящее действие усилителя.

Из рис. 2.11 ясно, что $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{\text{ш}} - F_{\text{шo}}}{F_{\text{т}} - F_{\text{то}}}$. Причем $\operatorname{tg} \alpha$ соот-

ветствует коэффициенту усиления в случае отсутствия нелинейностей.

В соответствии с выражением (2.24) и учетом зависимости (2.25) коэффициент усиления вакуумного усилителя в следящем режиме определяется выражением

$$K_y = \frac{F_{\text{ш}}}{F_T} = \text{tg}\alpha + \frac{F_{\text{шо}} - F_{\text{то}} \text{tg}\alpha}{F_T}. \quad (2.26)$$

После насыщения усилителя по давлению увеличение усилия на штоке происходит только за счет усилия водителя, прикладываемого к толкателю. При этом коэффициент усиления характеризуется отношением координат точек прямой cd . Уравнение прямой cd имеет вид

$$F_{\text{ш}} = F_{\text{шн}} + (F_T - F_{\text{тн}})\text{tg}\alpha', \quad (2.27)$$

где $F_{\text{шн}}$ – усилие на штоке усилителя при его насыщении по давлению;

$F_{\text{тн}}$ – усилие на толкателе усилителя, при котором наступает его насыщение по давлению.

$\text{tg}\alpha'$ – коэффициент усиления следящего устройства вакуумного усилителя (определяется ниже в подразделе 3.4);

Соответственно, коэффициент усиления вакуумного усилителя после его насыщения по давлению определяется равенством

$$K_{y\text{н}} = \frac{F_{\text{ш}}}{F_T} = \frac{F_{\text{шн}} + (F_T - F_{\text{тн}})\text{tg}\alpha'}{F_T}. \quad (2.28)$$

Анализируя выражения (2.24), (2.26) и (2.28) можно сделать вывод, что наличие нелинейностей приводит к существенному изменению коэффициента усиления. Максимальное значение коэффициента усиления имеет в точке включения b :

$$K_y^b = \frac{F_{\text{шо}}}{F_{\text{то}}}. \quad (2.29)$$

По мере увеличения управляющего воздействия F_T коэффициент усиления снижается и в следящем режиме имеет минимальное значение в точке c соответствующей насыщению по давлению. При дальнейшем увеличении F_T коэффициент усиления продолжает снижаться.

Вид статической характеристики и значение коэффициента усиления вакуумного усилителя тормозов определяется параметра-

ми следящего устройства. Схема наиболее распространенной конструкции следящего устройства с упруго-эластичным диском представлена на рис. 2.12.

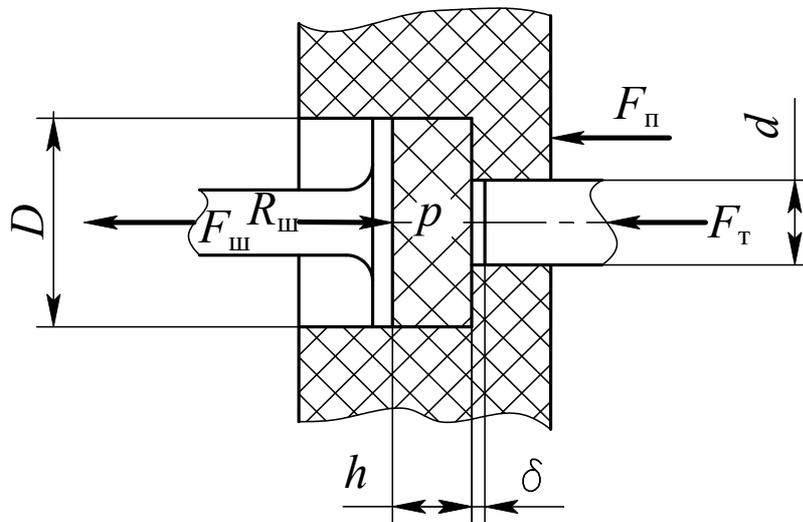


Рис. 2.12. Схема следящего устройства вакуумного усилителя тормозного привода

Коэффициент усиления вакуумного усилителя с таким следящим устройством определяется диаметрами управляющего поршня (толкателя) d , штока D , наличия зазора δ и его величины, а также зависит от модуля упругости E материала диска. В случае отсутствия зазора δ коэффициент усиления определяется диаметрами d и D , при этом его значение соответствует условию $K_y = \operatorname{tg} \alpha$ и постоянно до точки насыщения усилителя по давлению.

При отсутствии зазора δ и допущении, что давление p в упруго-эластичном диске распределяется равномерно, коэффициент усиления характеризуется углом наклона α и его можно определить как отношение:

$$K_y = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{\text{ш}}}{F_{\text{т}}} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} p}{\frac{\pi d^2}{4} p} = \left(\frac{D}{d} \right)^2. \quad (2.30)$$

При наличии зазора δ между упруго-эластичным диском и торцом управляющего поршня (толкателя) в момент открытия атмосферного клапана на статической характеристике вакуумного

усилителя формируется участок без следящего действия ($a-b$ см. рис. 2.11). В этот момент на толкателе действует управляющее воздействие $F_{\text{ТО}}$ согласно (2.3), а усилие на штоке усилителя возрастает до значения $F_{\text{ШО}}$ в соответствии с (2.10).

Усилия на толкателе и штоке усилителя, в статической характеристике которого нет начальных нелинейностей, соответствующие точке насыщения по давлению, определим из уравнения равновесия поршня усилителя:

$$S_a(p_0 - p_B) - F_{\text{пр}} - F_{\text{пн}} = 0, \quad (2.31)$$

где S_a – активная площадь поршня усилителя;

$F_{\text{пр}}$ – усилие возвратной пружины поршня усилителя;

$F_{\text{пн}}$ – реакция упруго-эластичного диска, приходящаяся на поршень усилителя и соответствующая части нагрузки усилителя при насыщении по давлению;

p_0, p_B – соответственно давление в атмосферной полости при насыщении усилителя и давление в вакуумной полости.

Реакцию $F_{\text{пн}}$ определим из соотношения

$$K_y = \text{tg}\alpha = \frac{F_{\text{шн}}}{F_{\text{тн}}} = \frac{F_{\text{тн}} + F_{\text{пн}}}{F_{\text{тн}}} = 1 + \frac{F_{\text{пн}}}{F_{\text{тн}}}, \quad (2.32)$$

откуда получим

$$F_{\text{пн}} = F_{\text{тн}} (\text{tg}\alpha - 1). \quad (2.33)$$

Из уравнения (2.31) с учетом (2.33) определим усилие на толкателе $F_{\text{тн}}^\alpha$, соответствующее точке насыщения по давлению для статической характеристики усилителя без начальных нелинейностей

$$F_{\text{тн}}^\alpha = \frac{S_a(p_0 - p_B) - F_{\text{пр}}}{\text{tg}\alpha - 1}. \quad (2.34)$$

И соответствующее усилие на штоке усилителя

$$F_{\text{шн}}^\alpha = \frac{S_a(p_0 - p_B) - F_{\text{пр}}}{\text{tg}\alpha - 1} \text{tg}\alpha. \quad (2.35)$$

В выражениях (2.34) и (2.35) введен индекс « α » для обозначения параметров, соответствующих статической характеристике усилителя без начальных нелинейностей.

Для определения $F_{\text{ТН}}, F_{\text{ШН}}$ вакуумного усилителя, у которого статическая характеристика имеет начальную нелинейность, решим совместно уравнения (2.25) и (2.27). При этом будем учитывать, что в уравнении (2.27) усилия на штоке и толкателе усилителя при насыщении подавлению соответствует характеристике без начальных нелинейностей, т.е. $F_{\text{ШН}} = F_{\text{ШН}}^{\alpha}$ и $F_{\text{ТН}} = F_{\text{ТН}}^{\alpha}$. В результате усилие на толкателе усилителя при насыщении по давлению равно:

$$F_{\text{ТН}} = \frac{F_{\text{ШН}}^{\alpha} - F_{\text{ТН}}^{\alpha} \operatorname{tg}\alpha' - F_{\text{ШО}} + F_{\text{ТО}} \operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha'}, \quad (2.36)$$

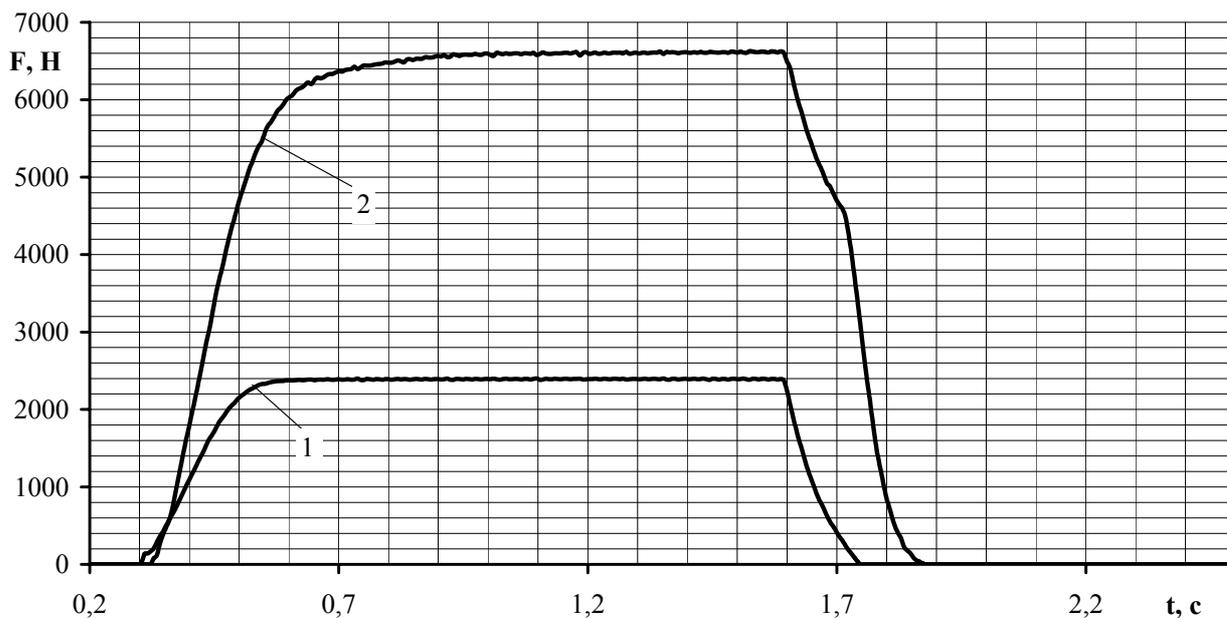
а соответствующее усилие на штоке усилителя:

$$\begin{aligned} F_{\text{ШН}} = F_{\text{ТН}} K_y &= F_{\text{ТН}} \left(\operatorname{tg}\alpha + \frac{F_{\text{ШО}} - F_{\text{ТО}} \operatorname{tg}\alpha}{F_{\text{ТН}}} \right) = \\ &= F_{\text{ТН}} \operatorname{tg}\alpha + F_{\text{ШО}} - F_{\text{ТО}} \operatorname{tg}\alpha. \end{aligned} \quad (2.37)$$

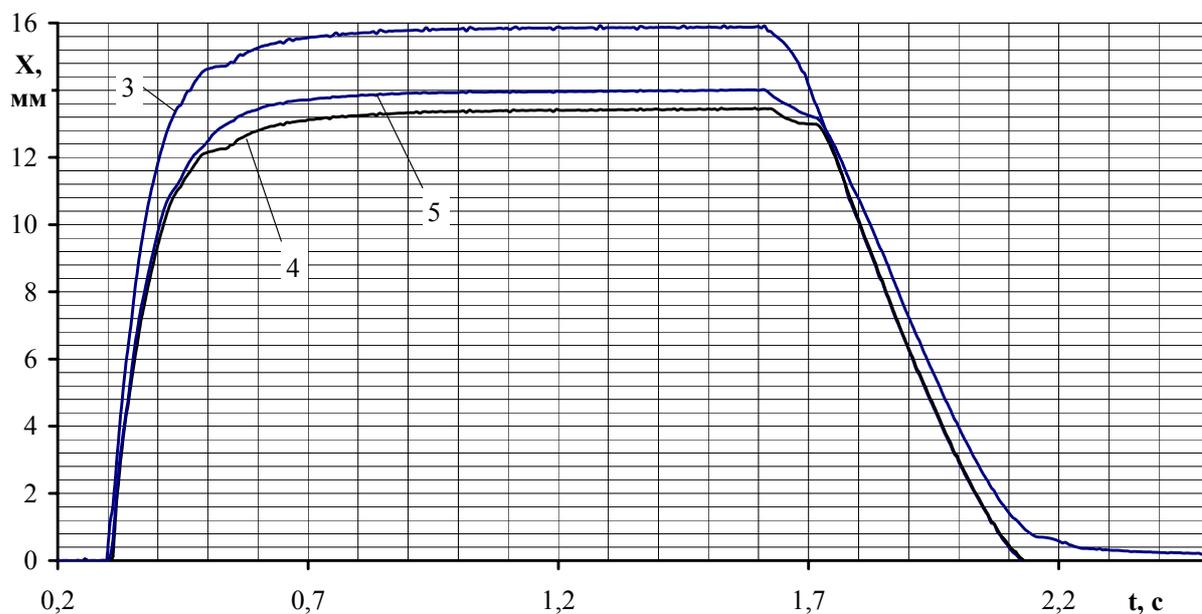
Таким образом, предложенные зависимости позволяют оценить влияние нелинейностей статической характеристики вакуумного усилителя на коэффициент усиления, дают возможность на стадии проектирования задать вид статической характеристики и определить все ее параметры.

2.4 Динамическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода

Динамическая характеристика это зависимость параметров рабочего процесса от времени в переходном режиме работы. В нашем случае она используется для оценки процессов протекающих в вакуумном усилителе при входном воздействии соответствующем экстренному торможению и растормаживанию автомобиля. В общем случае динамическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода представляет собой изменение во времени перемещения штока и усилия на нем при резком приложении усилия к толкателю как показано на рис. 2.13.



а



б

Рис. 2.13. Динамическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода: а – изменение усилий: 1 – на толкателе; 2 – на штоке; б – изменение перемещений: 3 – толкателя; 4 – поршня; 5 – штока

Темп приложения усилия к толкателю не должен быть более 0,2 с. Критерием оценки динамической характеристики является время запаздывания усилителя при затормаживании и растормаживании, а также время срабатывания усилителя и время его растормаживания.

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ И СЛЕДЯЩЕЕ УСТРОЙСТВА ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Следящее устройство вакуумного усилителя тормозного привода автомобиля определяет вид его статической характеристики. От клапанного устройства вакуумного усилителя существенно зависят его динамические характеристики и стабильность его статической характеристики.

3.1 Математическое описание распределительного устройства вакуумного усилителя

Распределительное устройство вакуумного усилителя тормозного привода, как правило, представляет собой клапанный узел, состоящий из атмосферного клапана и вакуумного клапана. Рабочий процесс вакуумного усилителя тормозного привода в значительной степени определяется устойчивой работой его клапанов. Вакуумный усилитель тормозного привода в исходном состоянии находится под нагрузкой, создаваемой атмосферным давлением. При этом корпусные элементы сжимаются, а пневматически неуравновешенные элементы – поршень и толкатель с седлом атмосферного клапана удерживаются от перемещения соответствующими пружинами.

Герметичность клапанного узла вакуумного усилителя оказывает существенное влияние на работоспособность всего агрегата, на стабильность его характеристик.

В работах [46, 47] приводятся математические модели клапанов позволяющие определить параметры пружины клапана, обеспечивающие его герметичность при допущении, что кромки клапана – острые. Авторами работ [48, 49] разработаны теоретические положения, определяющие герметичность клапанов без учета особенностей рабочего процесса клапанного узла. Математическое описание взаимодействия кромки клапана заданной ширины с резиновым затвором [50] разработаны для пневмоаппаратов тормозного привода. Следует учитывать, что рабочие процессы аппаратов пневматиче-

ского тормозного привода и конструкции их клапанов существенно отличаются от конструкции и рабочего процесса клапанного узла вакуумного усилителя тормозного привода.

Рабочий процесс клапанного узла независимо от его схемы выполнения представляет собой три статических режима и переходные процессы между этими режимами. Статические режимы клапанного узла представляют собой следующие состояния клапанов [51]:

– воздушный клапан закрыт, а вакуумный клапан открыт (рис. 3.1 а);

– оба клапана закрыты (рис. 3.1 б);

– воздушный клапан открыт, а вакуумный клапан закрыт (рис. 3.1 в).

Первый режим соответствует исходному статическому состоянию элемента вакуумного усилителя и как частный случай переходному процессу при растормаживании. Второй режим характерен для установившегося торможения в следящем режиме работы вакуумного усилителя. Третье состояние клапаны занимают при установившемся торможении в режиме насыщения по давлению атмосферной полости вакуумного усилителя тормозов. Такое же положение занимают клапаны и при не установившемся торможении.

Во всех отмеченных режимах, клапаны, находящиеся в закрытом состоянии, должны обеспечивать герметичность при любых соотношениях давления с обеих сторон затвора.

Для первого режима баланс сил, действующих на атмосферный клапан, можно представить в следующем виде:

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) = R_a, \quad (3.1)$$

для второго режима

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) = R_a + R_b, \quad (3.2)$$

и для третьего

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) = R_b, \quad (3.3)$$

где $F_{\text{пр.вак.}}$ – усилие пружины вакуумного клапана, для данного режима;

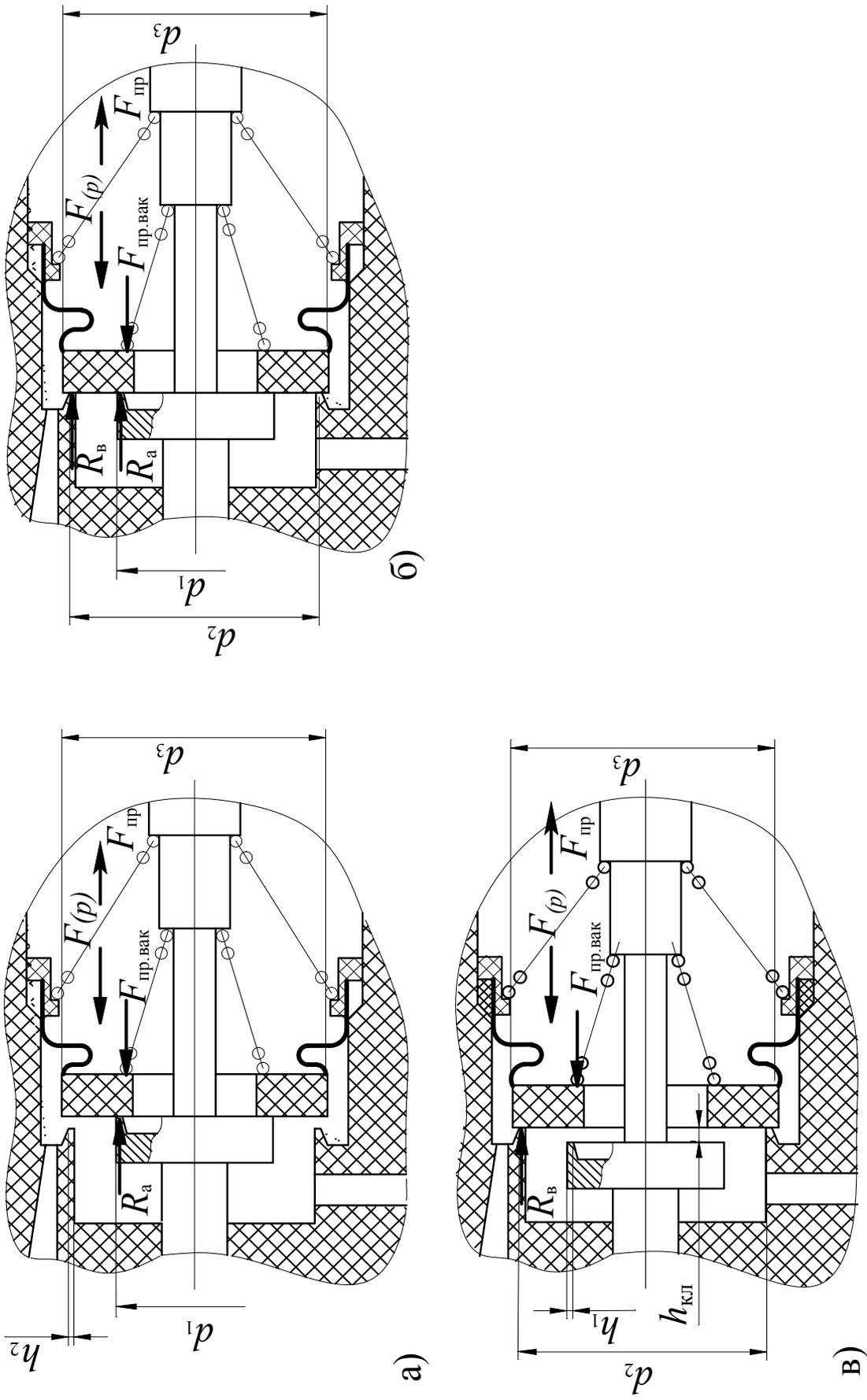


Рис. 3.1. Положение элементов клапанов при различных режимах работы

$F(p)$ – усилие, сформированное атмосферным давлением на неуравновешенной площади клапанного узла;

R_a, R_B – реакция кромок седел, клапанов, соответственно атмосферного и вакуумного.

Условие герметичности клапанов:

$$\begin{cases} R_a > R_a^0 \\ R_B > R_B^0 \end{cases} \quad (3.4)$$

Перепишем (3.1), (3.2), (3.3) с учетом (3.4)

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) > R_a^0. \quad (3.5)$$

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) > R_a^0 + R_B^0. \quad (3.6)$$

$$F_{\text{пр.вак.}} + F(p) > R_B^0. \quad (3.7)$$

где R_a^0, R_B^0 – предельное минимальное значение реакции кромки седла клапана, при котором обеспечивается герметичность клапана.

Усилие, сформированное атмосферным давлением на неуравновешенной площади клапанного узла, в общем случае

$$F(p) = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}(p_0 - p_a) + \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4}(p_0 - p_B), \quad (3.8)$$

где d_1, d_2 – диаметры наружных кромок соответствующих клапанов;

d_3 – диаметр, неуравновешенной площади затвора клапана;

p_0, p_a, p_B – давление, соответственно внешнее атмосферное, в атмосферной и вакуумной полостях усилителя.

Для исходного состояния справедливо $p_a = p_B$, с учетом этого уравнение (3.8) можно переписать

$$F(p) = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_1^2)(p_0 - p_B). \quad (3.9)$$

В режиме насыщения давление в атмосферной полости $p_a = p_0$ и уравнение (3.8) примет вид

$$F(p) = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_2^2)(p_0 - p_B). \quad (3.10)$$

Соотношения размеров седел клапанов d_1 и d_2 определяют их пропускной способностью. Активный диаметр неуравновешенных частей d_3 определяет величину усилия пружины толкателя.

$$F_{\text{пр}} \geq \frac{\pi d_3^2}{4}(p_0 - p_B). \quad (3.11)$$

В общем случае предельное минимальное значение реакции кромки седла клапана, при котором обеспечивается его герметичность, используя методику, описанную в работе [50], можно представить в виде

$$R^0 = q_H \pi (d_H - h_H) h_H (1 + 0,4\mu), \quad (3.12)$$

где q_H – давление кромки седла на затвор клапана;

d_H – наружный диаметр кромки клапана;

h_H – ширина кромки клапана;

μ – коэффициент трения на поверхности «кромка-затвор».

С учетом (3.12) расчетное значение реакции кромки седла соответствующего клапана, обеспечивающее его герметичность, определим по зависимостям

$$R_a = k_3 \Delta p_{\text{max}} \pi (d_1 - h_1) h_1 (1 + 0,4\mu), \quad (3.13)$$

$$R_B = k_3 \Delta p_{\text{max}} \pi (d_2 - h_2) h_2 (1 + 0,4\mu), \quad (3.14)$$

где $k_3 \approx 1,2 \dots 1,3$ – коэффициент запаса;

Δp_{max} – максимальное значение перепада давления на кромках клапанов.

С учетом (3.13), (3.14) из уравнений (3.5), (3.6), (3.7) получим усилие пружины вакуумного клапана для различных режимов состояния

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(1)} = R_a - F(p), \quad (3.15)$$

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(2)} = (R_a + R_b) - F(p), \quad (3.16)$$

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(3)} = R_b - F(p). \quad (3.17)$$

Очевидно, что из значений, полученных по выражениям (3.15), (3.16), (3.17) нужно выбрать большее. Значение усилия полученного по выражению (3.17) позволит определить жесткость пружины вакуумного клапана

$$C_{\text{пр.вак.}} = \frac{F_{\text{пр.вак.}}^{(3)} - F_{\text{пр.вак.}}^{(1,2)}}{h_{\text{кл}}}. \quad (3.18)$$

Очевидно, что параметры пружин клапанов, обеспечивающие надежное их уплотнение во всех режимах работы усилителя зависят не только от геометрических параметров (см. (3.13), (3.14)), но и схемы клапанного узла (рис. 1.22, 1.23, 1.25 и 1.26).

Так для клапанного узла, выполненного в соответствии с рис. 1.23, функциональные связи его компонентов изображает рис. 3.2, а зависимости (3.15) – (3.17) приобретут вид

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(1)} = R_a + F(p), \quad (3.19)$$

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(2)} = (R_a + R_b) + F(p), \quad (3.20)$$

$$F_{\text{пр.вак.}}^{(3)} = R_b + F(p). \quad (3.21)$$

А усилие возвратной пружины толкателя в этом случае определяет выражение

$$F_{\text{пр}} \geq \frac{\pi d_a^2}{4} F(p)_1 = \frac{\pi d_a^2}{4} (p_0 - p_b). \quad (3.22)$$

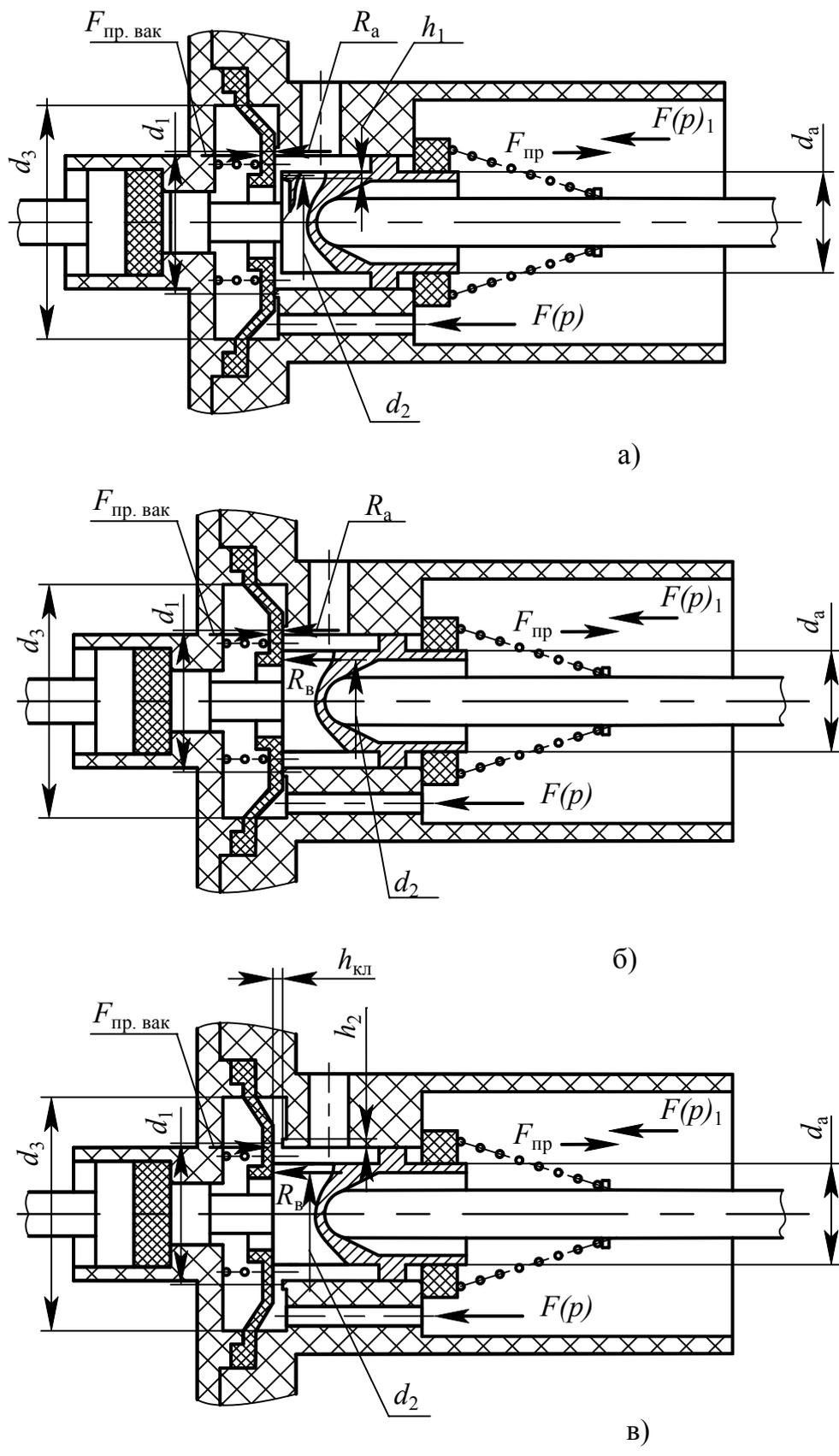


Рис. 3.2. Положение элементов клапанов вакуумного усилителя:
 а – в исходном состоянии; б – при следящем действии;
 в – в неустановившемся режиме

При сопоставлении зависимостей (3.15) – (3.17) и (3.19) – (3.21) очевиден вывод, что усилие пружины вакуумного клапана для схемы, представленной на рис. 3.2. больше чем для схемы на рис. 3.1. Таким образом, предложенная методика позволяет оценить функциональные связи и параметры клапанов, определяющие их герметичность на всех режимах вакуумного усилителя.

3.2. Анализ рабочих процессов следящих устройств вакуумных усилителей тормозов

Вакуумный усилитель тормозного привода является следящей системой непрямого действия (с усилением мощности). Качество рабочего процесса вакуумного усилителя тормозного привода как следящей системы определяется качеством функционирования его следящего устройства. Следящее устройство, формируя функцию управления распределительным устройством, определяет пропорциональность между управляющим воздействием создаваемым водителем и усилием на штоке вакуумного усилителя.

3.2.1. Анализ жестких механических следящих устройств вакуумных усилителей

Для анализа функциональных связей рычажного следящего устройства вакуумного усилителя [4, 11] разработана схема, представленная на рис. 3.3.

Следящее устройство (рис. 3.3) симметрично относительно оси штока и толкателя. Силы, действующие на управляющие рычаги, приложены в точках a , b и c . Условие равновесия рычага имеет вид:

$$F_T + F_{\Pi} = F_{\text{Ш}}, \quad (3.23)$$

где F_T – усилие на толкателе;

F_{Π} – усилие от поршня;

$F_{\text{Ш}}$ – усилие на штоке.

При этом баланс моментов на рычаге можно записать в виде равенства

$$F_{\Pi} \cdot f = F_T \cdot e, \quad (3.24)$$

где f, e – длины рычагов следящего устройства.

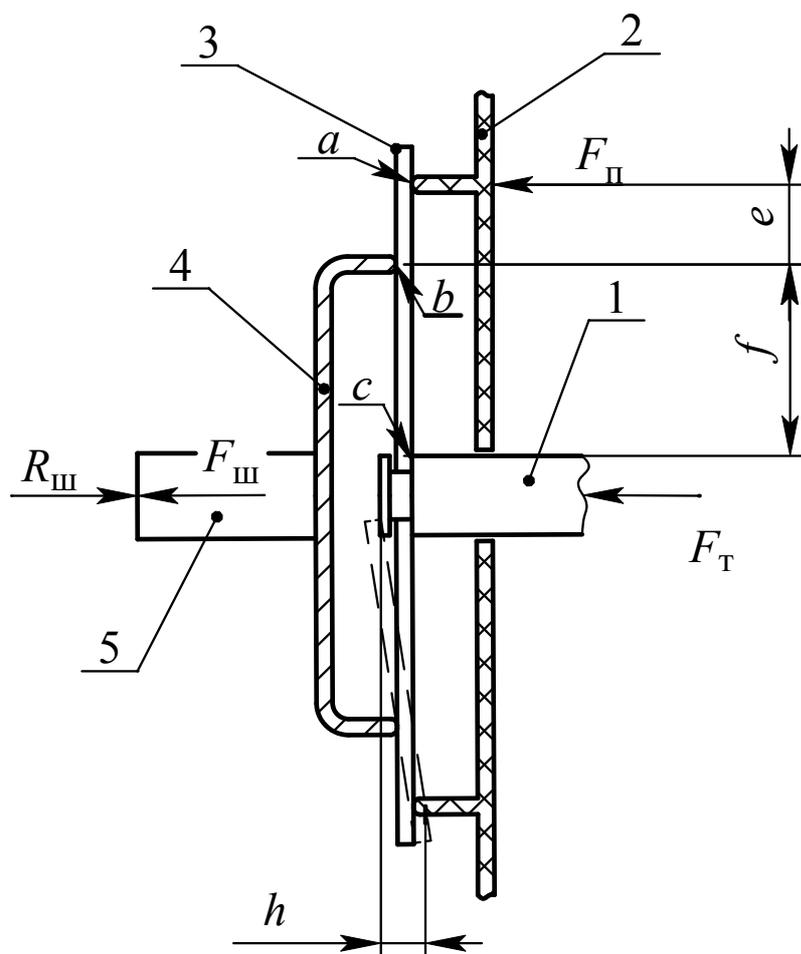


Рис. 3.3. Схема рычажного следящего устройства:
 1 – толкатель; 2 – поршень; 3 – рычаг; 4 – упор; 5 – шток;
 h – полное перемещение толкателя.

Из совместного решения уравнений (3.23) и (3.24) определяется соотношение усилий на входе и выходе вакуумного усилителя тормозов

$$F_{\text{III}} = F_{\text{T}} \cdot \left(1 + \frac{e}{f} \right), \quad (3.25)$$

и коэффициент усиления:

$$K_y = 1 + \frac{e}{f}. \quad (3.26)$$

Коэффициент усиления как видно из (3.26) определяется в основном соотношением плеч e и f рычагов управления. Следует отметить, что при большом ходе толкателя h соотношение плеч e и f рычагов управления изменяется. Соответственно, для стабилизации

значения коэффициента усиления длина рычагов должна выбираться значительной, что снижает компоновочные качества данной схемы следящего устройства.

Схема механического шарикового следящего устройства представлена на рисунке 3.4а [33]. В общем случае соотношение между реакцией на шарике и усилием на штоке обратно пропорционально количеству шариков в следящем устройстве

$$R'_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{ш}}}{n}, \quad (3.27)$$

где $R'_{\text{ш}}$ – реакция штока на одном шарике;

n – количество шариков в следящем устройстве.

Для анализа соотношения сил в следящем устройстве будем считать:

– реакцию $R_{\text{ш}}$ (см. рис. 3.4 б) – суммарной реакцией штока на шарики;

– нормальную силу $N_{\text{п}}$ – суммарным усилием воздействия поршня на шарики;

– нормальную силу $N_{\text{т}}$ – суммарным усилием воздействия толкателя на шарики;

– суммарные усилия и реакции прикладываются к одному шарiku;

– следящее устройство находится в равновесии.

Для обеспечения равновесия следящего устройства необходимо выполнение двух условий:

$$F_{\text{т}} + F_{\text{п}} = R_{\text{ш}}, \quad (3.28)$$

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{п}}, \quad (3.29)$$

где $Q_{\text{т}}$ и $Q_{\text{п}}$ – соответственно, усилия толкателя и поршня в плоскости перпендикулярной оси следящего устройства.

Из условия разложения нормальных усилий на составляющие, можно записать соотношение для толкателя и поршня:

$$Q_{\text{т}} = \frac{F_{\text{т}}}{\text{tg}\alpha_1}, \quad (3.30)$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{\text{tg}\alpha_2}. \quad (3.31)$$

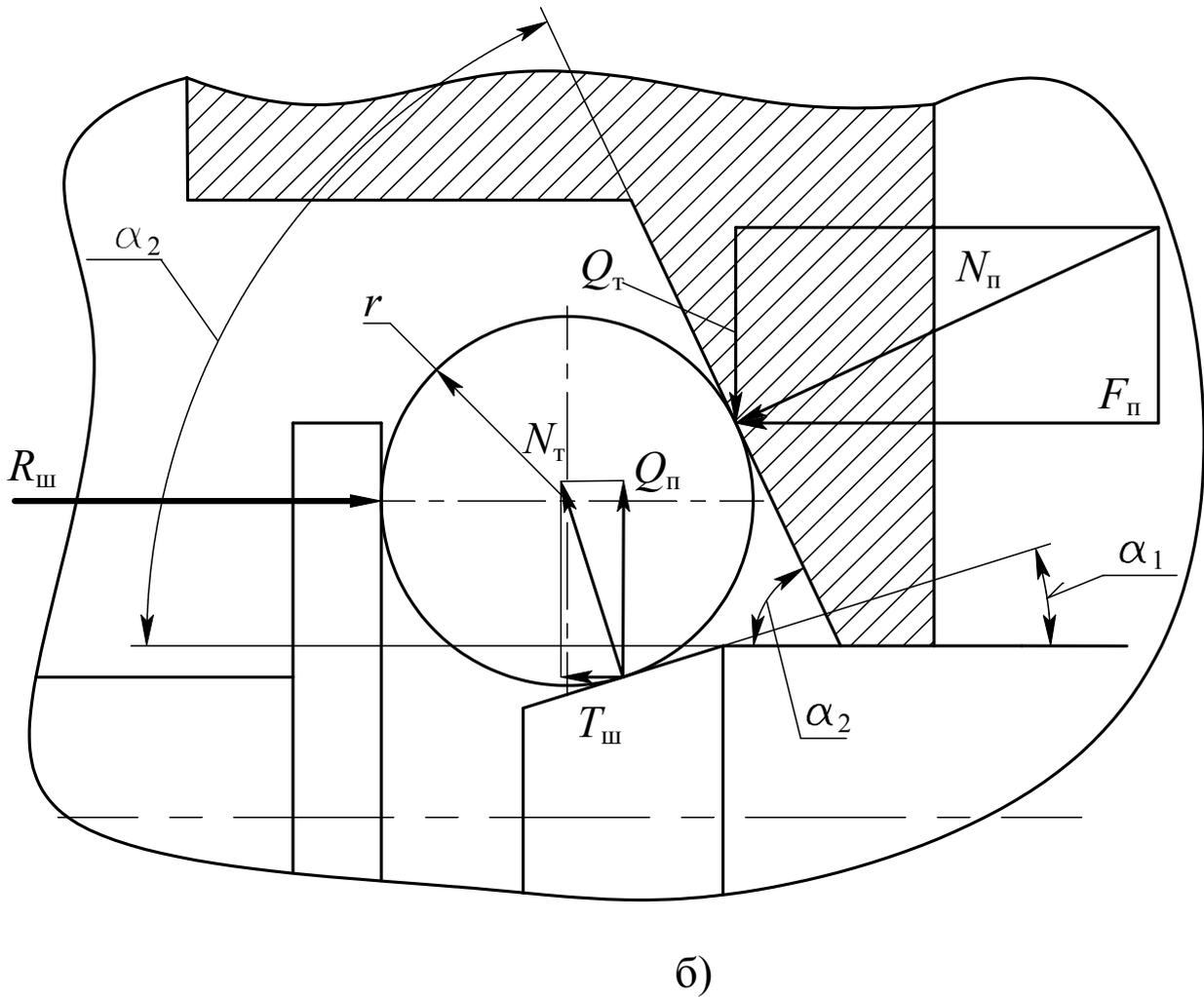
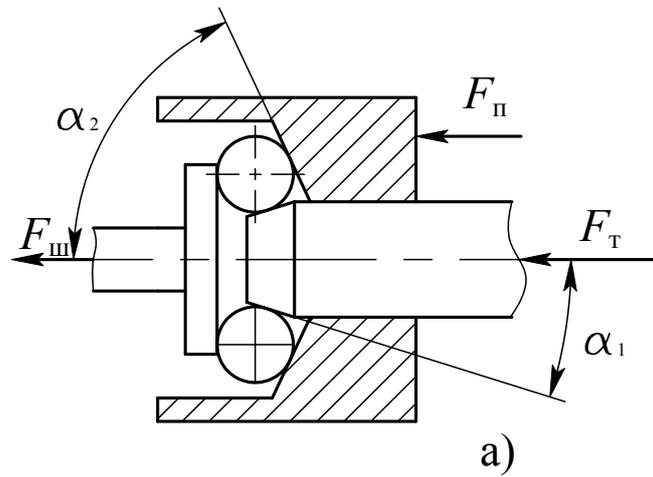


Рис. 3.4. Механическое шариковое следящее устройство:

а – схема следящего шарикового устройства;

б – схема сил, действующих на шарик;

$F_Т, F_П, F_Ш$ – усилия на толкателе, поршне и штоке соответственно;

α_1 и α_2 – половина угла конусных поверхностей на толкателе и поршне;

r – радиус шариков

С учетом выражений (3.30) и (3.31) равенство (3.29) примет вид

$$\frac{F_T}{\operatorname{tg}\alpha_1} = \frac{F_{II}}{\operatorname{tg}\alpha_2}. \quad (3.32)$$

Откуда, получим соотношение между усилиями толкателя и поршня:

$$F_{II} = F_T \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\operatorname{tg}\alpha_2}. \quad (3.33)$$

С учетом зависимости (3.33) условие (3.28) примет вид:

$$F_T + F_T \frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{\operatorname{tg}\alpha_1} = R_{III}. \quad (3.34)$$

Поскольку реакция на штоке R_{III} по модулю равна усилию на штоке F_{III} , то

$$F_{III} = F_T \left(1 + \frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{\operatorname{tg}\alpha_1} \right). \quad (3.35)$$

Соответственно коэффициент усиления для шарикового следающего устройства определяется соотношением

$$K_y = \frac{F_{III}}{F_T} = 1 + \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\operatorname{tg}\alpha_2}. \quad (3.36)$$

Коэффициент усиления, при этом, как видно из (3.36) определяется в основном соотношением тангенсов углов конусных поверхностей. Для обеспечения необходимого хода толкателя достаточно, что бы радиус шариком несколько превышал ход толкателя, определяемый конструкцией клапанного устройства. Очевидно, что данная схема с компоновочной точки зрения предпочтительней предыдущей. Кроме этого здесь легко формируется увеличение коэффициента усиления при увеличении хода толкателя вследствие возрастания управляющего усилия на толкателе. Это достигается формированием рабочей поверхности толкателя двумя конусами, как показано на рис. 3.5.

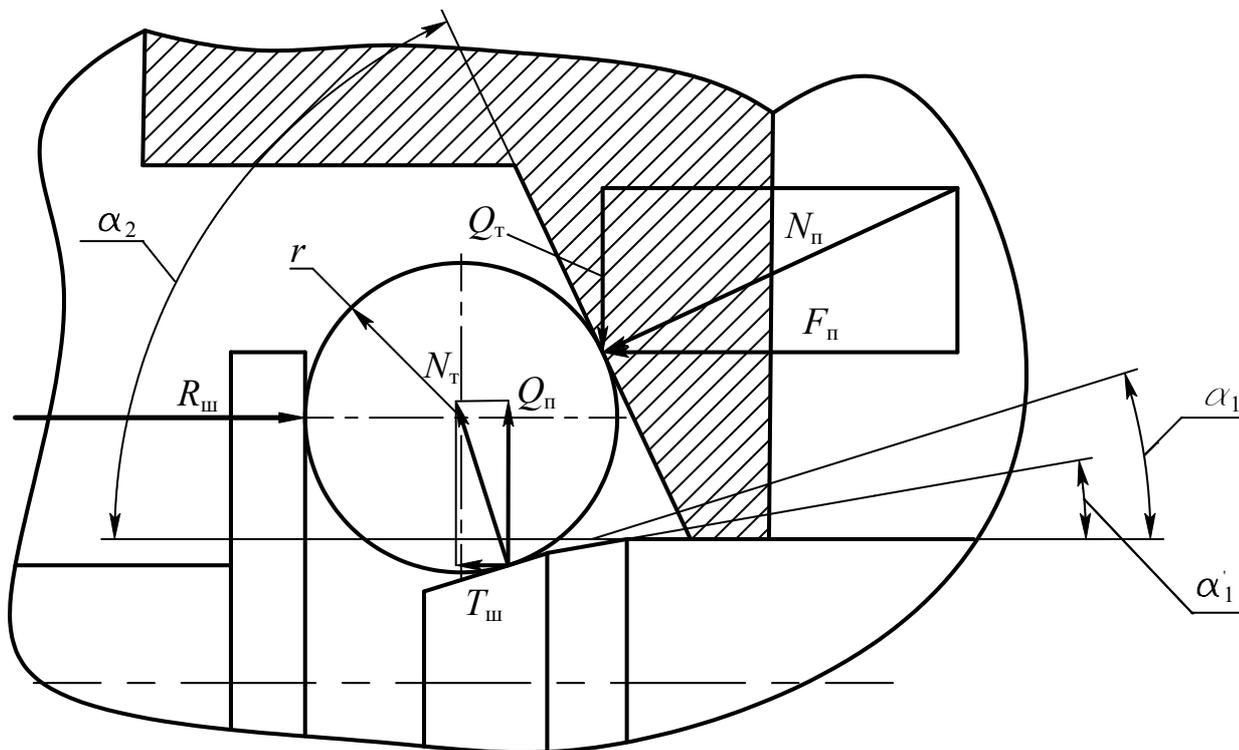


Рис. 3.5. Механическое шариковое следящее устройство с переменным коэффициентом усиления

Однако, вследствие того что шарики нагружены силами и реакциями, создающими вращающие моменты, которые направлены в противоположные стороны, перемещение шариков происходит со скольжением. Наличие скольжения шариков обуславливает необходимость хорошей смазки. Поскольку площадь контакта шариков с толкателем, поршнем и упором на штоке мала, постольку для снижения контактных напряжений необходимо увеличивать количество шариков. При этом к рабочим поверхностям толкателя, поршня и штока предъявляются соответствующие требования по твердости.

3.2.2. Анализ упруго-эластичных механических следящих устройств вакуумных усилителей

Упруго-эластичные следящие устройства вакуумных усилителей формируются на основе упруго-эластичного элемента установленного в отверстии поршня. Отверстие в поршне выполнено в виде стакана с днищем, а упруго-эластичный элемент в виде диска. В центре днища стакана имеется отверстие для управляющего поршня связанного с толкателем. С противоположной стороны в отверстие

поршня установлен шток усилителя. В исходном состоянии усилителя упруго-эластичный диск контактирует с одной стороны со штоком, с противоположной стороны с кольцевой поверхностью дна стакана, а цилиндрическая его поверхность взаимодействует со стенками стакана поршня. При этом между поршнем управления и упругим диском сформирован зазор (см. рис. 3.6).

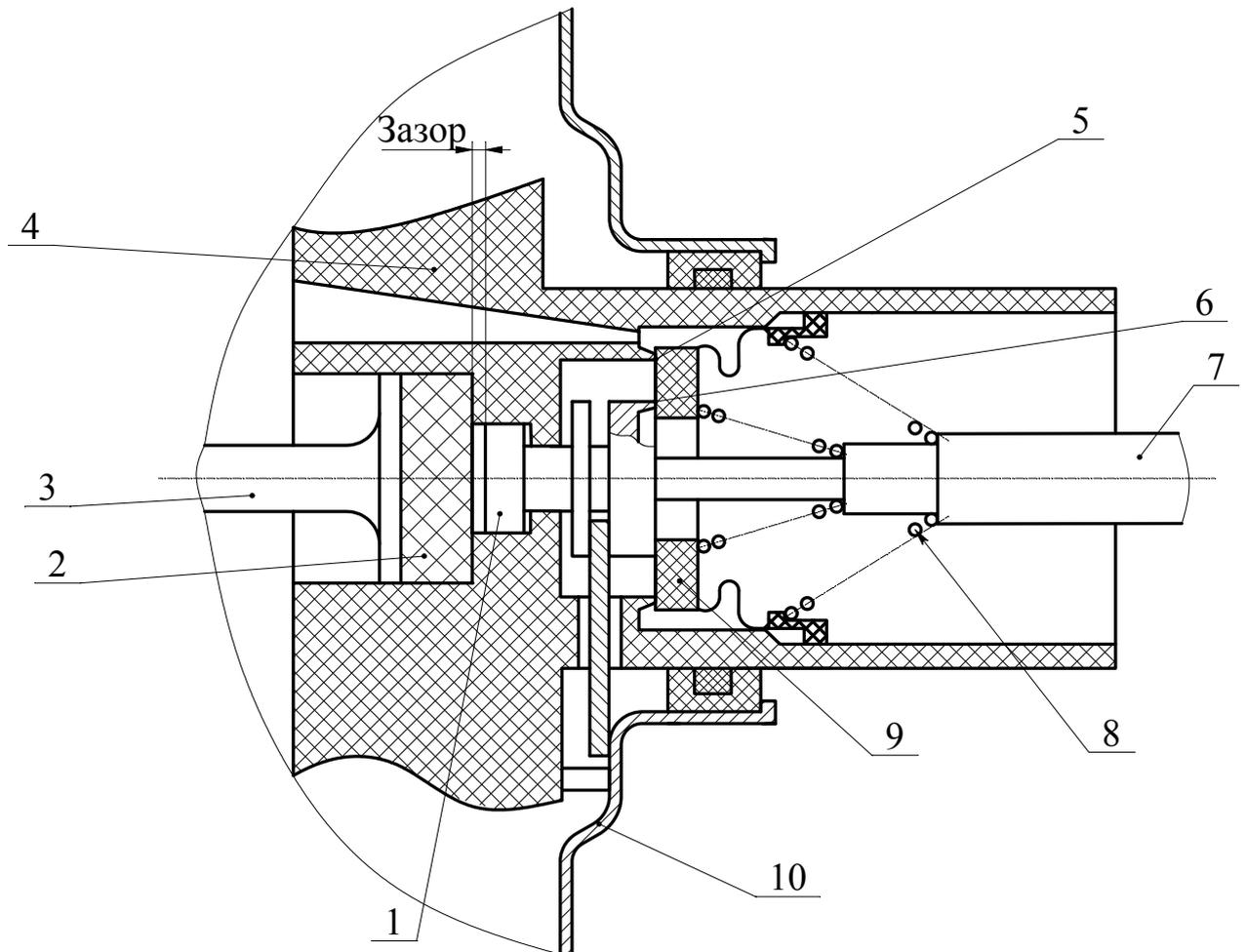


Рис. 3.6. Схема следящего и клапанного устройства вакуумного усилителя в момент открытия атмосферного клапана: 1 – поршень управления; 2 – упруго-эластичный диск; 3 – шток; 4 – поршень усилителя; 5 – седло вакуумного клапана; 6 – седло атмосферного клапана; 7 – толкатель; 8 – пружина толкателя; 9 –затвор клапана; 10 – корпус усилителя

В зависимости от режима рабочего процесса вакуумного усилителя упругий диск следящего устройства может испытывать различные деформации:

- при выдавливании материала упругого диска поршнем в отверстие навстречу поршню управления;

– при выдавливании материала упругого диска из центральной зоны при внедрении поршня управления.

Выдавливание материала упругого диска поршнем происходит в двух случаях:

– в момент включения усилителя его поршень под действием перепада давления выдавливает материал в отверстие навстречу поршню управления и заполняет зазор. При этом пока нет контакта упругого диска с торцом поршня управления, следящее действие усилителя отсутствует;

– при следящем действии усилителя (зазор между диском и поршнем управления заполнен), в момент уменьшения управляющего усилия на толкателе.

Выдавливание материала упругого диска из центральной зоны при внедрении поршня управления происходит при следящем действии усилителя в случае увеличения управляющего усилия на толкателе. В этом случае происходит смещение поршня относительно поршня управления и обуславливает открытие атмосферного клапана.

Упруго-эластичный диск следящего устройства вакуумных усилителей в большинстве конструкций выполняется из резины. Поскольку коэффициент Пуассона для резины равен 0.47 [52, 53], постольку можно допустить, что в отношении изменения своего объема при сжатии резина является практически несжимаемым материалом. При сжатии в замкнутом объеме резина ведет себя аналогично жидкости. Упругие деформации резины проявляются только в случае, когда для резины имеется возможность изменения формы.

3.2.2.1. Выдавливание упруго-эластичного элемента следящего устройства

Как отмечалось в подразделе 2.1, для формирования нелинейной характеристики вакуумного усилителя при его включении в момент открытия атмосферного клапана необходимо обеспечивать зазор между поршнем управления (толкателем) и упруго-эластичным диском. Очевидно, что величина начальной нелинейности вакуумного усилителя определяется величиной усилия формируемого силовым поршнем на упруго-эластичном диске F_{Π} (см. зависимость (2.10)) и параметрами следящего устройства сформированного на основе упруго-эластичного диска.

Усилие поршня на упругом диске F_{Π} при этом можно определить, рассмотрев силы сопротивления на различных участках стака-

на поршня, в котором он расположен (рис. 3.7) [54]. Предположим, что шток зафиксирован и неподвижен. Сопротивление движению поршня создается упруго-эластичным диском, левая часть которого также неподвижна.

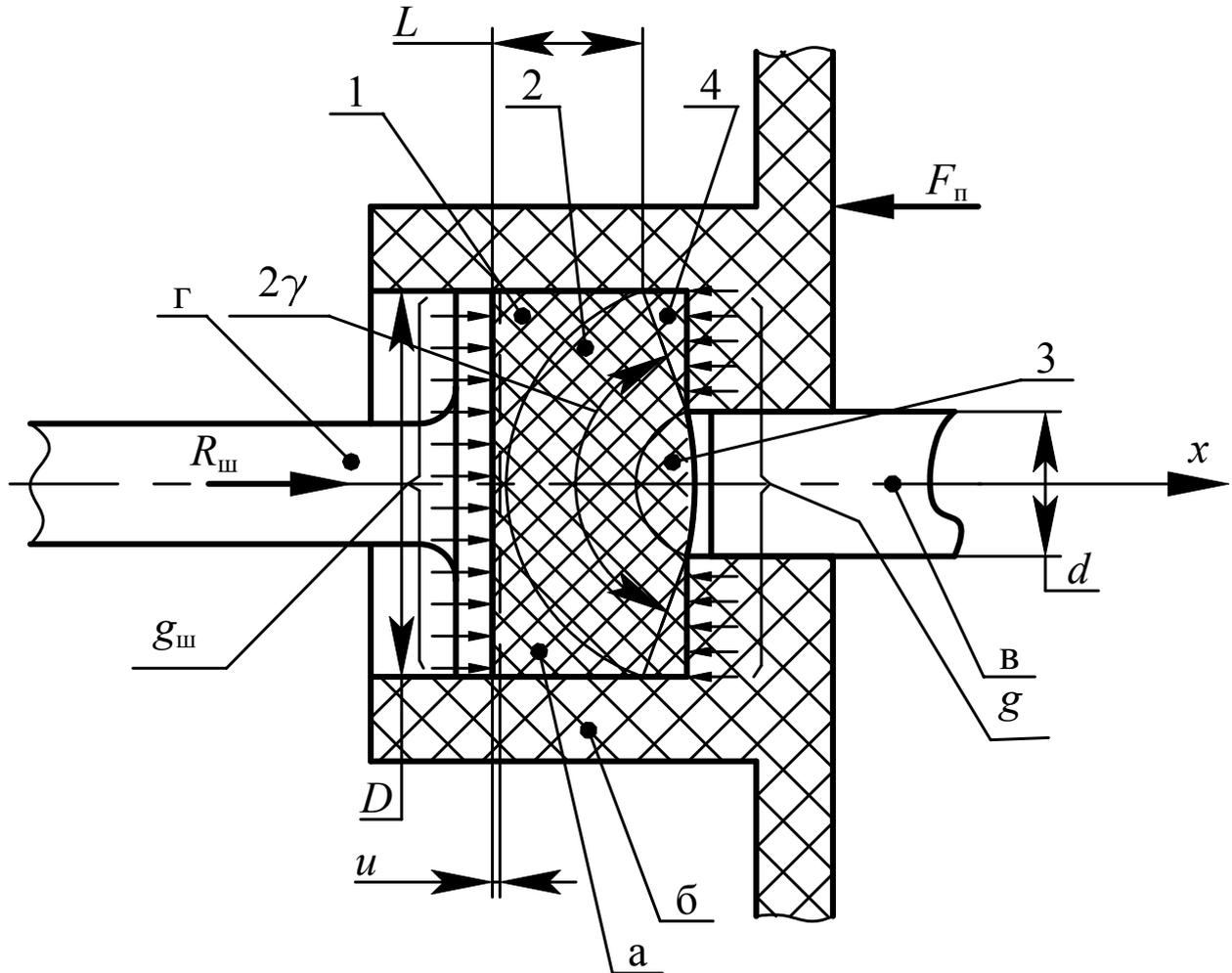


Рис. 3.7. Схема выдавливания упруго-эластичного диска в зазор:
 1, 4 – «жесткие» зоны деформации; 2, 3 – деформируемые зоны;
 а – упруго-эластичный диск; б – поршень усилителя;
 в – поршень управления (жестко связан с толкателем); г – шток.

При этом на правую часть диска, контактирующую с поршнем по кольцевой поверхности днища стакана, действует сжимающее усилие. Таким образом, при наличии зазора между упругим диском и поршнем управления (толкателем), сжатие диска между поршнем и штоком сопровождается выдавливанием части материала из периферийной части в центральную зону. В результате объем материала в центральной зоне увеличивается, что приводит к вытеснению его, в отверстие навстречу управляющему поршню (толкателю).

После заполнения зазора между диском и поршнем управления упруго-эластичный диск можно рассматривать как жидкость в замкнутом объеме. Однако это справедливо только если не происходит изменения формы диска, т.е. в установившемся режиме. При следящем действии усилителя в случае уменьшения управляющего усилия на толкателе также происходит выдавливание материала диска в отверстие в сторону поршня управления.

Процесс выдавливания упруго-эластичного диска в отверстие можно сравнить с процессом выдавливания металла [55] поскольку при небольших относительных деформациях резина описывается законом Гука [56]. Однако при выдавливании резины изменение формы происходит при упругой деформации, а металла при пластической, поэтому удельное усилие определяется не пределом текучести, а напряжением деформации упругого диска.

Для определения удельного усилия поршня необходимого для выдавливания материала диска в зазор и соответствующего ему удельного усилия на штоке [54], определяющего зону нечувствительности усилителя, применим «сферическое» поле перемещений (рис. 3.7).

При этом выделим две «жесткие» зоны 1 и 4, в которых деформации отсутствуют и две деформируемые зоны 2 и 3. Сжатие упруго-эластичного диска происходит за счет действия распределенной нагрузки g , формируемой усилием F_{Π} со стороны поршня и $g_{\text{ш}}$ формируемой реакцией штока $R_{\text{ш}}$. При этом часть материала диска из зоны 2 выдавливается в зону 3. «Жесткая» зона 4 сформирована донной частью стакана поршня и конической поверхностью с углом при вершине 2γ . По мере выдавливания материала из деформируемой зоны 2 в деформируемую зону 3, она пополняется материалом из зоны 1 при этом «жесткая» зона 1 уменьшается.

Давление p_1 зоны 1 упруго-эластичного диска на шток z , т.е. удельное усилие на штоке определяет выражение

$$p_1 = p_2 - p_{\text{тр}}, \quad (3.37)$$

где p_2 – давление зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1;

$p_{\text{тр}}$ – давление в зоне 1 упруго-эластичного диска вследствие его трения о стенки отверстия.

Сила трения диска о стенки отверстия

$$P_{\text{тр}} = \tau \pi D L, \quad (3.38)$$

где τ – касательные напряжения между упруго-эластичным диском и цилиндрической поверхностью стакана поршня;

D – диаметр штока усилителя;

L – длина зоны 1.

Соответственно давление в зоне 1 вследствие трения упругого диска о стенки стакана поршня равно

$$p_{\text{тр}} = \frac{4P_{\text{тр}}}{\pi D^2} = \frac{4\tau \pi D L}{\pi D^2} = 4\tau \frac{L}{D} = 4\mu_{\text{тр}} \sigma \frac{L}{D}, \quad (3.39)$$

где $\mu_{\text{тр}}$ – коэффициент трения между диском и стенкой стакана поршня;

σ – нормальные напряжения в зоне 1.

И, следовательно, удельное усилие на штоке

$$p_1 = p_2 - 4\mu_{\text{тр}} \sigma \frac{L}{D}. \quad (3.40)$$

Давление p_2 зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 определим пользуясь методом баланса работ. Рассмотрим участок, соответствующий зоне 2, используя сферические координаты ρ, ϕ и θ (см. рис. 3.8). Рассматриваемый участок представляет собой шаровой сектор, у которого координата ρ характеризует радиус, а координаты ϕ и θ углы расположения во взаимно перпендикулярных плоскостях. В качестве левой границы очага деформации приближенно примем поверхность mfn шарового сектора с радиусом b и углом при вершине конуса 2γ . Правой границей будем считать поверхность $m'f'n'$ шарового сектора с радиусом a , с тем же углом при вершине конуса 2γ . Давление на правую границу очага деформации p_3 численно равно напряжению в зоне 3 и определяется относительной деформацией упругого диска. Давление p_2 на левую границу является искомым. Примем, что смещение частиц в очаге деформации зоны 2 происходят по радиусам ρ . Тогда смещения по координатам ϕ и θ будут равны нулю: $u_\phi = u_\theta = 0$. Поскольку при

деформации буфера происходит относительное перемещение поршня и штока, то для удобства рассмотрения задачи предположим, что поршень неподвижен, а шток имеет возможность перемещения навстречу поршню.

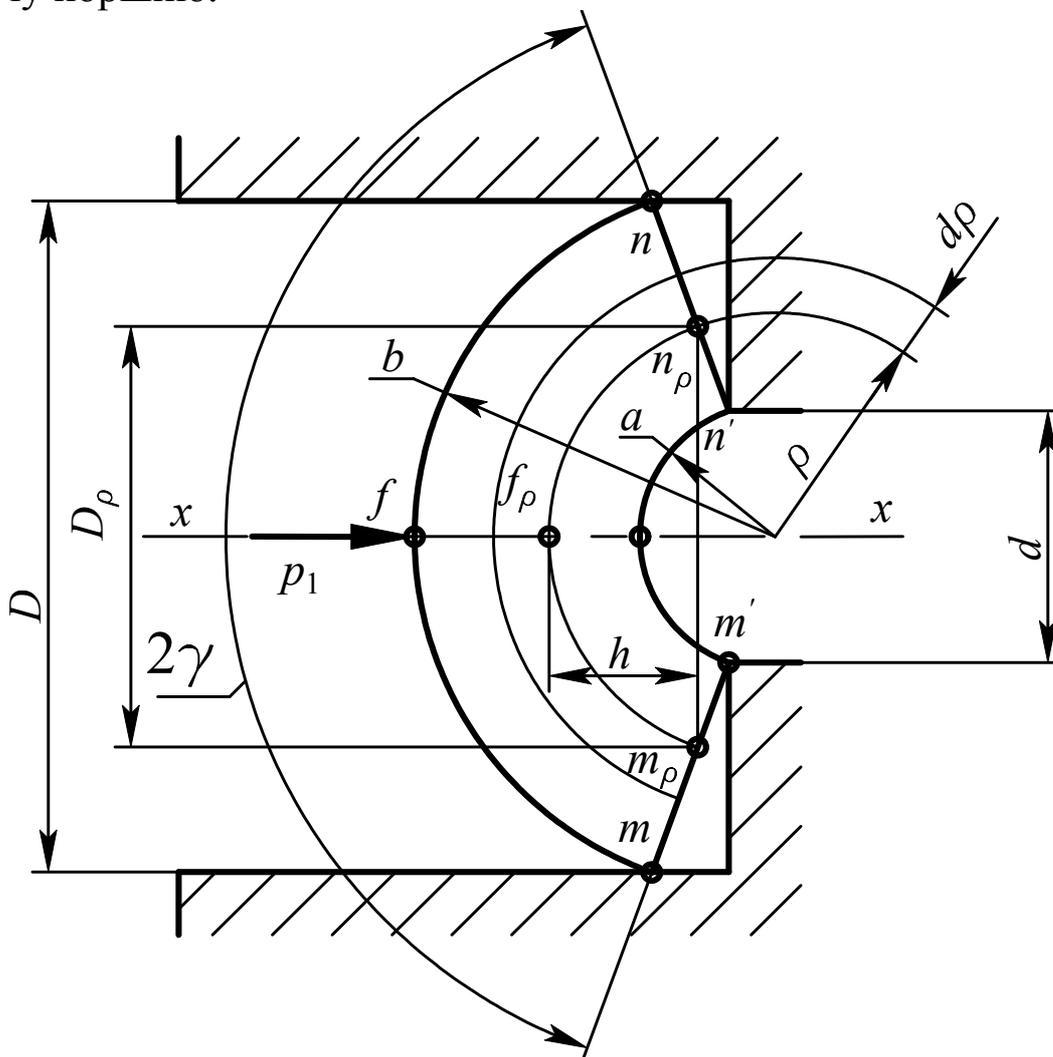


Рис. 3.8. Схема для определения давления p_2 в зоне (условно показана только деформируемая зона 2)

Уравнение баланса работ при деформации в зоне 2 имеет вид:

$$A_2 = A_d + A_T, \quad (3.41)$$

где A_2 – работа равнодействующей P_2 активного давления на левую поверхность очага деформации;

A_d – работа деформации формы;

A_T – работа сил сдвига на конической поверхности разрыва между зонами 2 и 4.

Допустим, что за какой-то весьма малый промежуток времени равнодействующая P_2 , направленная по оси x , осуществит работу на перемещении u_x . Тогда работа A_2 выразится так:

$$A_2 = P_2 \cdot u_x, \quad (3.42)$$

где u_x – перемещение равнодействующей P_2 вдоль оси x .

Работа деформации упруго-эластичного диска в зоне 2 может быть определена как:

$$A_d = \iiint_V \sigma \varepsilon_i dV, \quad (3.43)$$

где ε_i – обобщенная деформация в зоне 2;

dV – элементарный объем в деформируемой зоне 2.

В общем случае обобщенную деформацию определяет выражение [55]:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_\theta - \varepsilon_\phi)^2 + (\varepsilon_\phi - \varepsilon_\rho)^2 + (\varepsilon_\rho - \varepsilon_\theta)^2},$$

где ε_θ , ε_ϕ , ε_ρ – деформации по соответствующим сферическим координатам.

Так как в нашем случае $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\phi$, а $\varepsilon_\theta + \varepsilon_\phi + \varepsilon_\rho = 0$, то $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\phi = -0,5\varepsilon_\rho$ и обобщенную деформацию можно представить в виде

$$\varepsilon_i = \pm \varepsilon_\rho.$$

В свою очередь для осесимметричного напряженно-деформированного состояния в цилиндрических координатах деформации равны:

$$\varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} \quad \text{и} \quad \varepsilon_\phi = \varepsilon_\theta = \frac{u_\rho}{\rho},$$

с учетом приведенных равенств и предположения не сжимаемости материала упругого диска получим:

$$\varepsilon_\theta + \varepsilon_\phi + \varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} + 2\frac{u_\rho}{\rho} = 0. \quad (3.44)$$

Это уравнение можно представить в виде

$$\frac{d(u_\rho \rho^2)}{d\rho} = 0. \quad (3.45)$$

После интегрирования уравнения (3.45), получим равенство

$$u_\rho \rho^2 = f(\phi). \quad (3.46)$$

На левой граничной поверхности очага деформации ($\rho = b$) при $\phi = 0$ перемещение $u_\rho = u_x$.

Следовательно, в точке m радиус $\rho = b$ и $\phi = 0$

$$f(\phi) = f(0) \approx u_x b^2. \quad (3.47)$$

Допустим, что во всех точках левой границы очага деформации перемещение u_ρ не зависит от угла ϕ , оставаясь равным произведению $u_x \cdot b^2$.

Тогда

$$u_\rho \rho^2 = u_x \cdot b^2,$$

и, следовательно,

$$u_\rho = u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-2},$$

откуда получим:

$$\left| \varepsilon_\rho \right| = \frac{du_\rho}{d\rho} = 2u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-3} = \varepsilon_i. \quad (3.48)$$

Выделим элементарный объем dV , ограниченный слева и справа сферическими поверхностями с радиусами соответственно ρ и $\rho + d\rho$, а в радиальном направлении конической поверхностью отверстия (см. рис. 3.8).

Значение этого элементарного объема dV равно произведению площади шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$ на элементарное приращение радиуса $d\rho$. Площадь S_c шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$, определяет формула

$$S_c = 2\pi\rho h, \quad (3.49)$$

где h – высота шарового сегмента, $h = \rho - \rho \cos \gamma = \rho(1 - \cos \gamma)$.

Следовательно,

$$dV = S_c d\rho = 2\pi(1 - \cos \gamma)\rho^2 d\rho. \quad (3.50)$$

Таким образом, после подстановки (3.48) и (3.50) в уравнение работы деформации (3.43), получим:

$$A_d = \sigma \cdot 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (3.51)$$

Работа сдвига на конической границе разрыва между зонами 2 и 4, определяется выражением:

$$A_T = \int \int_S \tau_k u_\rho dS, \quad (3.52)$$

где τ_k – элементарная сила сдвига (напряжение, численно равное касательному напряжению на поверхности разрыва);

u_ρ – перемещение вдоль конической поверхности разрыва;

$$u_\rho = u_x \cdot b^2 \rho^{-2};$$

dS – площадь сдвига элементарного объема dV по конической поверхности; $dS = \pi D_\rho d\rho = 2\pi\rho \sin \gamma d\rho$.

После подстановки значений u_ρ и dS в зависимость (3.52), получим

$$A_T = \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (3.53)$$

(Напряжение τ_k считаем постоянным, поэтому и выносим его за знак интеграла).

Подставляя в (3.41) выражения (3.42), (3.51) и (3.53), получим

$$P_2 u_x = \sigma \cdot 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (3.54)$$

Откуда, после интегрирования и деления на перемещение u_x , с

учетом, что $2 \ln \frac{b}{a} = \ln \frac{b^2}{a^2}$, имеем

$$P_2 = \left[\tau_k \pi b^2 \sin \gamma + \sigma \cdot 2\pi b^2 (1 - \cos \gamma) \right] \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (3.55)$$

С учетом того, что (см. рис. 3.8) $b^2 = \frac{D^2}{4 \sin^2 \gamma} = \frac{D^2}{4(1 - \cos^2 \gamma)}$ и

$\frac{b^2}{a^2} = \frac{D^2}{d^2}$, поэтому после деления на площадь торца штока

$S_{\text{ш}} = \frac{\pi D^2}{4}$ получим удельное усилие

$$p_2 = \left(\frac{\tau_k}{\sin \gamma} + \frac{2\sigma}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (3.56)$$

Представим элементарную силу сдвига τ_k в виде

$$\tau_k = \mu_{\text{тр}} \cdot \sigma. \quad (3.57)$$

Подставляя (3.57) в (3.56), получим

$$p_2 = \sigma \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (3.58)$$

В раскрытом виде компонент формулы (3.58)

$$\sigma \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2\text{тр}}, \quad (3.59)$$

учитывает усилие сдвига между деформируемой зоной 2 и «жесткой» зоной 4.

В свою очередь, компонент

$$\sigma \frac{2}{1 + \cos \gamma} \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2\text{д}}, \quad (3.60)$$

определяет удельное усилие, необходимое непосредственно для деформации выдавливания.

Подставив (3.58) в уравнение (3.40) получим удельное усилие на штоке усилителя при выдавливании упругого диска в зазор

$$p_1 = \sigma \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{тр}} \sigma \frac{L}{D}. \quad (3.61)$$

Для определения удельного усилия поршня при выдавливании упругого диска в следящем режиме работы усилителя, воспользуемся схемой представленной на рис. 3.9.

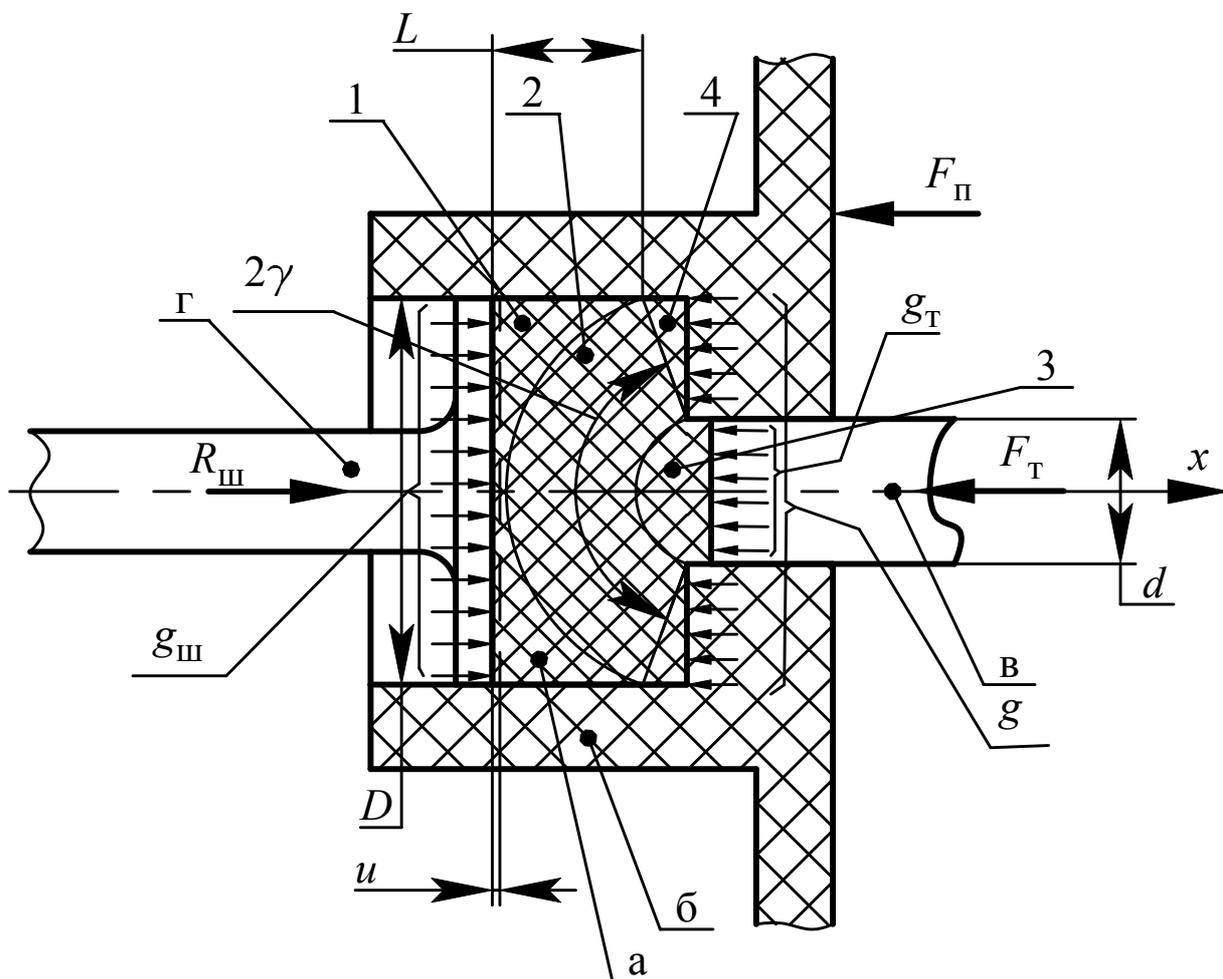


Рис. 3.9. Напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного диска в следящем режиме рабочего процесса усилителя (обозначения те же, что и на рис. 3.7)

При деформации (изменении формы) упругого диска уравнение баланса работ для деформируемой зоны 2 примет вид

$$A_{2\text{сл}} = A_{\text{дсл}} + A_{\text{тсл}} + A_{3\text{сл}}, \quad (3.62)$$

где $A_{3\text{сл}}$ – работа деформирования зоны 3 сил сопротивлений со стороны толкателя (управляющего поршня) в следящем режиме.

Работа деформирования зоны 3 может быть определена как работа изменения объема давлением p_2 со стороны зоны 2

$$A_{3\text{сл}} = p_2 \Delta V_3, \quad (3.63)$$

где ΔV_3 – изменение объема деформируемой зоны 3 в следящем режиме работы усилителя.

Поскольку в рассматриваемом случае изменение объема ΔV_3 происходит за счет выдавливания материалы из деформируемой зоны 2, при перемещении поршня u_x относительно штока то, следовательно, работа деформирования зоны 3 равна

$$A_{3\text{сл}} = p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x. \quad (3.64)$$

С учетом выражений (3.42), (3.51), (3.52), и (3.63) уравнение (3.62) примет вид:

$$P_{2\text{сл}} u_x = p_2 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \times \\ \times \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x, \quad (3.65)$$

где $P_{2\text{сл}}$ – равнодействующая сила активного давления на левую поверхность очага деформации вдоль оси x в следящем режиме работы усилителя.

Из уравнения (3.65) после очевидных преобразований получим удельное усилие $p_{2\text{сл}}$ (давление) зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 в следящем режиме рабочего процесса усилителя

$$p_{2\text{сл}} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right], \quad (3.66)$$

и, соответствующее удельное усилие на штоке усилителя

$$p_{1\text{сл}} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right] - 4\mu_{\text{тр}} p_2 \frac{L}{D}, \quad (3.67)$$

при этом удельное усилие, приложенное со стороны поршня, определяет выражение

$$p_{\text{псл}} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{\text{тр}}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right]. \quad (3.68)$$

Сравнивая (3.68) и (3.66) можно сделать вывод, что в следящем режиме работы вакуумного усилителя тормозного привода удельное усилие, приложенное со стороны поршня равно удельному усилию, со стороны зоны 2 на зону 1. Это подтверждает общепринятое допущение о равномерном распределении напряжений в упруго-эластичном диске при отсутствии нелинейностей.

3.2.2.2 Удельное усилие на поршне управления следящего устройства вакуумного усилителя

При следящем действии усилителя в случае увеличения управляющего усилия поршень управления внедряется в центральную зону упругого диска и происходит выдавливание из нее материала. Из-за не сжимаемости материала диска (например, резины) вытесняемый из центральной зоны объем вызывает смещение поршня усилителя вправо (назад по отношению к поршню управления, см. рис. 3.10).

Относительное смещение поршня и поршня управления определяет состояние клапанов распределительного устройства усилителя. Удельное усилие на поршне управления, необходимое для деформации упруго-эластичного диска при открытии атмосферного клапана вакуумного усилителя определим методом баланса работ. Для этого необходимо определить перемещения при деформации.

«Сферическое» поле перемещений (см. рис. 3.10) в процессе деформирования упруго диска учитывает наличие «жесткой» зоны 3 перед поршнем управления и наиболее точно отражает действительную картину течения. Однако при этом решения получаются весьма громоздкие [55].

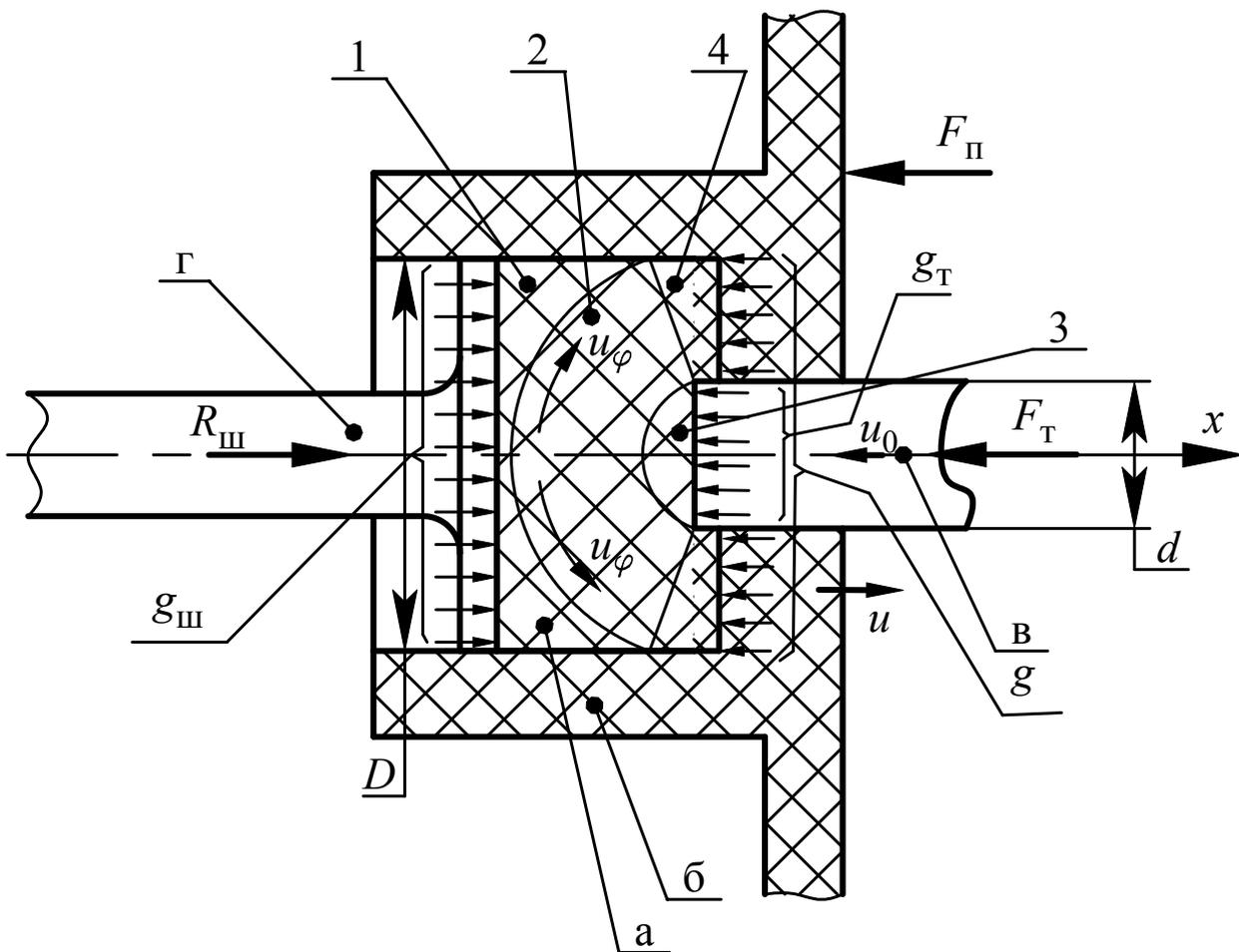


Рис. 3.10. Схема «сферического» поля перемещений в процессе деформирования упруго диска: 1 и 3 – жесткие зоны; 2 – сферическая деформируемая зона; 4 – кольцевая деформируемая зона; – остальные обозначения такие же, как и на рис. 3.7 и 3.9

Примем допущение, что поле перемещений при внедрении поршня управления в упругий диск состоит из цилиндрических и кольцевых зон и имеет вид, представленный на рис. 3.11 [57]. Для какого-то момента процесса деформирования цилиндрическая зона 1 диаметром $d = 2r$ и высотой h осаживается поршнем управления под действием усилия F_T .

При этом некоторое количество эластичного материала (например, резины) вытесняется в деформируемую кольцевую зону 2 с наружным диаметром $D = 2R$ и той же высотой h . В результате увеличения внутреннего давления в зоне 2, некоторое количество материала вытесняется в деформируемую зону 3. При этом поршень смещается вправо, шток остается неподвижным, а зона 4 также рассматривается как жесткая – недеформированная. Высота h деформируемых зон 1 и 2 в течение определенного периода деформи-

вания считается постоянной. Следовательно, при элементарном увеличении усилия F_T высота жесткой зоны 4 уменьшается, а деформируемой зоны 3 увеличивается.

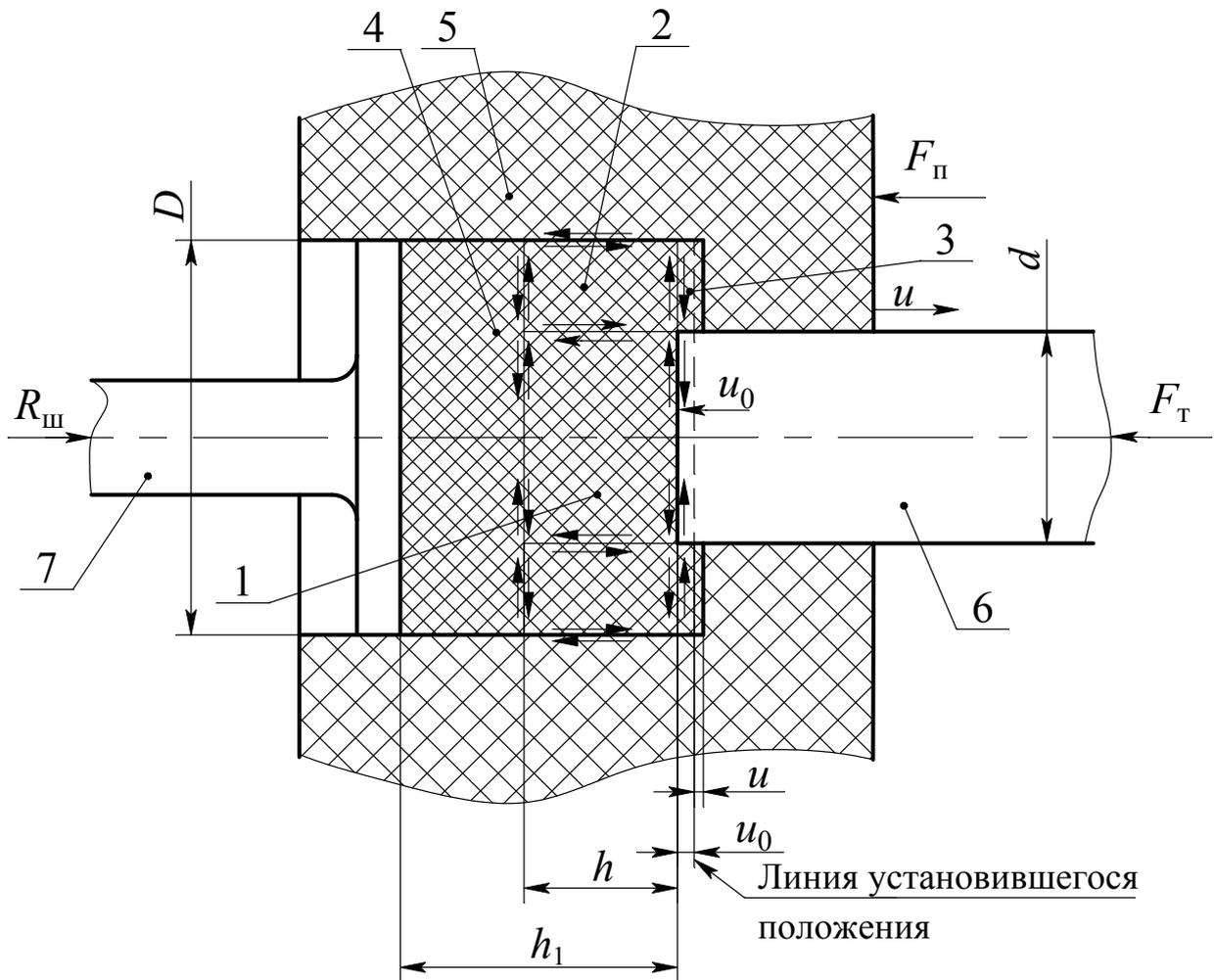


Рис. 3.11. Схема деформации упруго-эластичного диска следящего устройства вакуумного усилителя: 1 – цилиндрическая зона деформации; 2 – кольцевая зона деформации; 3 – кольцевая зона вытесняемого объема; 4 – недеформированная зона; 5 – поршень; 6 – поршень управления; 7 – шток; (стрелками показано направление касательных напряжений на границах трения и сдвига)

Если принять, что элементарное перемещение толкателя с поршнем управления равно u_0 , а перемещения поршня равно u , то очевидно

$$u(R^2 - r^2) = u_0 r^2, \quad (3.69)$$

откуда, получим

$$u = \frac{u_0}{\frac{R^2}{r^2} - 1}. \quad (3.70)$$

Удельное усилие p на поршне управления (т.е. давление на материал со стороны торца поршня управления) можно представить как сумму

$$p = \frac{F_T}{\pi r^2} = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + p_7, \quad (3.71)$$

где p_1 – удельное усилие на деформацию осадочной зоны 1;

p_2 – удельное усилие деформации кольцевой зоны 2;

p_3 – удельное усилие преодоления трения по цилиндрической контактной поверхности между зоной 2 и поршнем 5;

p_4 – удельное усилие сдвига по цилиндрической поверхности разрыва между зонами 2 и 1;

p_5 – удельное усилие трения между торцом толкателя и зоной 1 и сдвига на поверхности разрыва между зоной 1 и зоной 4;

p_6 – удельное усилие сдвига на кольцевой поверхности разрыва между зоной 2 и зонами 3,4;

p_7 – удельное усилие (давление) поршня на зону 3.

Примем следующие допущения:

$\tau_k = \text{const}$ – величина элементарных сил трения, т.е. касательных напряжений на торце толкателя;

$\varepsilon_z = \text{const}$ – величина деформации (несмотря на наличие контактного трения) однородна.

Для определения удельных усилий p_1 и p_5 используем уравнение баланса работ

$$A_F = A_d + A_T, \quad (3.72)$$

где A_F – работа внешней активной силы на толкателе F_T ;

A_d – работа деформации в зоне 1;

A_T – работа трения между торцом толкателя и зоной 1 и сдвига на поверхности разрыва между зоной 1 и жесткой зоной 4.

Пусть под действием внешней активной силы на толкателе F_T высота деформируемой зоны 1 уменьшится на малую величину Δh . Тогда работа внешней активной силы

$$A_F = F_T \Delta h. \quad (3.73)$$

Работа деформации может быть определена как:

$$A_D = \sigma \iiint_V \varepsilon_1 \rho d\rho d\theta dx, \quad (3.74)$$

где σ – напряжение деформации;

ε_1 – обобщенная деформация в зоне 1;

ρ, θ, x – цилиндрические координаты.

Работа трения на правом торце зоны 1 и сдвига на левом торце зоны 1 определяется зависимостью (3.75), с учетом того, что перемещение точек происходит по радиусам и элементарные силы трения также будут направлены по радиусам.

$$A_T = 2\tau_k \int_0^{2\pi} \int_0^{0,5d} -u_\rho \rho d\rho d\theta, \quad (3.75)$$

где u_ρ – перемещение точки вдоль радиуса ρ .

Для осесимметричного напряженно-деформированного состояния в цилиндрических координатах уравнения связи между деформацией и перемещением имеет вид [55]:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_\rho &= \frac{\partial u_\rho}{\partial \rho}; \\ \varepsilon_\theta &= \frac{u_\rho}{\rho}; \\ \varepsilon_x &= \frac{\partial u_x}{\partial x}. \end{aligned} \right\}. \quad (3.76)$$

Условие постоянства объема упруго-эластичного диска можно записать в виде:

$$\varepsilon_\rho + \varepsilon_\theta + \varepsilon_x = 0. \quad (3.77)$$

Для определения интенсивности деформации ε_i и перемещения u_ρ перепишем уравнение (3.77) с учетом системы (3.76).

$$\frac{\partial u_\rho}{\partial \rho} + \frac{u_\rho}{\rho} + \varepsilon_x = 0. \quad (3.78)$$

Так как на поверхностях контакта зоны 1 с торцом поршня управления и зоной 4 деформация ε_x не может зависеть от x , то с учетом принятого допущения об однородности деформации ε_x следует считать ее вообще независимой от координат, т.е. постоянной по всему объему зоны 1.

$$\varepsilon_x = \frac{du_x}{dx} = \text{const} = -\frac{\Delta h}{h}. \quad (3.79)$$

С учетом зависимости (3.79) уравнение (3.78) после преобразований, примет вид:

$$\frac{\partial(u_\rho \rho)}{\partial \rho} - \frac{\Delta h}{h} \rho = 0. \quad (3.80)$$

После интегрирования выражения (3.80) получим

$$u_\rho \rho = \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h} \rho^2 + c. \quad (3.81)$$

На оси зоны 1 радиус $\rho = 0$ и перемещение $u_\rho = 0$. Следовательно, из выражения (3.81) получим $c = 0$. С учетом начальных условий выражение деформации вдоль радиуса ρ примет вид

$$u_\rho = \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h} \rho. \quad (3.82)$$

И соответственно относительные деформации определяют выражения (3.83) и (3.84).

$$\varepsilon_\rho = \frac{u_\rho}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h}, \quad (3.83)$$

$$\varepsilon_\theta = \varepsilon_\rho = \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h}. \quad (3.84)$$

Обобщенную деформацию ε_1 зоны 1 определим по формуле (3.85), подставив в нее значения согласно (3.79), (3.83) и (3.84):

$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_\rho)^2 + (\varepsilon_\rho - \varepsilon_\theta)^2 + (\varepsilon_\theta - \varepsilon_x)^2} = \pm \frac{\Delta h}{h}. \quad (3.85)$$

Преобразуем уравнение (3.72), подставив в него найденные величины A_F, A_D и A_T с учетом (3.82) и (3.85):

$$F_T \Delta h = -\sigma \frac{\Delta h}{h} \int_0^{2\pi} \int_0^{0,5d} \int_0^h \rho d\rho d\theta dx - \tau_k \frac{\Delta h}{h} \int_0^{2\pi} \int_0^{0,5d} \rho^2 d\rho d\theta. \quad (3.86)$$

Поделив обе части уравнения (3.86) на Δh и проинтегрировав, получим

$$F_T = -\frac{\pi d^2}{4} \left(\sigma + \frac{1}{3} \tau_k \frac{d}{h} \right), \quad (3.87)$$

а удельное усилие деформирования зоны 1 эластичного диска определим, разделив обе части выражения (3.87) на площадь поршня управления

$$p_0 = -\left(\sigma + \frac{1}{3} \tau_k \frac{d}{h} \right) = p_1 + p_5. \quad (3.88)$$

Знак « \rightarrow » означает, что в зоне 1 действует сжатие. Первый компонент в формуле (3.88) является удельным усилием p_1 на деформацию осадочной зоны 1, а второй компонент – удельным усилием p_5 трения между торцом толкателя и зоной 1 и сдвига на поверхности разрыва между зоной 1 и зоной 4.

Удельное усилие p_2 деформации кольцевой зоны 2 определим из уравнения баланса работ

$$p_2 \pi r^2 u_0 = \sigma \int_V \varepsilon_2 dV, \quad (3.89)$$

где $dV = 2\pi h r dr$ – элементарный объем кольцевой зоны шириной кольца dr ;

ε_2 – обобщенная деформация кольцевой зоны 2.

В левой части уравнения баланса работ (3.89) представлена работа внешних сил при перемещении u_0 . Справа в выражении (3.89) записана работа внутренних сил – работа деформации.

Поскольку деформация осесимметричная, то для определения деформаций и перемещений воспользуемся уравнениями (3.90), принимая деформацию ε_{x2} постоянной:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{x2} &= \frac{u}{h}; \\ \varepsilon_{\rho2} &= \frac{du_{\rho2}}{d\rho}; \\ \varepsilon_{\theta2} &= \frac{u_{\rho2}}{\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (3.90)$$

По условию постоянства объема имеем

$$\frac{du_{\rho2}}{d\rho} + \frac{u_{\rho2}}{\rho} + \frac{u}{h} = 0. \quad (3.91)$$

Поделив обе части на радиус ρ и преобразовав, получим

$$\frac{d(\rho u_{\rho2})}{d\rho} = -\frac{u\rho}{h}. \quad (3.92)$$

После интегрирования получим

$$u_{\rho2}\rho = -\frac{u}{h} \cdot \frac{\rho^2}{2} + c. \quad (3.93)$$

Максимальный радиус ρ кольцевой зоны 2 равен R , а перемещение на этом радиусе $u_{\rho2} = 0$, следовательно $c = \frac{u}{h} \cdot \frac{R^2}{2}$, тогда

$$u_{\rho2} = \frac{u}{2h} \cdot \frac{R^2 - \rho^2}{\rho}. \quad (3.94)$$

Уравнение (3.94) с учетом зависимости (3.70) примет вид

$$u_{\rho 2} = \frac{u_0}{2h} \cdot \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} \cdot \frac{R^2 - \rho^2}{\rho}. \quad (3.95)$$

Подставляем полученное значение перемещения $u_{\rho 2}$ в систему уравнений (3.90) получим:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\rho 2} &= \frac{du_{\rho 2}}{d\rho} = -\frac{u_0}{2h} \cdot \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} \left(1 + \frac{R^2}{\rho^2} \right); \\ \varepsilon_{\theta 2} &= \frac{u_{\rho 2}}{\rho} = -\frac{u_0}{2h} \cdot \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} \left(1 - \frac{R^2}{\rho^2} \right); \\ \varepsilon_{x 2} &= \frac{u}{h} = \frac{u_0}{h} \cdot \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1}. \end{aligned} \right\} \quad (3.96)$$

Из анализа системы (3.96) очевидно; что $\varepsilon_{x 2}$ и $\varepsilon_{\theta 2}$ положительны, а деформация $\varepsilon_{\rho 2}$ отрицательна, поскольку $\frac{R^2}{\rho^2} \geq 1$. Положительная деформация $\varepsilon_{x 2}$ свидетельствует о том, что высота кольцевой зоны 2 увеличивается, что приводит к перемещению поршня 5 вправо (см. рис. 3.11).

Учитывая, что обобщенная деформация ε_2 мало отличается от максимальной по абсолютной величине главной деформации, в нашем случае от деформации $\varepsilon_{\rho 2}$, подставим в уравнение баланса работ ее значение из (3.96)

$$p_2 r^2 = \sigma \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} \int_r^R \left(1 + \frac{R^2}{\rho^2} \right) \rho d\rho. \quad (3.97)$$

Удельное усилие p_2 определим, интегрируя уравнение (3.97), подставляя пределы интегрирования и выполнив преобразования:

$$p_2 = \sigma \left(0,5 + \frac{1}{1 - \frac{r^2}{R^2}} \ln \frac{R}{r} \right), \quad (3.98)$$

что равносильно выражению

$$p_2 = \sigma \left(0,5 + \frac{1}{1 - \frac{d^2}{D^2}} \ln \frac{D}{d} \right). \quad (3.99)$$

Удельное усилие p_3 , необходимое для преодоления трения по цилиндрической контактной поверхности между кольцевой зоной 2 и отверстием в поршне, определим из уравнения баланса работ. Работа действующих сил определяется перемещением. Перемещение левой границы зоны 2 относительно поршня равняется u , т.е. перемещению поршня. Правая граница зоны 2 относительно поршня неподвижна. Поскольку осевая деформация зоны 2 принята постоянной (независимой от координат), постольку величина перемещений по поверхности поршня точек зоны 2 расположенных по длине, изменяется линейно. Поэтому для расчета работы трения можно взять среднее значение перемещения, т.е. $0,5u_0 / (R^2 / r^2 - 1)$.

Уравнение баланса работ можно представить в виде

$$p_3 \pi r^2 u_0 = \tau_k 2\pi R h \frac{0,5u_0}{\frac{R^2}{r^2} - 1}, \quad (3.100)$$

откуда, после преобразований получим

$$p_3 = \tau_k \cdot \frac{h}{2r} \cdot \frac{\frac{R}{r}}{\frac{R^2}{r^2} - 1} = 2\tau_k \frac{h}{d} \cdot \frac{\frac{D}{d}}{\frac{D^2}{d^2} - 1}. \quad (3.101)$$

Удельное усилие p_4 , необходимое для осуществления сдвига по цилиндрической поверхности разрыва диаметром d между зонами 2 и 1, определим из баланса работы сдвига и работы внешних активных сил. Работа сдвига зависит от относительного перемещения точек зон 2 и 1 на поверхности разрыва. Перемещение точек зон 2 и 1 на поверхности разрыва складывается из двух встречных перемещений, так как осевая деформация зоны 1 сжатие, а зоны 2 – растяжение. Возле левой границы обеих зон относительные перемещения отсутствуют и линейно увеличиваются до величины u_0 (зона 1) и u (зона 2) у правой границы.

С учетом изложенного среднее перемещение для выполнения работы сдвига определим как полусумму перемещений u и u_0

$$\frac{u_0 + u}{2} = \frac{u_0 + \frac{u_0}{\frac{R^2}{r^2} - 1}}{2} = \frac{u_0}{2} \left(\frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} + 1 \right). \quad (3.102)$$

Уравнение баланса работ имеет вид

$$p_4 \pi r^2 u_0 = \tau_\kappa 2 \pi r h \frac{u_0}{2} \left(\frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} + 1 \right). \quad (3.103)$$

Откуда, удельное усилие

$$p_4 = \tau_\kappa \frac{h}{r} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r^2}{R^2}} = 2 \tau_\kappa \frac{h}{d} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d^2}{D^2}}. \quad (3.104)$$

Удельные усилия p_3 и p_4 отражают потери на трение и сдвиг по цилиндрическим поверхностям трения и разрыва. Определим p_{34} суммарное значение этих величин.

$$p_{34} = p_3 + p_4 = 2 \tau_\kappa \frac{h}{d} \left(\frac{\frac{D}{d}}{\frac{D^2}{d^2} - 1} + \frac{1}{1 - \frac{d^2}{D^2}} \right) = 2 \tau_\kappa \frac{h}{d} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d}{D}}. \quad (3.105)$$

В результате действия удельного усилия p_6 происходит сдвиг по кольцевым поверхностям разрыва между зоной 2 и зонами 3 и 4, а перемещение при сдвиге равно $u_{\rho 2}$ в соответствии с зависимостью (3.95). Очевидно, что это перемещение является не линейной функцией координат, и, следовательно, при его определении необходимо интегрировать по $d\rho$. При этом площадь сдвига определяется как

$$S_c = \pi \int_r^R \rho d\rho. \quad (3.106)$$

С учетом изложенного уравнение баланса работ при наличии двух поверхностей сдвига примет вид

$$\begin{aligned} p_6 \pi r^2 u_0 &= 2\tau_\kappa 2\pi \int_r^R \rho d\rho \cdot \int_r^R u_\rho d\rho = \\ &= 2\tau_\kappa 2\pi \frac{u_0}{2h} \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} \int_r^R \frac{R^2 - \rho^2}{\rho} \rho d\rho. \end{aligned} \quad (3.107)$$

После интегрирования и некоторых преобразований из уравнения (3.107) получим удельное усилие сдвига на кольцевой поверхности разрыва между зоной 2 и зонами 3, 4:

$$p_6 = 2\tau_\kappa \frac{2r}{h} \cdot \frac{\frac{1}{3} \frac{r^3}{R^3} - \frac{r}{R} + \frac{2}{3}}{2 \frac{r}{R} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)}. \quad (3.108)$$

Или, после замены радиусов на соответствующие диаметры выражение (3.108) примет вид:

$$p_6 = 2\tau_\kappa \frac{d}{h} \cdot \frac{\frac{1}{3} \cdot \frac{d^3}{D^3} - \frac{d}{D} + \frac{2}{3}}{2 \frac{d}{D} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}. \quad (3.109)$$

Удельное усилие (давление) поршня усилителя на упруго-эластичный диск в зоне 3 определим из баланса работ

$$p_7 \pi r^2 u_0 = F_n u = \sigma \pi (R^2 - r^2) u, \quad (3.110)$$

С учетом соотношения (3.70) определим значение удельного усилия на поршне управления:

$$p_7 = \sigma. \quad (3.111)$$

Подставим в уравнение (3.71) с учетом выражение (3.57) результаты определения отдельных составляющих удельного усилия p :

$$p = \sigma(A + 2\mu_{\text{тр}}C) + \sigma, \quad (3.112)$$

где $A = 1,5 + \frac{1}{1 - \frac{d^2}{D^2}} \ln \frac{D}{d}$ – коэффициент;

$$C = \frac{h}{d} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d}{D}} + \frac{d}{h} \cdot \left[\frac{1}{6} + \frac{\frac{1}{3} \frac{d^3}{D^3} - \frac{d}{D} + \frac{2}{3}}{2 \frac{d}{D} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)} \right] - \text{коэффициент.}$$

В выражении (3.112) первый компонент определяет долю удельного усилия со стороны толкателя, необходимую на осуществление деформирования упруго-эластичного элемента при изменении управляющего усилия, а второй компонент отражает удельное усилие со стороны толкателя при установившемся следящем действии. При этом коэффициент A характеризует «чистую» деформации $(p_1 + p_2)$, а коэффициент C выражает долю удельного усилия, расходуемую на преодоление контактного трения и сдвигов по поверхностям разрыва.

3.3 Синтез параметров следящего устройства вакуумного усилителя тормозного привода

Следящее действие усилителя, т.е. пропорциональность усилия $F_{ш}$ на его штоке (выходе) усилию F_T управления, приложенному со стороны водителя (на входе), обеспечивает следящее устройство, которое в конструкциях современных вакуумных усилителей чаще всего формируется на основе упруго-эластичного элемента, выполненного в виде диска. Такое решение, если обеспечить зазор δ между торцом поршня управления 1 (рис. 3.12) и упруго-эластичным диском 2 в момент открытия атмосферного клапана 6, позволяет получить нелинейную статическую характеристику усилителя.

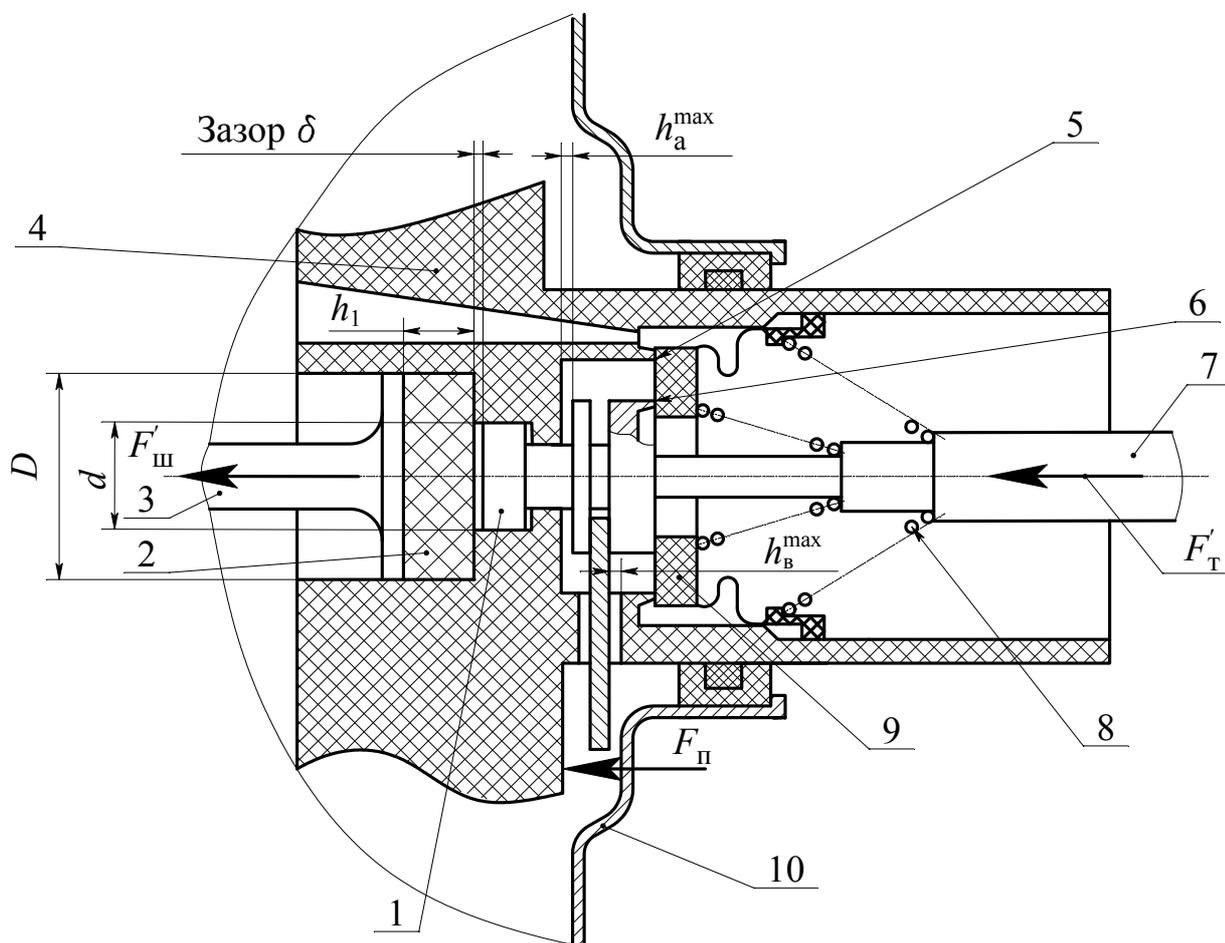


Рис. 3.12. Схема следящего и клапанного устройства вакуумного усилителя в момент открытия атмосферного клапана: h_b^{\max} — ход поршня управления, соответствующий максимальному открытию вакуумного клапана; h_a^{\max} — ход поршня управления, соответствующий максимальному открытию атмосферного клапана; δ — зазор между упруго-эластичным диском 2 и поршнем управления 1; остальные обозначения приведены на рис 3.6

Но при этом следует иметь в виду, что коэффициент усиления, который для гидравлических следящих устройств обычно определяется как отношение квадратов диаметров диска D и поршня управления d , в случае следящего устройства с упруго-эластичным элементом нужно корректировать. Что обычно и делается по результатам испытаний вакуумного усилителя.

Однако это трудоемко, длительно и дорого. В связи, с чем необходимы аналитические зависимости, позволяющие еще до изготовления макетного образца вакуумного усилителя по параметрам заданной характеристики $j_{ап} = f(P_{п})$ определять значения параметров его следящего устройства. И такая возможность есть: пространство параметров следящего устройства усилителя следует синтезировать на основе его статической характеристики [58]. Как – рассмотрим.

Типичная статическая характеристика (см. рис. 3.13) вакуумного усилителя, параметры которой определены коэффициентом эффективности торможения автомобиля в груженом состоянии состоит из пяти (Oa , aa' , $a'b$, bc и cd) участков, каждый из которых характеризует напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного элемента следящего устройства усилителя. Причем участки Oa и aa' образуют зону отсутствия следящего действия, где вакуумный усилитель может находиться в двух состояниях: Oa – усилие F_T на толкателе недостаточно для открытия атмосферного клапана, а состояние упруго-эластичного элемента соответствует рис. 3.14, a ; aa' – усилие F_T обеспечивает перемещение поршня управления 1 на расстояние h_B^{\max} достаточное для закрытия вакуумного клапана 5 и открытия атмосферного клапана 6. Причем после открытия атмосферного клапана на поршне усилителя образовавшимся перепадом давления формируется соответствующее усилие $F_{п}$. При этом усилие на толкателе F'_T остается постоянным, поскольку из-за наличия зазора δ на поршне управления отсутствует реакция со стороны упруго-эластичного диска. Усилие $F_{п}$, действующее на поршень усилителя выдавливает упруго-эластичный диск 2 в отверстие до его соприкосновения с торцом поршня управления, в результате чего на штоке 3 усилителя формируется усилие $F'_{ш}$. (Точка a' на характеристике и соответствует этому моменту).

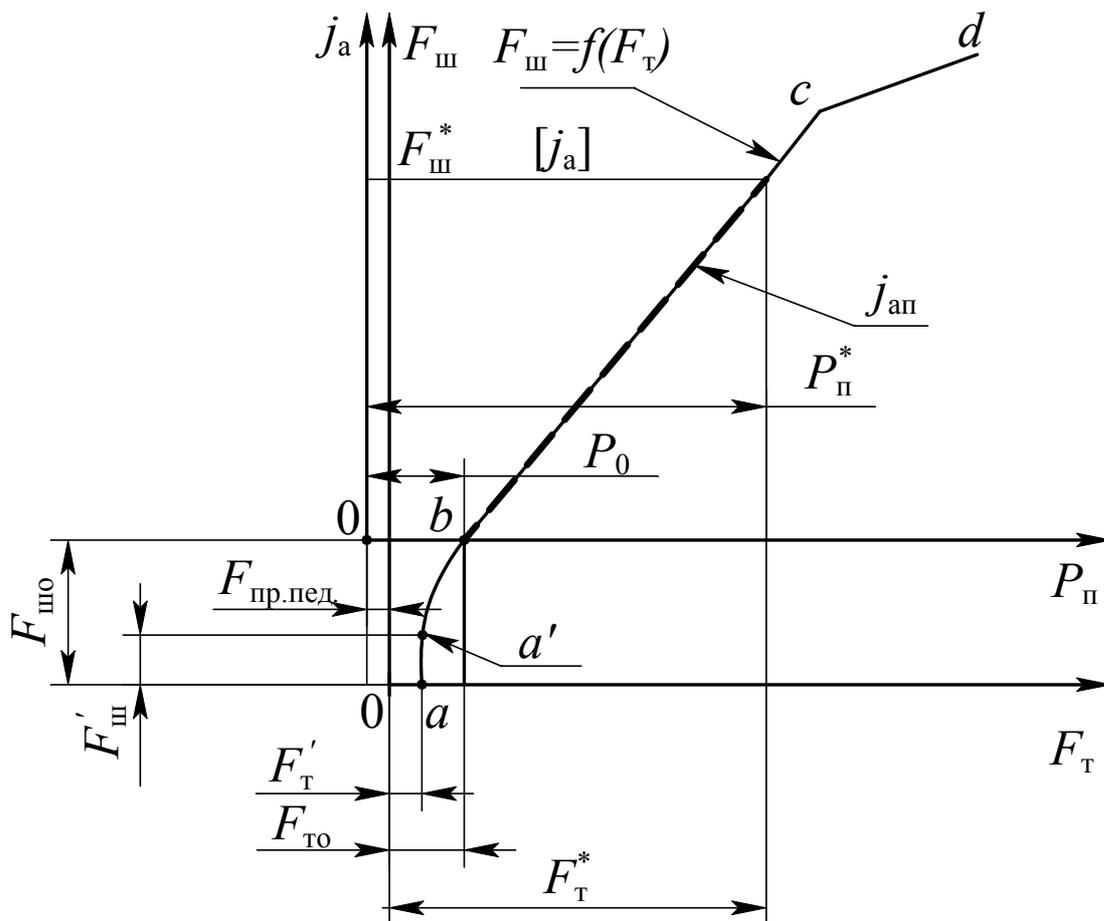


Рис. 3.13. Статическая характеристика вакуумного усилителя:
 $F'_T, F'_{ш}$ – усилие соответственно на толкателе и штоке усилителя при открытии атмосферного клапана (зона начальной нечувствительности усилителя); $F_{Т0}, F_{ш0}$ – усилие соответственно на поршне управления и штоке усилителя после выдавливания упруго-эластичного элемента в зазор навстречу поршню управления при открытии атмосферного клапана; $F_T^*, F_{ш}^*$ – усилие соответственно на толкателе и штоке усилителя при нормируемом замедлении колесной машины; $F_{пр.пед.}$ – усилие возвратной пружины педали, приведенное к оси толкателя;
 c – точка насыщения усилителя по давлению.

Зона $a'b$ характеристики – переходная. В ней начинает проявляться следящее действие усилителя. Она, что хорошо видно из рис. 3.13, нелинейная и объясняется это тем, что площадь контакта упруго-эластичного диска с торцом поршня управления постепенно изменяется (см. рис. 3.14, б). В конце этой зоны зазор заполнен материалом упруго-эластичного элемента, и упруго-эластичный элемент полностью прилегает к торцу поршня управления, усилия на толкателе и на штоке становятся равными соответственно $F_{Т0}$ и $F_{ш0}$.

Усилитель переходит в режим следящего действия (зона *bc* статической характеристики), а напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного элемента следящего устройства соответствует рис. 3.14, в.

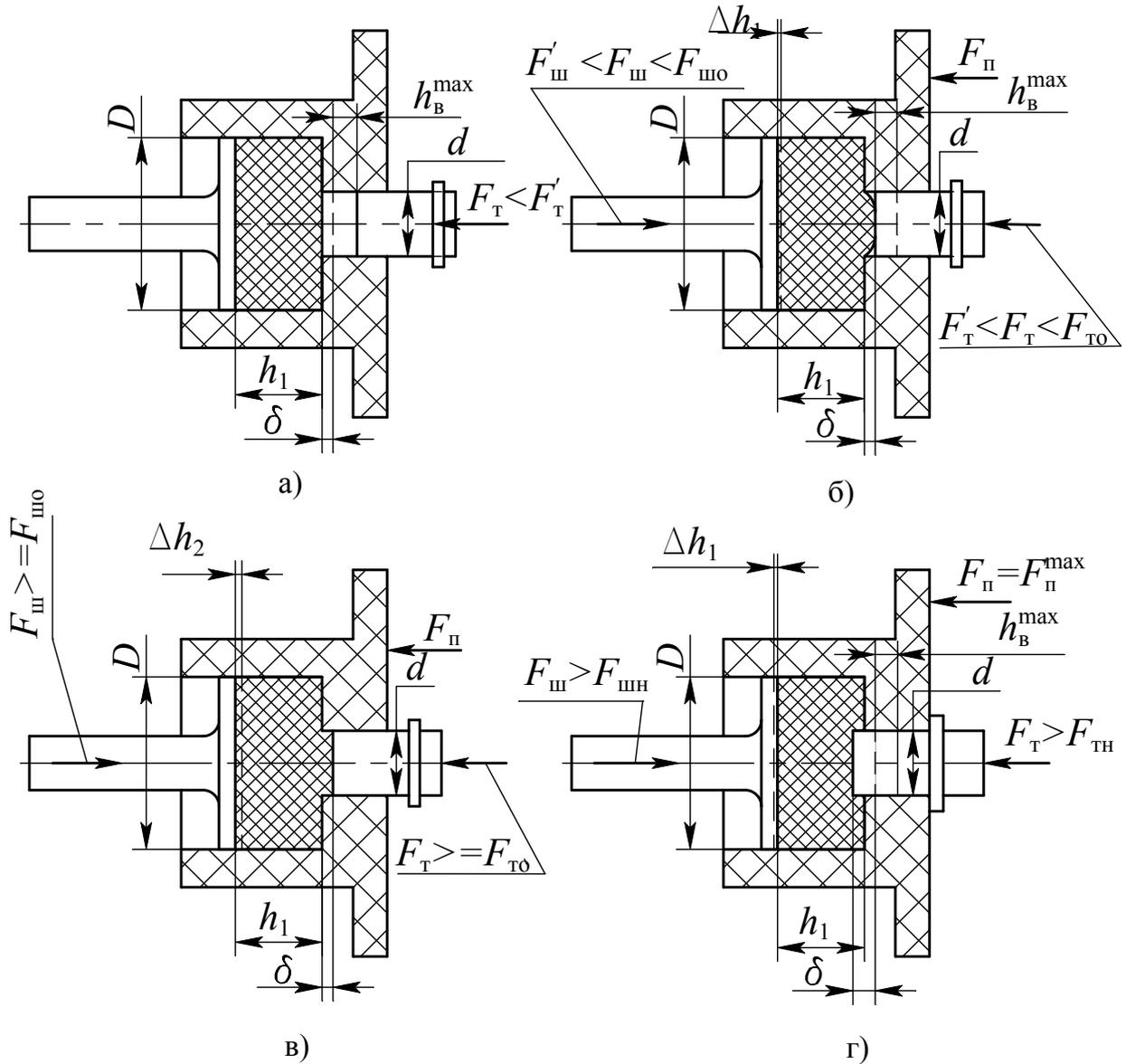


Рис. 3.14. Схема напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента следящего устройства вакуумного усилителя: а – в зоне нечувствительности усилителя; б – в зоне нелинейности следящего действия усилителя; в – в зоне следящего действия усилителя; г – в зоне насыщения усилителя по давлению

Зона *cd* – зона насыщения усилителя по давлению. В ней упруго-эластичный диск находится в состоянии, показанном на рис. 3.14, г. При этом усилие F_{II} на поршне усилителя достигает максимального значения F_{II}^{\max} .

В режиме насыщения усилителя перепад давления в его рабочих полостях не изменяется, но при дальнейшем увеличении усилия F_T на толкателе поршень управления начинает внедряться в упруго-эластичный диск. При этом напряженное состояние последнего формируется усилием F_{Π} , которое определяется глубиной h_a этого внедрения и суммой усилий поршня F_{Π}^{\max} и толкателя F_T . Максимальное же внедрение h_a^{\max} наступает при полном открытии атмосферного клапана.

Какие же параметры определяют характер напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента и, следовательно, статическую характеристику усилителя? Это, прежде всего усилие F_T на толкателе, а при заданном F_T – диаметр d поршня управления; геометрические параметры упруго-эластичного диска – его диаметр D и толщина h_1 ; модуль E упругости его материала; зазор δ между поршнем управления и упруго-эластичным диском в момент начала открытия атмосферного клапана вакуумного усилителя; объем ΔV_{δ} полости, в которую выдавливается упруго-эластичный диск.

Синтез пространства параметров следящего устройства усилителя начинается с определения по формулам (3.113) тангенса угла α наклона характеристики в следящем режиме и отношения диаметра d поршня управления к диаметру D торца штока усилителя. (Или что, то же самое, к диаметру упруго-эластичного диска).

$$\begin{cases} \operatorname{tg}\alpha = \frac{D^2}{d^2} = \frac{F_{\text{шн}} - F_{\text{шо}}}{F_{\text{тн}} - F_{\text{то}}}, \\ \frac{d}{D} = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}\alpha}} \end{cases}, \quad (3.113)$$

где α – угол наклона статической характеристики вакуумного усилителя тормозов (линейного участка следящего действия);

D, d – соответственно диаметры упруго-эластичного элемента и поршня управления;

$F_{\text{шо}}, F_{\text{шн}}$ – усилие на штоке усилителя при его включении и насыщении по давлению;

$F_{\text{то}}, F_{\text{тн}}$ – усилие на толкателе при его включении и насыщении по давлению.

Затем следует определить толщину упруго-эластичного диска h_1 . Минимальная толщина упруго-эластичного диска определяется глубиной зоны деформации h (см. рис. 3.11). При этом максимальная глубина зоны деформации упруго-эластичного диска должна быть такой, чтобы максимальная относительная деформация в зоне деформации не превышала бы значений, при которых сжатие описывается законом Гука [56].

По соотношению (3.114) вычисляется максимальная глубина зоны деформации упруго-эластичного диска и определяется толщина упруго-эластичного диска (она, повторяем, зависит от внедрения поршня управления в диск при максимальном открытии атмосферного клапана).

$$h_1 \geq h^{\max} = \frac{h_a^{\max}}{\varepsilon^{\max}}, \quad (3.114)$$

где h_1 – толщина упруго-эластичного диска;

h^{\max} – максимальная глубина зоны деформации упруго-эластичного диска;

h_a^{\max} – внедрение поршня управления в упругий диск при максимальном открытии атмосферного клапана;

ε^{\max} – максимальная относительная деформация диска.

При этом величиной максимальной относительной деформацией ε^{\max} , входящей в данную зависимость, необходимо задаться (как следует из [56], для обеспечения линейной зависимости усилия от деформации значение максимальной относительной деформации должно удовлетворять условию $\varepsilon^{\max} \leq 0,3$).

С другой стороны глубина зоны деформации упруго-эластичного диска h определяется внутренним трением в зоне деформации и сопротивлением сдвига на границах между зонами деформации и зависит от удельного усилия на поршне управления и от соотношения $\frac{d}{D}$ [57].

Определим удельное усилие на поршне управления, необходимое для преодоления внутреннего трения и сдвигов на границах зоны деформации просуммировав (3.105) и (3.109):

$$p_{\text{ТС}} = 2\tau_k \left[\frac{h}{d} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d}{D}} + \frac{d}{h} \cdot \left[\frac{1}{6} + \frac{\frac{1}{3} \frac{d^3}{D^3} - \frac{d}{D} + \frac{2}{3}}{2 \frac{d}{D} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)} \right] \right]. \quad (3.115)$$

Перепишем данное выражение в упрощенной форме:

$$p_{\text{ТС}} = 2\tau_k \left[\frac{h}{d} \cdot a + \frac{d}{h} \cdot b \right], \quad (3.116)$$

где $a = \frac{1}{1 - \frac{d}{D}}$ и $b = \frac{1}{6} + \frac{\frac{1}{3} \frac{d^3}{D^3} - \frac{d}{D} + \frac{2}{3}}{2 \frac{d}{D} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)}$ – коэффициенты.

Очевидно, что глубина зоны деформации h должна быть меньше чем толщина упругого диска h_1 . В противном случае энергия деформации диска существенно увеличивается. На основании принципа минимума энергии деформации следует, что h должна быть при данном соотношении d/D такой, что удельное усилие $p_{\text{ТС}}$ имело бы минимальное значение. Дифференцируя правую часть равенства (3.116) по h/d с учетом принятого допущения, что $\tau_k = \text{const}$ и приравнивая производную нулю получим:

$$a - \frac{b}{\left(\frac{h}{d} \right)^2} = 0. \quad (3.117)$$

Решая уравнение (3.116) относительно h/d определим равенство:

$$\frac{h}{d} = \sqrt{\frac{b}{a}}. \quad (3.118)$$

Подставим в равенство (3.118), соответствующее минимуму энергии для деформации диска значения коэффициентов a , b и после преобразований данное равенство примет вид:

$$\frac{h}{d} = \sqrt{\frac{1 - \frac{d}{D}}{3 \frac{d}{D} \left(1 + \frac{d}{D}\right)}}. \quad (3.119)$$

Равенство (3.119) определяет отношение минимальной глубины очага деформации упругого диска к диаметру поршня управления соответствующее минимуму затрат энергии на деформацию сдвига и внутреннего трения.

С учетом равенства (3.119) и значения толщины упруго-эластичного диска (3.114) можно сделать следующий шаг синтеза параметров следящего устройства – вычисление диаметров d и D :

$$d = \frac{h_1}{\sqrt{\frac{1 - \frac{d}{D}}{3 \frac{d}{D} \left(1 + \frac{d}{D}\right)}}}, \quad (3.120)$$

$$D = d \sqrt{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.121)$$

Теперь, зная h_1 и D , легко определить характеристики материала упруго-эластичного диска, а выбрав модуль E его упругости – проверить диск на прочность по зависимости (3.122), в которой первое слагаемое характеризует напряжение в диске из-за изменения его формы, а второе определяет напряжение при сжатии.

$$\sigma^P = \frac{h_a^{\max}}{h_1} E(A + 2\mu_{\text{тр}} C) + \frac{4F_{\text{ш}}^{\sigma}}{\pi D^2} \leq [\sigma], \quad (3.122)$$

где σ^P – напряжения в упруго-эластичном элементе при нагрузке на штоке $F_{\text{ш}}^{\sigma}$;

E – модуль упругости материала упруго-эластичного элемента;

A и C – коэффициенты определены в (3.112);

$\mu_{\text{тр}}$ – коэффициент трения;

$F_{\text{ш}}^{\sigma}$ – усилие на штоке усилителя, соответствующее регламенту испытаний на долговечность;

$[\sigma]$ – условная прочность упругого материала диска.

Причем в нашем случае в зависимость (3.122) необходимо подставлять значение напряжения при сжатии, соответствующее силе F_{III}^{σ} на штоке при испытании усилителя на долговечность. И если условие, которое и представляет собой зависимость (3.122), не выполняется, то следует выполнить одно или, при необходимости, несколько мероприятий:

- взять другой упруго-эластичный материал для диска;
- уменьшить относительное сжатие диска или, если это возможно,
- уменьшить внедрение поршня управления в диск при максимальном открытии атмосферного клапана.

Полученные значения геометрических параметров диска определяются точкой с на статической характеристике тормозного управления (см. рис. 3.13).

Следующий шаг синтеза параметров следящего устройства – определение зазора между торцом поршня управления и упруго-эластичным диском в момент открытия атмосферного клапана.

Начальная зона нечувствительности (Oa на рис. 3.13) в основном определяется параметрами пружины 8 толкателя и пневматически неуравновешенной частью затвора 9 клапана (см. рис. 3.12), а участки aa' и $a'b$ характеристики (см. рис. 3.13) при срабатывании усилителя – величиной зазора δ и объемом ΔV полости между торцом поршня управления и упруго-эластичным диском. Второй участок зоны нечувствительности (aa') характерен для случая выдавливания упруго-эластичного диска в отверстие до соприкосновения с торцом поршня управления. При этом диск сжимается усилием F'_{III} на величину Δh_1 (см. рис. 3.13 и рис. 3.15), что определяет объем ΔV выдавленного в отверстие материала

$$\Delta V = \Delta h_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.123)$$

где ΔV – объем материала упруго-эластичного элемента выдавливаемого в отверстие до соприкосновения с торцом поршня управления;

Δh_1 – сжатие упруго-эластичного диска, при котором выдавленный материал упруго-эластичного элемента коснется торца поршня управления.

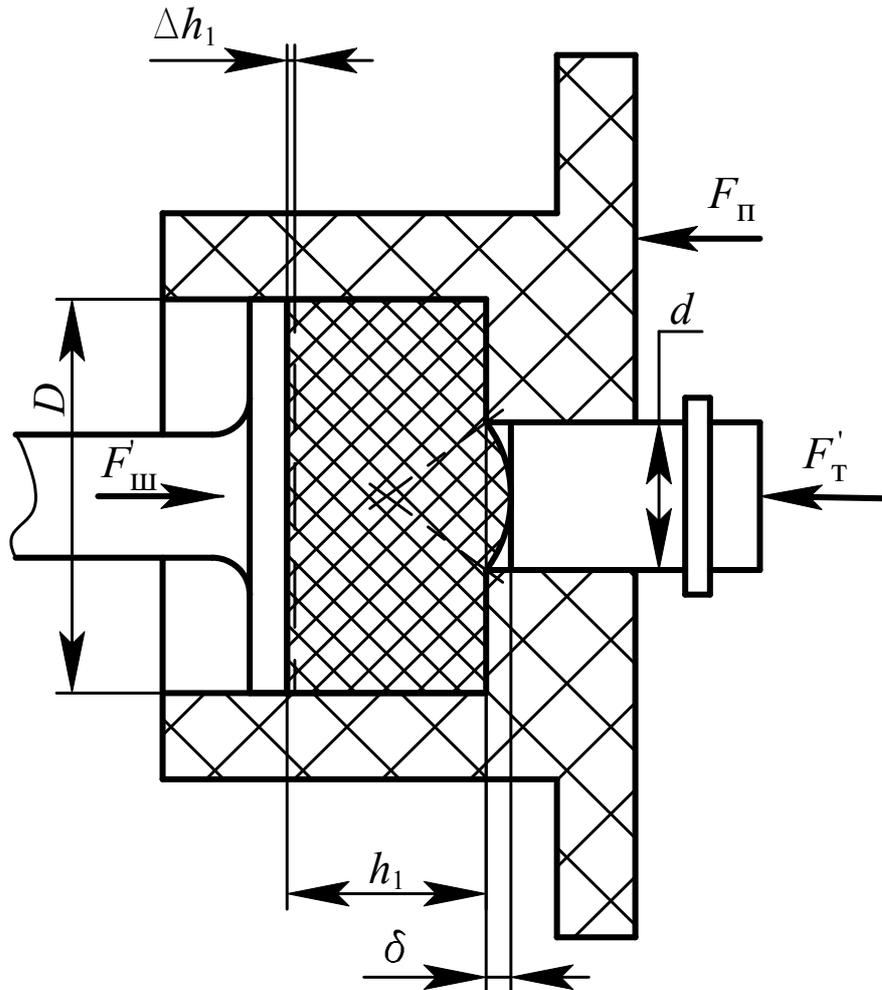


Рис. 3.15. Схема для описания объема выдавливаемого упруго-эластичного элемента через геометрические параметры следящего устройства

С другой стороны, тот же объем можно выразить через зазор δ между диском и торцом поршня управления в момент открытия атмосферного клапана. Это вполне возможно, если допустить, что напряжения вдоль кромки упруго-эластичного диска, расположенной на входе в отверстие цилиндра поршня управления, распределяются равномерно, то, объем ΔV выдавленного материала имеет форму шарового сегмента. Но известно, что объем такого сегмента зависит от радиуса его основания и высоты [59].

Причем в нашем случае высота сегмента равна зазору δ , а радиус основания – половине диаметра поршня управления. Тогда объем ΔV выдавленного материала, допустив, что $\Delta V = \Delta V_{III}$ можно подсчитать по формуле (3.124).

$$\Delta V = \Delta V_{\text{ш}} = \pi\delta \left(\frac{d^2}{8} + \frac{\delta^2}{6} \right), \quad (3.124)$$

где ΔV – объем выдавленного материала упруго-эластичного элемента;

ΔV – объем шарового сегмента;

δ – высота шарового сегмента равная зазору между торцом поршня управления и упруго-эластичным элементом в момент открытия атмосферного клапана.

Соотношение d и δ для реальных конструкций вакуумных усилителей таково, что второе слагаемое в формуле (3.124) не превышает одного процента от первого слагаемого. Поэтому с достаточной точностью объем выдавленного в отверстие материала до соприкосновения с торцом поршня управления можно определить по (3.125), упростив формулу (3.124).

$$\Delta V = \frac{\pi d^2}{8} \delta. \quad (3.125)$$

Очевидно, что, решая совместно уравнения (3.123) и (3.125), легко найти величину зазора δ , соответствующую усилию $F'_{\text{ш}}$, при котором упруго-эластичный элемент сжимается на величину Δh_1 , а выдавливаемый материал касается торца поршня управления:

$$\delta = \frac{2D^2 \Delta h_1}{d^2}. \quad (3.126)$$

В формулу (3.126), как видим, входит величина сжатия Δh_1 упруго-эластичного диска. Определяется она по усилию $F'_{\text{ш}}$ следующим образом.

Усилие $F'_{\text{ш}}$ на штоке вакуумного усилителя в общем виде записывается в виде

$$F'_{\text{ш}} = \frac{\pi D^2}{4} p_1. \quad (3.127)$$

где $F'_{\text{ш}}$ – усилие на штоке усилителя в момент касания упруго-эластичного элемента торца поршня управления.

В свою очередь, входящее в формулу (3.127) удельное усилие p_1 на штоке усилителя для следящего устройства с плоским днищем при хорошей смазке с учетом зависимости (3.61) можно рассчитать по зависимости

$$p_1 = \sigma \left[\left(2 + \mu_{\text{тр}} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{тр}} \frac{h_1}{D} \right]. \quad (3.128)$$

Напряжение σ при сжатии упругого диска определяется его относительной деформацией ε и в соответствии с [52] можно записать

$$\sigma = \varepsilon E = \frac{\Delta h_1}{h_1} E, \quad (3.129)$$

где σ – напряжение сжатия упруго-эластичного диска;

ε – относительная деформация диска при усилении $F'_{\text{ш}}$ на штоке усилителя.

Решая совместно (3.128) и (3.129) получим значение величины деформации упруго-эластичного диска при действии на него сжимающего усилия $F'_{\text{ш}}$:

$$\Delta h_1 = \frac{4F'_{\text{ш}} h_1}{\pi D^2 E \left[\left(2 + \mu_{\text{тр}} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{тр}} \frac{h_1}{D} \right]}. \quad (3.130)$$

И затем подставить (3.130) в (3.126), получим, таким образом, формулу (3.131) определяющую величину зазора δ , при котором на штоке усилителя в момент касания упруго-эластичного элемента торца поршня управления будет сформировано усилие $F'_{\text{ш}}$

$$\delta = \frac{8F'_{\text{ш}} h_1}{\pi d^2 E \left(\left(2 + \mu_{\text{тр}} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{тр}} \frac{h_1}{D} \right)}. \quad (3.131)$$

Дальнейшее повышение давления в атмосферной полости усилителя приводит к увеличению усилия $F_{\text{п}}$ на поршне. При этом выдавливание упруго-эластичного диска сопровождается увеличением

площади его контакта с торцом поршня управления, что обуславливает появление следящего действия и рост усилий на толкателе F_T и штоке $F_{ш}$. Это соответствует переходной зоне статической характеристики (участок $a'b$ на рис. 3.13).

После заполнения упруго-эластичным элементом зазора переходная зона заканчивается и наступает следящий режим работы усилителя. При этом усилие $F_{шо}$ на штоке в случае плоского днища (см. рис. 3.7 $2\gamma = 180^\circ$) с учетом зависимости (3.67) дает формула (3.132)

$$F_{шо} = \sigma_\delta (2 + \mu_{тр}) \ln \frac{D^2}{d^2} \times \left[(3 + \mu_{тр}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{тр} \frac{h_1}{D} \right] \frac{\pi D^2}{4}. \quad (3.132)$$

где σ_δ – напряжение сжатия упруго-эластичного диска при усилении на штоке усилителя $F_{шо}$.

При этом напряжение σ_δ в диске можно определить по формуле (3.133), выразив сжатие диска при заполнении зазора через выдавленный объем

$$\sigma_\delta = \varepsilon_\delta E = \frac{\Delta h_\delta}{h_1} E = \frac{4\Delta V_\delta}{\pi D^2 h_1} E, \quad (3.133)$$

$\varepsilon_\delta = \frac{\Delta h_\delta}{h_1}$ – относительная деформация диска при усилении $F_{шо}$ на штоке усилителя (Δh_δ – сжатие упруго-эластичного диска при заполнении полости сформированной зазором перед поршнем управления);

$\Delta V_\delta = \frac{\pi D^2}{4} \Delta h_\delta$ – объем выдавленного материала заполнившего полость перед поршнем управления (равен объему этой полости вследствие допущения не сжимаемости материала).

Чтобы на штоке усилителя при заполнении полости перед поршнем управления сформировалось усилие $F_{шо}$, необходимо обеспечить определенное значение объема ΔV_δ этой полости. И его величину можно получить, решая совместно уравнения (3.132) и (3.133)

$$\Delta V_{\delta} = \frac{F_{\text{шп}} h_1}{E(2 + \mu_{\text{тр}}) \ln \frac{D^2}{d^2}} \times \frac{1}{\left[(3 + \mu_{\text{тр}}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{тр}} \frac{h_1}{D} \right]}, \quad (3.134)$$

Вследствие постоянства объема упруго-эластичного элемента очевидно если выполняется условие $\Delta V_{\delta} > \frac{\pi d^2}{4} \delta$, то для обеспечения требуемой статической характеристики и деформирования упруго-эластичного диска необходимо сформировать дополнительную полость объемом Δ . При этом итоговый объем полости, в которую выдавливается диск, может быть описан зависимостью

$$\Delta V_{\delta} = \frac{\pi d^2}{4} \delta + \Delta, \quad (3.135)$$

где Δ – объем дополнительной полости.

Первое слагаемое в формуле (3.135) описывает объем полости, сформированной зазором δ перед плоским торцом поршня управления. Второе слагаемое это объем дополнительной полости, которую можно сформировать, если торец поршня управления выполнить не в виде плоской поверхности, а например, сферической или как показано на рис. 3.16 б, конусной.

В случае конусной поверхности торца поршня управления объем Δ дополнительной полости определяется по формуле (3.136),

$$\Delta = \frac{\pi d^2}{4} \delta_1 - V_{\text{к}} = \frac{\pi d^2}{4} \delta_1 - \frac{1}{12} \pi d^2 \delta_1 = \frac{1}{6} \pi d^2 \delta_1, \quad (3.136)$$

где $V_{\text{к}} = \frac{1}{12} \pi d^2 \delta_1$ – объем конуса [60] на торце поршня управления;

δ_1 – высота конусного днища поршня управления.

Угол конусной поверхности γ_1 торца поршня управления, учитывая, что $\delta_1 = \frac{d}{2} \text{tg} \gamma_1$, определим с помощью зависимости (3.137).

$$\gamma_1 = \arctg \left(12 \frac{\Delta}{\pi d^3} \right), \quad (3.137)$$

γ_1 – угол конусной поверхности днища поршня управления.

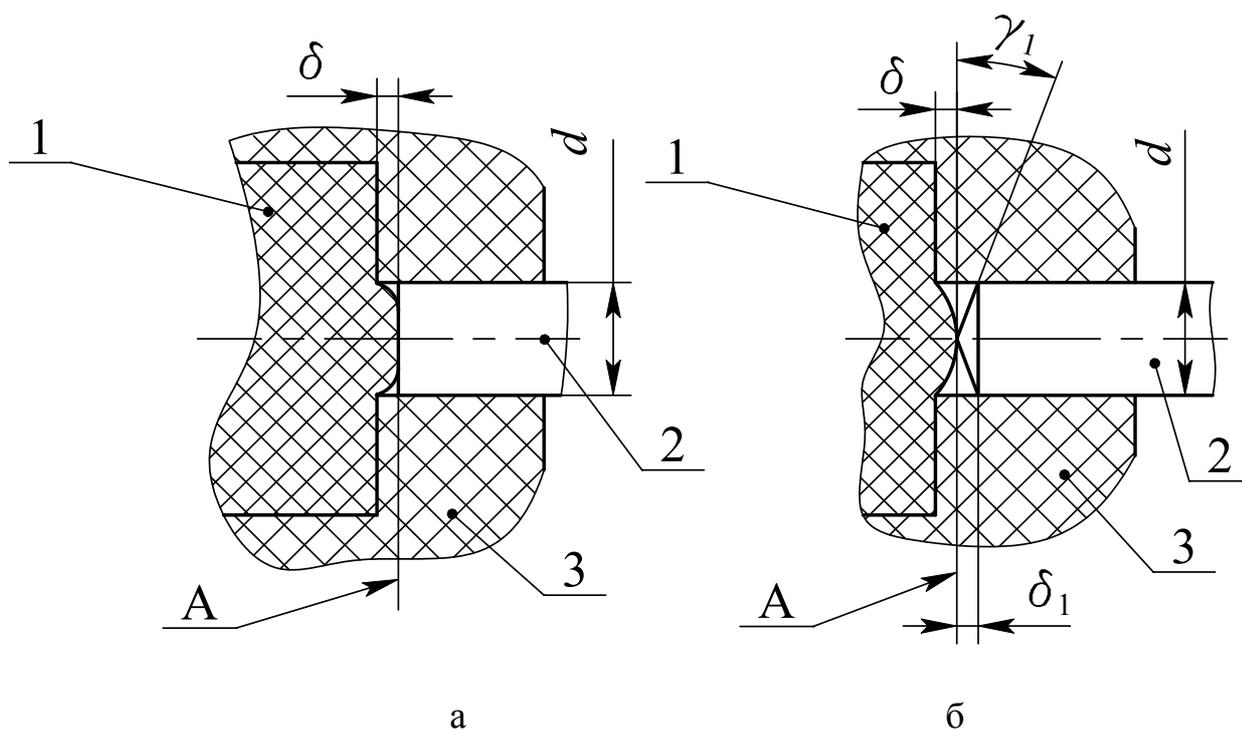


Рис. 3.16. Схемы следящего устройства: а – с плоским дном поршня управления; б – с конусным дном поршня управления:
 1 – упруго-эластичный элемент; 2 – поршень управления;
 3 – поршень усилителя; α_1 – угол конусной поверхности дна поршня управления; δ_1 – высота конуса дна поршня управления;
 А – плоскость, определяющая положение поршня управления в момент открытия атмосферного клапана

Таким образом, полученные формулы (3.113), (3.114), (3.120) – (3.122), (3.131), (3.134) – (3.137) позволяют конструктору на стадии проектирования определить все параметры следящего устройства с упруго-эластичным элементом, необходимые для обеспечения требуемой статической характеристики вакуумного усилителя тормозов. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим расчетную (кривая 2 на рис. 3.17) и экспериментальную (кривая 1) статические характеристики вакуумного усилителя тормозов ХАДИ-3510010. Как видим, они практически совпадают. Однако выполненные по рассмотренной выше методике расчеты показывают, что изготовленный в соответствии с ней упруго-эластичный диск при длительной работе может разрушиться, так как напряжения в нем в режиме насыщения превышают условный предел прочности материала.

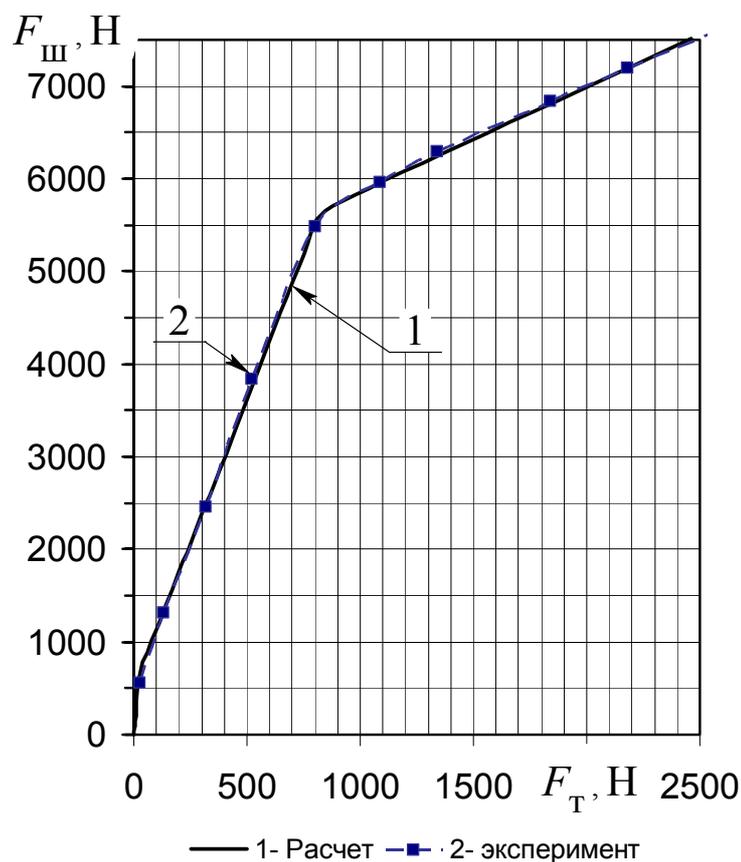


Рис. 3.17. Статические характеристики вакуумного усилителя тормозов ХАДИ-3510010

Поэтому для гарантии безотказной работы усилителя толщину диска целесообразно увеличить с 6 до расчетных 7,1 мм, его диаметр D – до 29,9, а диаметр d поршня управления – до 11,8 мм. При этом статическая характеристика усилителя останется прежней, а долговечность его следящего устройства резко повысится.

3.4. Особенности рабочего процесса упруго-эластичного следящего устройства в режиме насыщения усилителя по давлению

Для анализа рабочего процесса следящего устройства вакуумного усилителя в режиме насыщения по давлению рассмотрим статические характеристики, представленные на рис. 3.18.

Каждый участок статической характеристики 1 (рис. 3.18) определяет напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного элемента следящего устройства вакуумного усилителя (см. рис. 3.19).

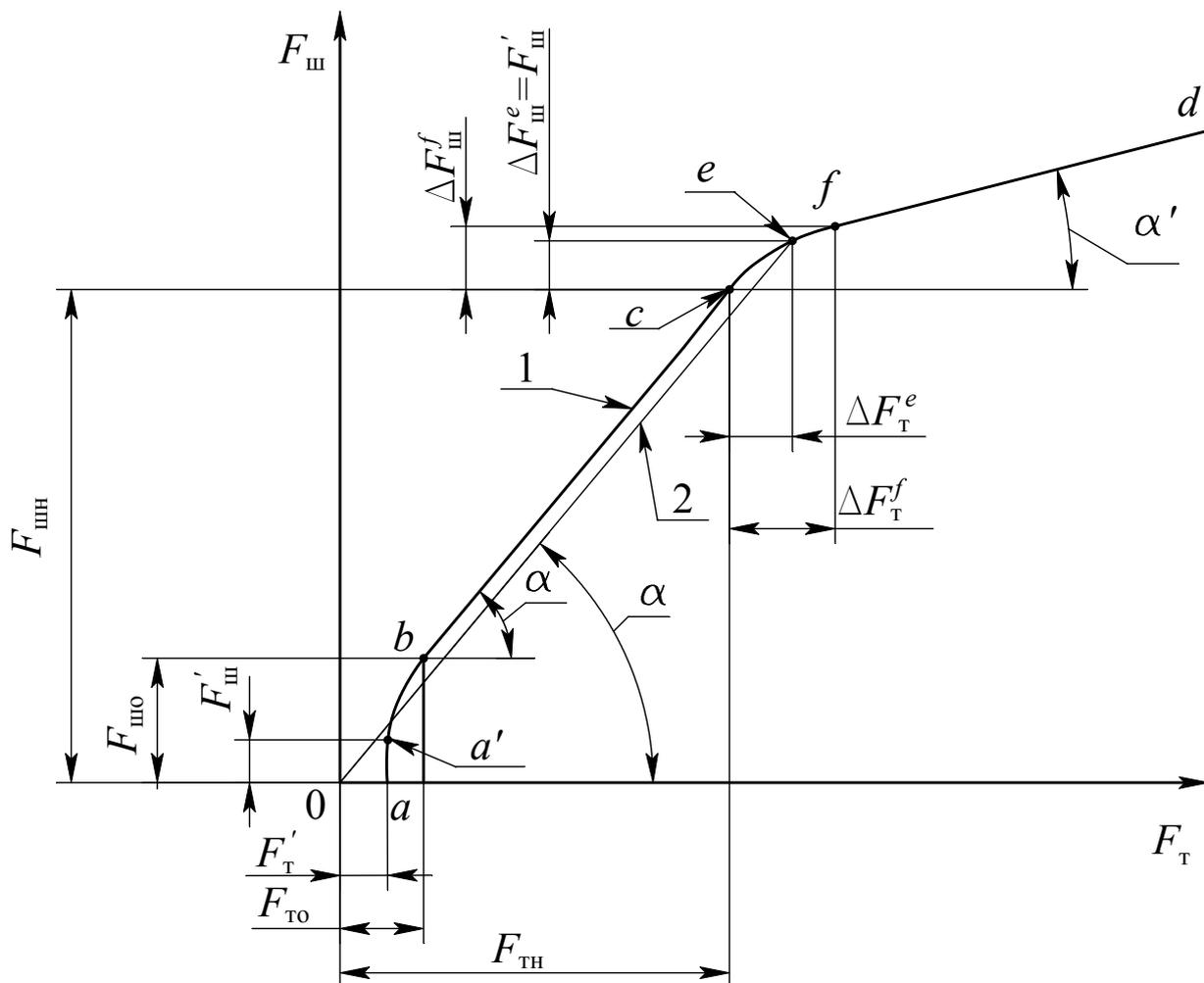


Рис. 3.18. Статические характеристики вакуумного усилителя $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$:

1 – с начальной нечувствительностью (зазор $\delta > 0$); 2 – без начальной нечувствительности (зазор $\delta = 0$); $F_{\text{т}}', F_{\text{ш}}'$ – усилие соответственно на поршне управления и штоке усилителя при открытии атмосферного клапана в момент касания упруго-эластичного элемента торца поршня управления (точка a' на характеристике); $F_{\text{т}0}, F_{\text{ш}0}$ – усилие соответственно на поршне управления и штоке усилителя после выдавливания упруго-эластичного элемента в зазор перед поршнем управления; $F_{\text{тн}}, F_{\text{шн}}$ – усилие соответственно на поршне управления и штоке усилителя при насыщении усилителя; c – точка насыщения усилителя по давлению при зазоре $\delta > 0$;
 e – точка насыщения усилителя по давлению при зазоре $\delta = 0$

Для того чтобы установить связь между усилием на входе $F_{\text{т}}$ и выходе $F_{\text{ш}}$ вакуумного усилителя тормозов в режиме его насыщения по давлению необходимо выполнить анализ характера изменения деформации и напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента следящего устройства.

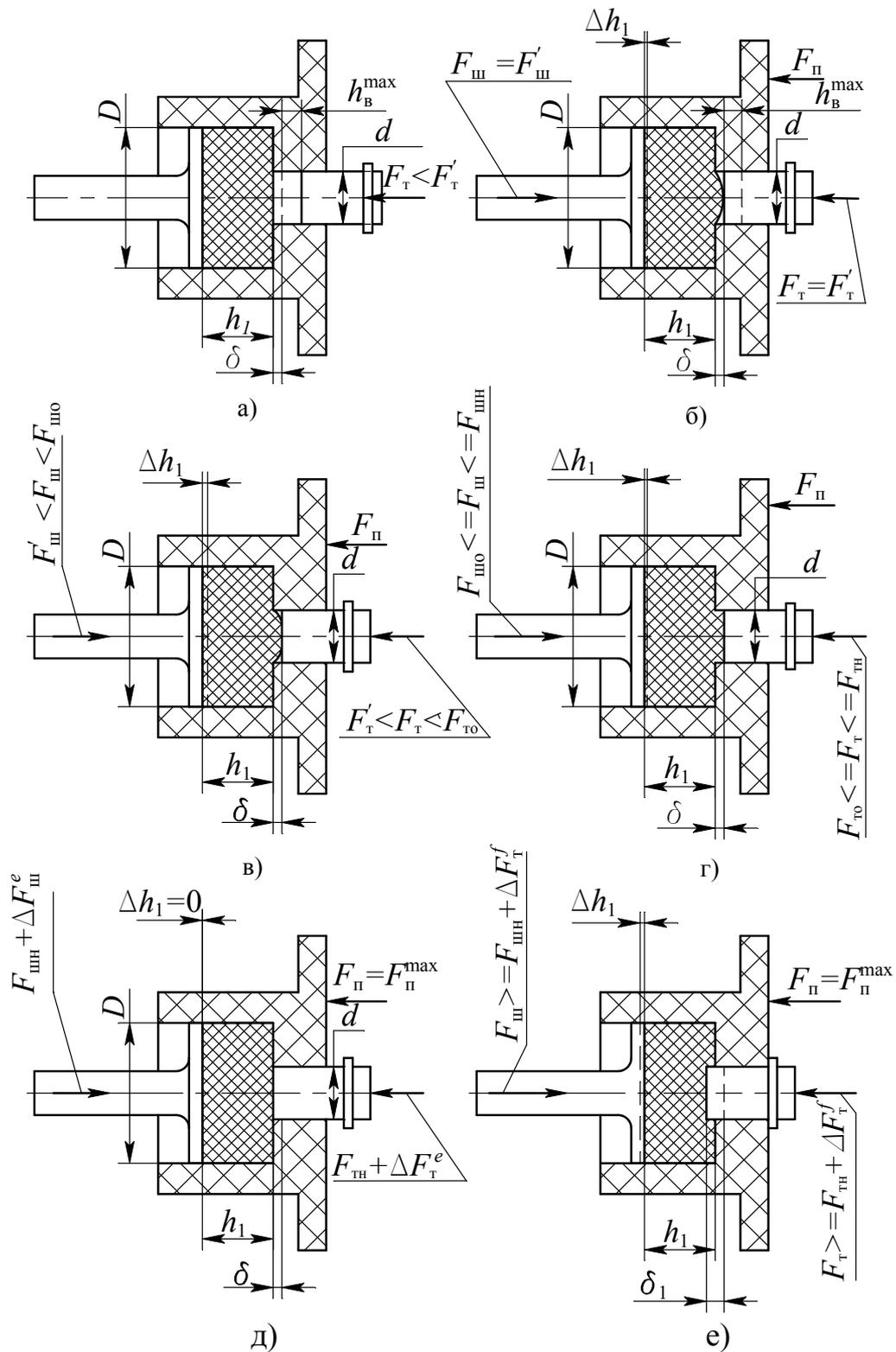


Рис. 3.19. Схема напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента следящего устройства вакуумного усилителя: а, б – в зоне нечувствительности усилителя; в – в переходной зоне; г – в зоне следящего действия усилителя; д, е – в зоне насыщения усилителя по давлению; d, D – диаметры торцов, соответственно поршня управления и штока усилителя, взаимодействующих с упруго-эластичным элементом

В зоне отсутствия следящего действия $0aa'$ (см. рис. 3.18) вакуумный усилитель тормозов может находиться в двух состояниях:

$0a$ – усилие на толкателе F_T не достаточно для открытия атмосферного клапана, при этом состояние упруго-эластичного элемента соответствует рис. 3.19а;

aa' – усилие на толкателе F'_T обеспечивает перемещение поршня управления на расстояние h_B^{\max} достаточное для закрытия вакуумного клапана и открытия атмосферного клапана. При этом усилие F_{II} , сформированное перепадом давления на поршне усилителя, выдавливает упруго-эластичный элемент в отверстие до соприкосновения его с торцом поршня управления (см. рис. 3.19 б). Точка a' на характеристике соответствует моменту касания упруго-эластичного элемента торца поршня управления. В этом случае на штоке усилителя сформировано усилие F'_{III} [57].

В переходной зоне $a'b$ характеристики появляется следящее действие усилителя. Нелинейный характер зоны $a'b$ обусловлен изменяющейся площадью контакта упруго-эластичного элемента с торцом поршня управления (рис. 3.19в). Данная зона, соответствует заполнению зазора материалом упруго-эластичного элемента с момента касания торца поршня управления (рис. 3.19б) до полного прилегания к его торцу (рис. 3.19г). Концу переходной зоны характеристики (точка b) усилия на толкателе и на штоке соответственно равны F_{To} и F_{IIIo} . При этом зазор полностью заполняется материалом упруго-эластичного элемента, и усилитель переходит в режим следящего действия (соответствует участку bc статической характеристики см. рис. 3.18).

В этом случае напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного элемента следящего устройства соответствует рисунку 3.19г.

В зоне насыщения усилителя по давлению (участок $cefd$ на рис. 3.18) упруго-эластичный элемент следящего устройства имеет два характерных состояния как показано на рис. 3.19д и 3.19е. Начало зоны насыщения соответствующее точке c характерно тем, что в атмосферной полости вакуумного усилителя давление воздуха достигает максимального значения и равно атмосферному давлению. В этом случае увеличение усилия на поршне управления вызывает открытие атмосферного клапана, но изменения перепада

давления на поршне усилителя не происходит. При этом поршень управления внедряется в упруго-эластичный элемент (см. рис. 3.19 д и 3.19 е).

В зоне насыщения усилителя по давлению его характеристика имеет две определяющие точки e и f . Точка e на характеристике соответствует состоянию следящего устройства, в котором упруго-эластичный элемент выдвинут из зазора δ и принял исходную форму – форму диска (рис. 3.19 д). Точка f статической характеристики усилителя соответствует состоянию его следящего устройства, в котором поршень управления максимально внедрился в упруго-эластичный элемент до образования жесткой механической связи с поршнем усилителя (рис. 3.19 г).

Внедрение поршня управления в упруго-эластичный элемент обуславливает увеличение в нем действующих напряжений и как следствие увеличения давления на его торец, которое в общем случае равно [54]:

$$\Delta p_i = \frac{\delta_i}{h_1} E(A + 2\mu_{\text{тр}} C), \quad (3.138)$$

где Δp_i – увеличение давления упруго-эластичного элемента на торец поршня управления;

δ_i – внедрение поршня управления в упруго-эластичный элемент;

h_1 – толщина упруго-эластичного диска;

E – модуль упругости материала упруго-эластичного диска;

A и C – коэффициенты определены в (3.112);

$\mu_{\text{тр}}$ – коэффициент трения.

Для перемещения поршня управления на величину зазора δ , при котором упруго-эластичный элемент принимает форму диска, необходимо на толкателе обеспечить приращение усилия ΔF_T^e . С учетом выражения (3.138) можно записать:

$$\Delta F_T^e = \frac{\delta}{h_1} E(A + 2\mu_{\text{тр}} C) S_{\text{пу}}, \quad (3.139)$$

где δ – внедрение поршня управления в упруго-эластичный элемент равное величине зазора;

$$S_{\text{пу}} = \frac{\pi d^2}{4} - \text{площадь торца поршня управления.}$$

В соответствии с приращением усилия ΔF_{T}^e приложенного к толкателю на штоке усилителя будет сформировано усилие $\Delta F_{\text{ш}}^e$. Поскольку усилитель находится в режиме насыщения, постольку приращение усилия на штоке определяется приращением усилия на толкателе и свойствами следящего устройства. Для точки e статической характеристики можно записать:

$$\Delta F_{\text{ш}}^e = \Delta F_{\text{T}}^e \text{tg}\alpha', \quad (3.140)$$

где $\text{tg}\alpha'$ – коэффициент усиления следящего устройства вакуумного усилителя.

Коэффициент усиления $\text{tg}\alpha'$ следящего устройства оценивает отношение приращения выходного сигнала к приращению входного сигнала после насыщения усилителя по давлению. Для определения коэффициента усиления следящего устройства $\text{tg}\alpha'$ рассмотрим равенство (3.141), которое определяет приращение усилия на штоке после насыщения усилителя по давлению:

$$\Delta F_{\text{ш}} = \Delta F_{\text{T}} + \mu_{\text{тр}} \pi D h_1 \Delta \sigma, \quad (3.141)$$

где $\Delta \sigma$ – приращение напряжения деформации в зоне прилегания упруго-эластичного элемента к штоку при внедрении поршня управления.

В правой части выражения (3.141) второй компонент характеризует силы трения упруго-эластичного элемента о стенки отверстия в поршне. При внедрении поршня управления 6 в упруго-эластичный элемент, объем деформируемой цилиндрической зоны 1 уменьшается, и часть материала вытесняется в кольцевую зону 2 (см. рис. 3.20) [57]. Это обуславливает перемещение части объема из кольцевой зоны 2 в кольцевую зону 3 и смещение поршня усилителя 5 относительно поршня управления 6 до образования жесткой связи 8. Знак «+» в уравнении (3.141) обусловлен тем, что направление сил трения τ со стороны поршня усилителя, приложенных к материалу упруго-эластичного диска в кольцевой зоне деформации 2 совпадает с направлением усилия на поршне управления 6.

Учитывая, что приращение напряжения деформации в недеформированной зоне 4 упруго-эластичного элемента (см. рис. 3.20) при внедрении в него поршня управления равно:

$$\Delta\sigma = \frac{4\Delta F_T}{\pi D^2}. \quad (3.142)$$

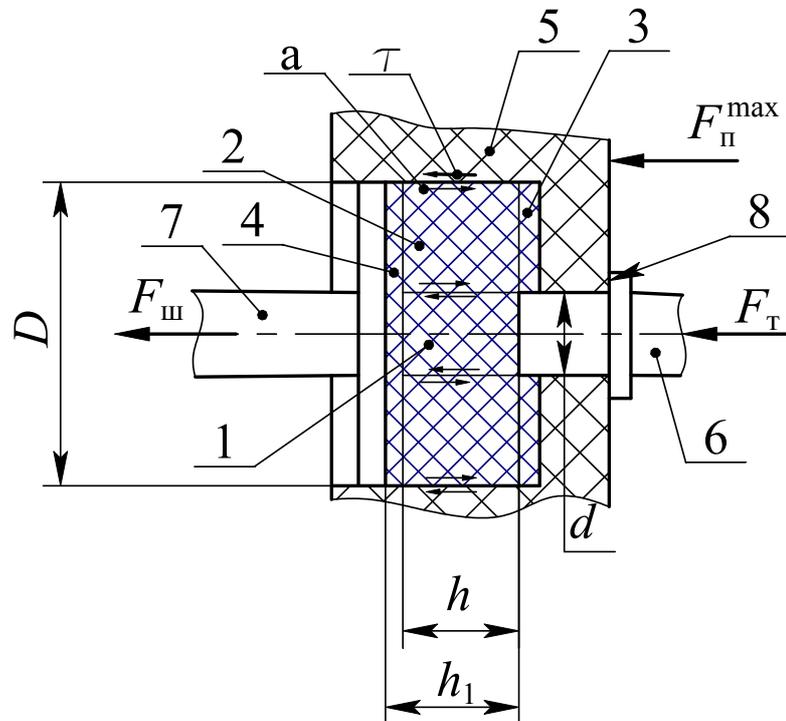


Рис. 3.20. Схема деформации упруго-эластичного диска следящего устройства вакуумного усилителя в режиме насыщения по давлению:
 1 – цилиндрическая зона деформации; 2 – кольцевая зона деформации;
 3 – кольцевая зона вытесняемого объема; 4 – недеформированная зона;
 5 – поршень усилителя; 6 – поршень управления; 7 – шток;
 8 – жесткая механическая связь поршня управления с поршнем усилителя;
a – направление сдвига при деформации упруго-эластичного диска;
τ – направление сил трения поршня

Из равенства (3.141) несложно получить зависимость приращения усилия на штоке от приращения усилия на толкателе

$$\Delta F_{ш} = \Delta F_T \left(1 + 4\mu_{тр} \frac{h_1}{D} \right). \quad (3.143)$$

Приращение усилия на толкателе после точки *c* до величины ΔF_T^f определяет максимальное внедрение поршня управления

в упруго-эластичный элемент и образование жесткой механической связи с поршнем усилителя, что соответствует точке f статической характеристики (рис. 3.18).

Приращение усилия ΔF_T^f в соответствии с выражением (3.138) определяет уравнение (3.144).

$$\Delta F_T^f = \frac{\delta_1}{h_1} E(A + 2\mu_{\text{тр}} C) S_{\text{пу}} \quad (3.144)$$

где δ_1 – внедрение поршня управления в упруго-эластичный элемент при максимальном открытии атмосферного клапана усилителя.

Прирост усилия на толкателе ΔF_T^f вызывает соответствующее увеличение усилия на штоке $\Delta F_{\text{ш}}^f$:

$$\Delta F_{\text{ш}}^f = \Delta F_T^f \operatorname{tg} \alpha' \quad (3.145)$$

С учетом (3.145), определим коэффициент усиления следящего устройства вакуумного усилителя:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{\Delta F_{\text{ш}}}{\Delta F_T} = 1 + 4\mu_{\text{тр}} \frac{h_1}{D}. \quad (3.146)$$

Выражение (3.146) отражает зависимость коэффициента усиления следящего устройства вакуумного усилителя от геометрических параметров упруго-эластичного диска и коэффициента трения.

С учетом полученных зависимостей можно определить усилие на штоке вакуумного усилителя в режиме насыщения по давлению после образования жесткой связи между поршнем управления и поршнем усилителя:

$$F_{\text{ш}}^d = F_{\text{шн}} + (F_T^d - F_{\text{Тн}}) \operatorname{tg} \alpha' \quad (3.147)$$

где $F_T^d, F_{\text{ш}}^d$ – усилие соответственно на толкателе и штоке вакуумного усилителя тормозов в режиме его насыщения по давлению.

Таким образом, определен характер деформации упруго-эластичного элемента следящего устройства, установлены связь между усилием на входе и выходе вакуумного усилителя тормозов в

режиме его насыщения по давлению и зависимость коэффициента усиления следящего устройства от его геометрических параметров.

Полученные зависимости (3.138, 3.139, 3.144 – 3.147) позволяют конструктору на стадии проектирования определить статическую характеристику вакуумного усилителя тормозов со следящим устройством на основе упруго-эластичного диска в режиме насыщения по давлению и оценить влияние на эту характеристику геометрических параметров упруго-эластичного диска.

На рис. 3.21 представлена экспериментальная статическая характеристика 1 вакуумного усилителя тормозов ХАДИ-3510010.

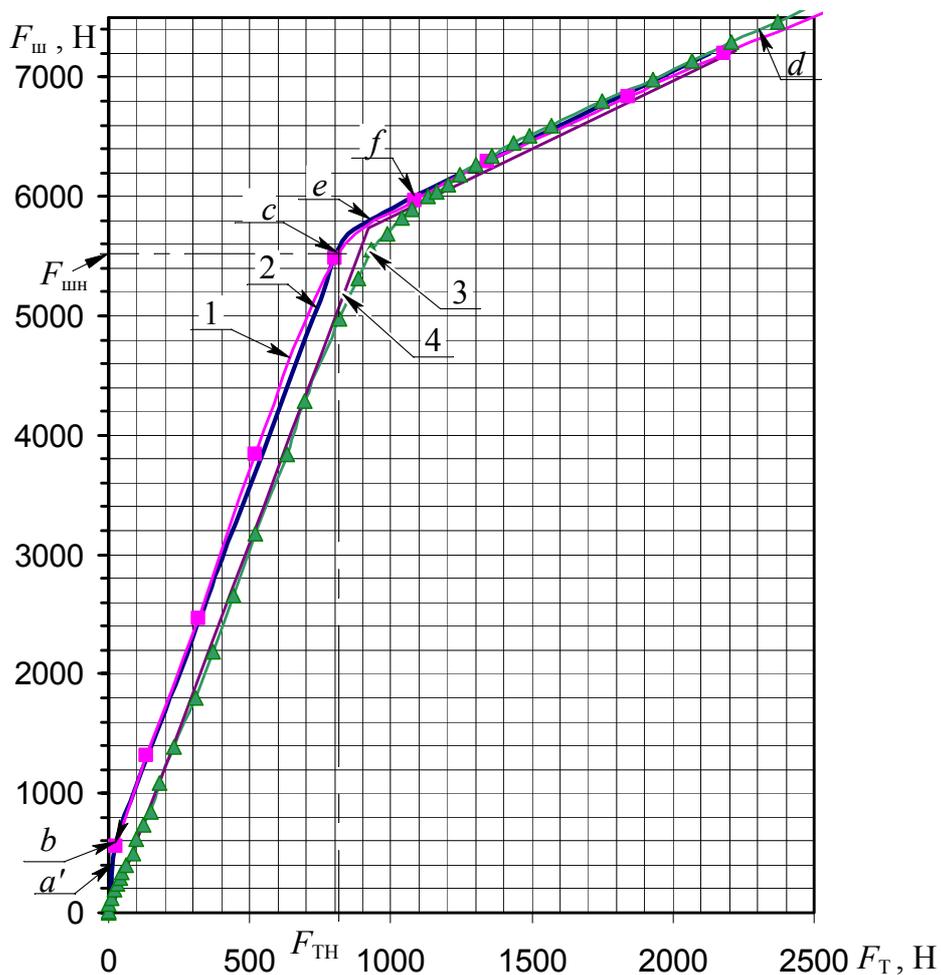


Рис. 3.21. Экспериментальная и расчетная статические характеристики вакуумного усилителя ХАДИ-3510010:

- 1 – экспериментальная характеристика; 2 – расчетная характеристика;
- 3, 4 – экспериментальная и расчетная характеристики усилителя без начальной нечувствительности; точки a' , b , c , e , f , d соответствуют рис. 3.18

На этом же рисунке нанесена и расчетная характеристика 2 этого же усилителя, построенная по разработанным зависимостям. Хорошее соответствие расчетных значений экспериментальным данным – очевидно. Экспериментально подтверждено, что коэффициент усиления следящего устройства в режиме насыщения по давлению больше единицы, в частности для вакуумного усилителя ХАДИ-3510010 определено что $\operatorname{tg}\alpha' = 1,08 \div 1,12$.

На рис. 3.21 нанесены также экспериментальная 3 и расчетная 4 статические характеристики вакуумного усилителя, не имеющего начальной нечувствительности. Для получения экспериментальной характеристики 3 в усилителе ХАДИ-3510010 был увеличен линейный размер поршня управления на величину зазора $\delta = 0,5$ мм. Хорошее совпадение этих характеристик еще раз подтверждает адекватность описания напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного диска следящего устройства.

4.1. Математическое описание рабочих процессов вакуумного усилителя

Математическая модель вакуумного усилителя создана на основе схемы, представленной на рис. 4.1. С помощью этой математической модели можно целенаправленно выбирать параметры вакуумного усилителя, а также исследовать их влияние на качество слежения и быстродействие.

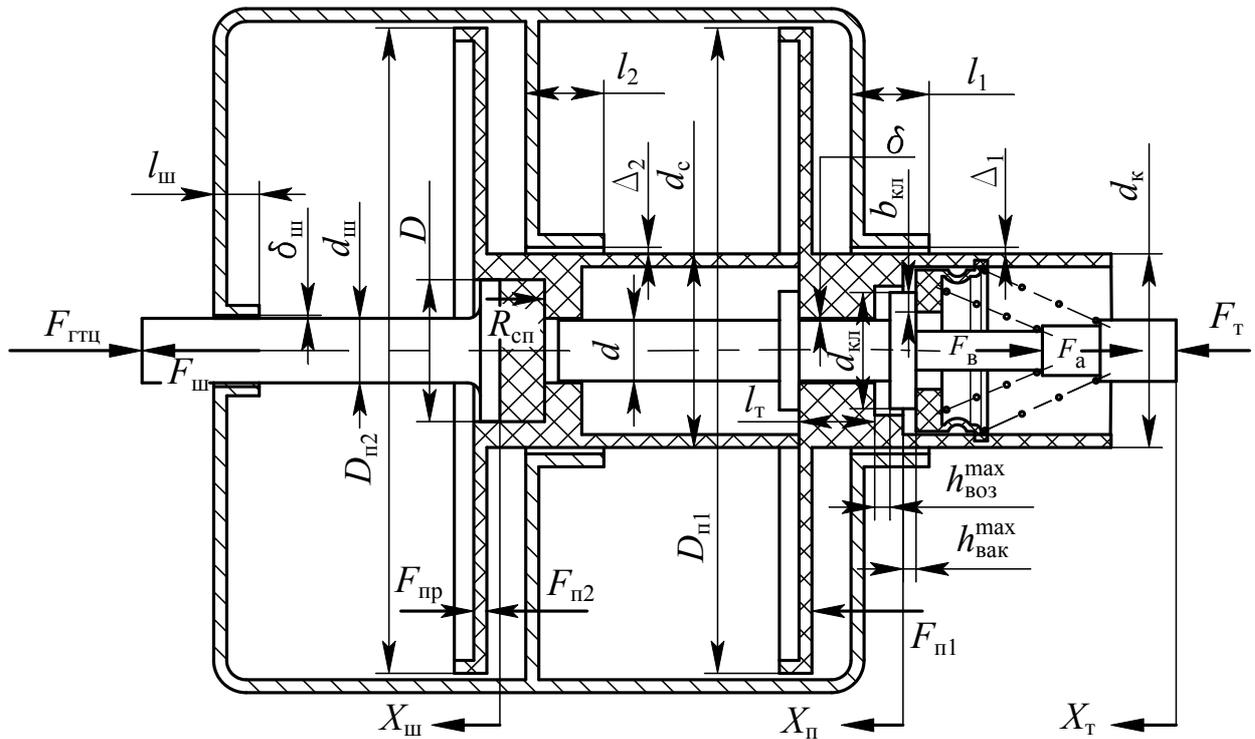


Рис. 4.1. Динамическая схема двухкамерного вакуумного усилителя тормозов

При составлении модели приняты следующие допущения:

- связь выхода усилителя с входом главного тормозного цилиндра (ГТЦ) абсолютно жёсткая, т.е. $C_{св} = \infty$;
- жёсткость опоры усилителя $C_{оп} = \infty$;
- жёсткость корпусных элементов усилителя $C_{к} = \infty$;

- разрежение в вакуумном ресивере постоянно $[p_B] = \text{const}$;
- температура воздуха в течение процесса торможения не изменяется.

В разработанной математической модели отражены рабочие процессы:

- перемещение толкателя с поршнем управления, поршней и штока под воздействием сил в функциональной зависимости от входного усилия и реакций следящего устройства;
- изменение давления следящего устройства на поршень управления, поршень и шток в зависимости от деформации упруго-эластичного диска;
- состояние клапанов, как функция перемещения штока относительно поршня;
- наполнения и опорожнения полостей, а также динамического изменения состояния воздуха в рабочих полостях переменного объёма усилителя в функции состояния клапанов.

4.1.1 Моделирование динамического состояния толкателя с поршнем управления вакуумного усилителя

Динамическое состояние толкателя вакуумного усилителя определяется соотношением движущих сил и сил сопротивления. Движущей силой толкателя с поршнем управления является усилие, формируемое водителем и прикладываемое к нему через педальный привод тормозов. С противоположной стороны к поршню управления прикладывается нагрузка в виде давления упруго-эластичного диска следящего устройства, формирующая усилие сопротивления на его торце. Для обеспечения функционирования вакуумного усилителя толкатель в исходном положении удерживается возвратной пружиной, а между упруго-эластичным диском следящего устройства и его торцом поршня управления сформирован зазор.

Динамическое состояние толкателя с поршнем управления следует рассматривать в зависимости от его положения относительно следящего устройства и поршня усилителя:

- при отсутствии контакта торца поршня управления с упруго-эластичным элементом следящего устройства, т. е. в зоне нечувствительности усилителя;

– при контакте торца поршня управления с упругим элементом, т. е. в зоне следящего действия усилителя;

– при контакте поршня управления с поршнем усилителя, т.е. в зоне насыщения усилителя по давлению.

В общем виде динамическое состояние толкателя с поршнем усилителя вакуумного усилителя можно представить в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{при } X_T - X_{\Pi} < h_{\text{вак}}^0 \\ m_T \cdot \ddot{X}_T + k_T \cdot (\dot{X}_T - \dot{X}_{\Pi}) + F(c_a) = F_T + S_{\text{кл}} \cdot \Delta p; \\ \text{при } X_T - X_{\Pi} \geq h_{\text{вак}}^0 \\ m_T \cdot \ddot{X}_T + k_T \cdot (\dot{X}_T - \dot{X}_{\Pi}) + F(c_a, c_b) = F_T + S_{\text{кл}} \cdot \Delta p - R_{\text{ст}}; \\ \text{при } X_T - X_{\Pi} = h_{\text{вак}}^0 + h_{\text{атм}}^{\text{max}} \\ (m_T + m_{\Pi}) \cdot \ddot{X}_T + k_{\Pi} \dot{X}_T + F(c_a, c_b, c_{\Pi}) = F_T - R_{\text{ст}} - R_{\text{пт}}, \end{array} \right. \quad (4.1)$$

где m_T – масса толкателя с поршнем управления (далее толкатель);

$\ddot{X}_T, \dot{X}_T, X_T$ – ускорение, скорость и перемещение толкателя усилителя;

\dot{X}_{Π}, X_{Π} – скорость и перемещение поршня усилителя;

k_T – коэффициент вязкого трения толкателя [61];

$F(c_a)$ – усилие возвратной пружины атмосферного клапана;

$F(c_a, c_b)$ – суммарное усилие пружин атмосферного и вакуумного клапанов;

F_T – управляющее усилие водителя, приведенное к толкателю;

$S_{\text{кл}}$ – пневматически неуравновешенная площадь клапана;

Δp – перепад давления на неуравновешенной площади клапана;

$R_{\text{ст}}$ – реакция следящего устройства, действующая на толкатель;

$R_{\text{пт}}$ – реакция поршня, действующая на толкатель (см. п. 4.1.5);

$h_{\text{вак}}^0$ – высота открытия окна вакуумного клапана в исходном состоянии усилителя;

$h_{\text{атм}}^{\text{max}}$ – максимальная высота открытия атмосферного клапана усилителя.

Второй компонент в уравнениях системы (4.1) представляет собой силу динамического сопротивления движению толкателя определяемую вязким трением в сопряжении с поршнем. Как видно из (4.1) динамическое сопротивление движению толкателя определяет коэффициент вязкого трения k_T в зависимости от его скорости относительно поршня. Зависимость коэффициента вязкого трения k_T от параметров сопряжения толкателя с поршнем в условиях смазки может быть определена из уравнения, выражающего закон жидкостного трения Ньютона [62 – 65]:

$$T = \mu F \frac{d\dot{x}}{dy}, \quad (4.2)$$

где T – сила трения, возникающая при относительном движении слоев жидкости (смазки);

μ – динамический коэффициент вязкости смазки в сопряжении;

F – площадь рассматриваемого слоя смазки или стенки, соприкасающейся с ней;

$\frac{d\dot{x}}{dy}$ – поперечный градиент скорости;

\dot{x} – скорость рассматриваемого слоя смазки или соприкасающейся стенки;

y – расстояние между слоями смазки или стенками, соприкасающимися с ней.

Уравнение (4.2) описывает изменение силы вязкого трения между слоями смазки в зазоре сопряжения толкателя и поршня.

Площадь стенки F , соприкасающейся со смазкой в случае движения толкателя равна площади направляющей в поршне.

Поперечный градиент скорости $\frac{d\dot{x}}{dy}$ представляет собой изме-

нение скорости, приходящейся на единицу длины, отсчитываемой в направлении, перпендикулярном скорости. Для случая прямолинейного движения это отношение разницы скоростей рассматриваемых слоев на расстояние между ними.

С учетом выше изложенного и уравнения (4.2) сила вязкого трения между толкателем и поршнем равна

$$T = \mu \pi d l_T \frac{\dot{X}_T - \dot{X}_П}{0,5(d_H - d)}, \quad (4.3)$$

где d – диаметр толкателя;

d_H – диаметр направляющей в поршне;

l_T – длина скользящего сопряжения толкателя с поршнем усилителя.

Из уравнения (4.3) можно выразить коэффициент вязкого трения толкателя:

$$k_T = \mu \frac{\pi d l_T}{\delta_T}, \quad (4.4)$$

где $\delta = 0,5(d_H - d)_T$ – радиальный зазор в сопряжении между толкателем и поршнем.

Как видно из (4.4) коэффициент вязкого трения зависит от динамической вязкости смазки и параметров сопряжения.

При движении толкателя пружины клапанов создают усилие сопротивления:

$$F(c_a, c_b) = F_a + F_b = c_a(a + X_T - X_П) + c_b(b + X_T - X_П - h_{\text{вак}}^0), \quad (4.5)$$

где c_a, c_b – жесткость пружин соответственно атмосферного и вакуумного клапанов;

a, b – предварительная деформация пружин клапанов соответственно атмосферного и вакуумного.

4.1.2. Уравнение движения поршня усилителя

Движущая сила поршня вакуумного усилителя при затормаживании формируется перепадом давления на его активной площади и неуравновешенной площади, обусловленной выступающими из вакуумной камеры корпусом клапанов и штоком, демпфированием толкателя относительно поршня, клапанными пружинами. При этом нагрузкой для поршня является реакция следящего устройства.

Дифференциальное уравнение движения поршня вакуумного усилителя имеет вид:

$$\begin{aligned}
 & m_{\Pi} \cdot \ddot{X}_{\Pi} + k_{\Pi} \cdot \dot{X}_{\Pi} + F_{\text{пр}} + R_{\text{СП}} = \\
 & = \sum_{i=1}^n F_{\Pi i} + k_{\text{T}} \cdot (\dot{X}_{\text{T}} - \dot{X}_{\Pi}) + F(c_{\text{а}}, c_{\text{в}}),
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

где m_{Π} – суммарная масса поршней усилителя (для однокамерного усилителя масса поршня);

\ddot{X}_{Π} – ускорение поршней усилителя;

k_{Π} – коэффициент вязкого трения поршней усилителя;

$\sum_{i=1}^n F_{\Pi}$ – суммарное усилие n поршней усилителя;

$F_{\text{пр}}$ – текущее усилие возвратной пружины поршней усилителя;

$R_{\text{СП}}$ – реакция следящего устройства на поршень усилителя (определена ниже см. (4.21)).

Второй компонент в уравнении (4.6) представляет собой силу динамического сопротивления движению поршней определяемую вязким трением в сопряжении с корпусом. Динамическое сопротивление определяет коэффициент вязкого трения поршня и скорость движения. Для поршней усилителя коэффициент вязкого трения с учетом (4.2) можно вычислить по формуле

$$k_{\Pi} = \mu\pi \left(\frac{d_{\text{к}} l_1}{\Delta_1} + \frac{d_{\text{с}} l_2}{\Delta_2} \right),
 \tag{4.7}$$

где l_1, l_2 – длина скользящего сопряжения первого и второго поршней с направляющими корпуса;

$d_{\text{к}}, d_{\text{с}}$ – диаметр соответственно корпуса клапанов первичного поршня и ступицы вторичного поршня;

Δ_1, Δ_2 – радиальный зазор в сопряжении соответственно между первичным поршнем и направляющей корпуса и вторичным поршнем и направляющей корпуса.

Суммарное усилие поршней в случае двухкамерного усилителя описывает зависимость:

$$\sum_{i=1}^2 F_{\Pi i} = S_{\Pi 1}(p_{a1} - p_{B1}) + S_{\Pi 2}(p_{a2} - p_{B2}) + (S_K - S_{\text{ш}}) \cdot (p_0 - p_{B1}), \quad (4.8)$$

где $S_{\Pi 1}, S_{\Pi 2}$ – активные площади поршней;

$S_K, S_{\text{ш}}$ – активные площади соответственно корпуса клапанов и штока усилителя;

$p_0, p_{a1}, p_{a2}, p_{B1}, p_{B2}$ – абсолютное давление соответственно атмосферное, в атмосферных полостях и вакуумных полостях усилителя.

Последний компонент в уравнении (4.8) характеризует пневматическую неуравновешенность поршней вакуумного усилителя.

Активные площади поршней усилителя, корпуса клапанов, и штока определяют формулы

$$S_{\Pi 1} = \frac{\pi}{4}(D_{\Pi 1}^2 - d_K^2); \quad S_{\Pi 2} = \frac{\pi}{4}(D_{\Pi 2}^2 - d_c^2);$$

$$S_K = \frac{\pi d_K^2}{4}, \quad S_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4}, \quad (4.9)$$

где $D_{\Pi i}$ – активный диаметр i -го поршня усилителя.

$d_{\text{ш}}$ – активный диаметр штока.

4.1.3. Уравнение движения штока усилителя

Движение штока усилителя происходит за счет внешней силы формируемой давлением следящего устройства на торец штока и характеризуется дифференциальным уравнением:

$$m_{\text{ш}} \cdot \ddot{X}_{\text{ш}} + k_{\text{ш}}^{\Pi} (\dot{X}_{\text{ш}} - \dot{X}_{\Pi}) + k_{\text{ш}}^K \dot{X}_{\text{ш}} + F_{\text{ГТЦ}} + S_{\text{ш}} (p_0 - p_{B1}) = F_{\text{ш}}, \quad (4.10)$$

где $m_{\text{ш}}$ – масса штока;

$\ddot{X}_{\text{ш}}, \dot{X}_{\text{ш}}$ – ускорение и скорость движения штока;

$k_{\text{ш}}^{\Pi}, k_{\text{ш}}^K$ – коэффициент вязкого трения штока соответственно относительно направляющей в поршне и направляющей в корпусе усилителя;

$F_{\text{гтц}}$ – усилие сопротивления движению штока, приложенное со стороны нагрузки (поршень главного тормозного цилиндра);

$F_{\text{ш}}$ – движущая сила штока.

Последний компонент в левой части уравнения (4.10) характеризует пневматическую неуравновешенность штока вакуумного усилителя.

Коэффициент вязкого трения штока в соответствии с (4.2) определяет зависимость:

$$k_{\text{ш}} = \mu \frac{\pi d_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}}}, \quad (4.11)$$

где $l_{\text{ш}}$ – длина скользящего сопряжения штока с направляющей;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр штока;

$\delta_{\text{ш}}$ – радиальный зазор в сопряжении между штоком и направляющей.

Движущая сила штока $F_{\text{ш}}$ в общем случае определяется уравнением:

$$F_{\text{ш}} = p \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4.12)$$

где p – давление следящего устройства на торец штока.

4.1.4. Математическая модель следящего устройства вакуумного усилителя

Следящему устройству вакуумного усилителя сформированного на основе упруго-эластичного диска (буфера) (см. рис. 2.3 б) присуща нелинейность в виде зоны нечувствительности. В этой зоне движение толкателя описывает первое уравнение системы (4.1). При этом движение поршня происходит согласно (4.6) в результате повышения давления воздуха в атмосферной полости через открытый атмосферный клапан, что приводит к деформации упруго-эластичного диска и образованию давления на поверхностях контакта с торцом штока и поршня усилителя. В зависимости от давления со стороны упруго-эластичного диска формируется реакция следящего устройства на поршне $R_{\text{сн}}$ и усилие, действующее на торец штока.

При динамическом воздействии на толкатель торец поршня управления вступает в контакт с упруго-эластичным диском раньше, чем начинается его выдавливание поршнем. В этом случае деформация упруго-эластичного диска происходит в замкнутом пространстве. При сжатии в замкнутом пространстве упруго-эластичный материал буфера ведет себя аналогично жидкости [53]. Упругие свойства при деформации упруго-эластичных материалов проявляются лишь в том случае, когда имеется возможность изменения его формы.

Изменение давления в буфере можно оценить из определения его жесткости. Так коэффициент относительного объемного сжатия, характеризующий изменение единицы объема буфера, приходящееся на единицу изменения давления [62]:

$$\beta = \frac{\varepsilon_v}{\Delta p}, \quad (4.13)$$

где $\varepsilon_v = \frac{\Delta V}{V_6}$ – относительное изменение объема буфера (ΔV – изменение объема буфера; V_6 – объем упруго-эластичного буфера);

Δp – изменение давления, определяющее ε_v .

Учитывая, что величина обратная коэффициенту относительного объемного сжатия является объемным модулем упругости материала буфера [62] при всестороннем сжатии, получим

$$E_6 = \frac{1}{\beta} = \Delta p \frac{V_6}{\Delta V}, \quad (4.14)$$

где E_6 – модуль объемной упругости упруго-эластичного буфера.

Откуда выразим изменение давления, приходящееся на единицу изменения объема

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_6} E_6. \quad (4.15)$$

Соответственно изменение давления во времени

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dV}{dt} \frac{E_6}{V_6}, \quad (4.16)$$

где $\frac{dV}{dt}$ – баланс скоростей изменения объема буфера обусловленных движением толкателя, поршня и штока усилителя.

С учетом значений скоростей изменения объема скорость изменения давления в буфере следящего устройства приобретет вид зависимости

$$\frac{dp}{dt} = \frac{G_T + G_{II} - G_{III}}{V_{\delta}} E_{\delta}, \quad (4.17)$$

где G_T – скорость изменения объема буфера при движении толкателя;

G_{II} – скорость изменения объема буфера при движении поршня усилителя;

G_{III} – скорость изменения объема буфера при движении штока усилителя.

Скорость изменения объема буфера при движении толкателя (4.18) определяется его скоростью и площадью торца поршня управления. При этом следует учитывать нелинейность виде зоны нечувствительности, обусловленной зазором между торцом поршня управления и буфером в исходном состоянии усилителя.

$$G_T = \begin{cases} 0, & \text{если } X_T - X_{II} < h_{\text{вак}} \\ \dot{X}_T \frac{\pi d^2}{4} & \end{cases}. \quad (4.18)$$

Скорость изменения объема буфера при движении поршня усилителя определяется его скоростью и активной площадью, взаимодействующей с буфером

$$G_{II} = \dot{X}_{II} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (4.19)$$

Скорость изменения объема буфера при движении штока определяется его скоростью и площадью торца

$$G_{III} = \dot{X}_{III} \frac{\pi D^2}{4}. \quad (4.20)$$

Интегрирование (4.17) позволяет получить текущее давление в буфере p . А соответствующая реакция упруго-эластичного диска следящего устройства $R_{\text{СП}}$, действующая на поршень определяется уравнением

$$R_{\text{СП}} = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (4.21)$$

Реакция следящего устройства $R_{\text{СТ}}$ на торец поршня управления и соответственно на толкатель имеет зону нечувствительности в пределах зазора между торцом поршня управления и буферов в исходном состоянии усилителя:

$$R_{\text{СТ}} = \begin{cases} 0, & \text{если } X_{\text{T}} < h_{\text{вак}}, \text{ или } X_{\text{П}} < h_{\text{вак}} \frac{d^2}{D^2} \\ p \frac{\pi d^2}{4} & \end{cases}. \quad (4.22)$$

4.1.5. Математическое моделирование нелинейности типа «упор»

При моделировании рабочих процессов вакуумного усилителя тормозного привода возникает необходимость моделирования нелинейности типа «упор». Конструктивно обусловлено так, что движение толкателя с поршнем управления ограничено относительно поршня усилителя упорами (см. рис. 4.2).

Для обеспечения устойчивой работы модели вакуумного усилителя целесообразно описать нелинейность типа «упор» как «упор» с конечной жесткостью.

Толкатель и поршень усилителя механически взаимодействуют между собой в двух случаях:

- толкатель догоняет поршень при интенсивном затормаживании (см. рис. 4.2. а);
- толкатель догоняет поршень при интенсивном растормаживании (см. рис. 4.2. б).

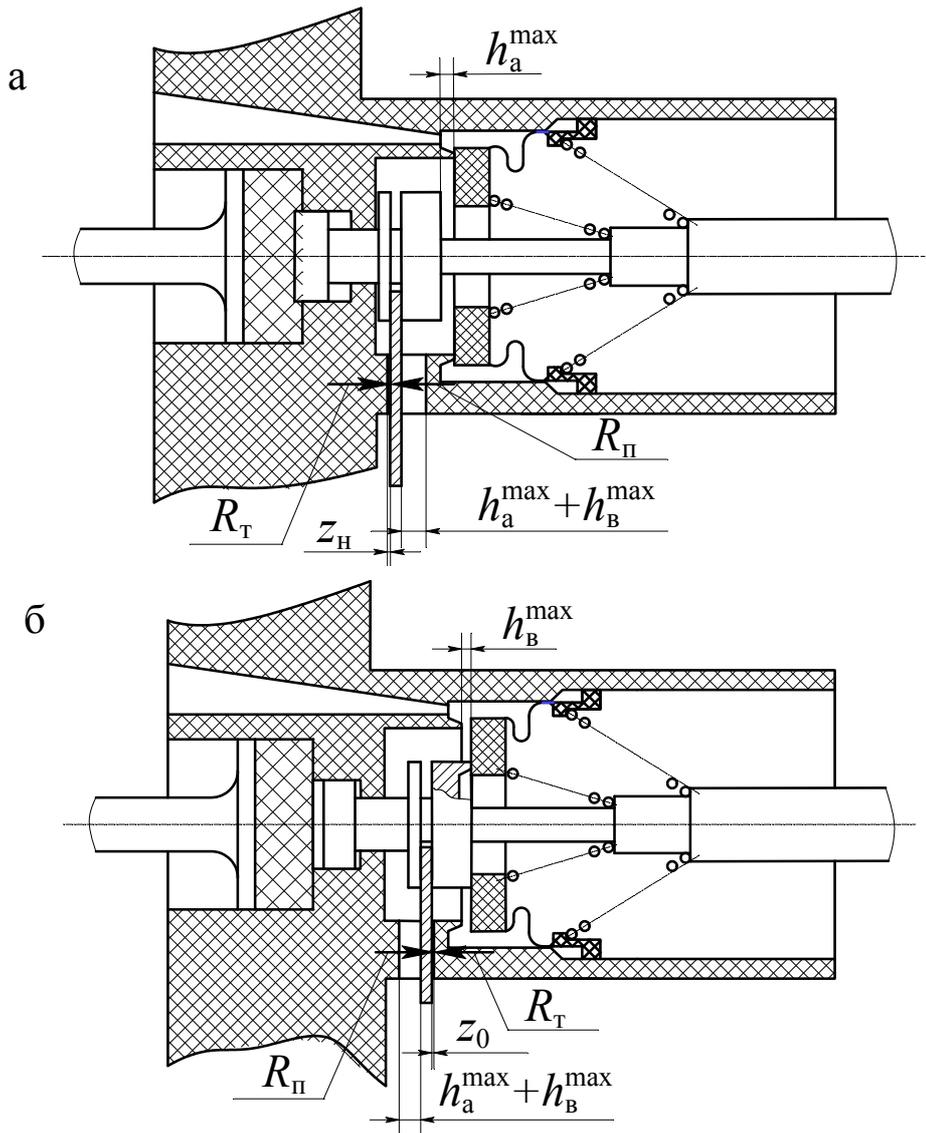


Рис. 4.2. Схема для определения реакции взаимодействия толкателя и поршня усилителя: а – при затормаживании б – при растормаживании

Реакцию взаимодействия толкателя и поршня способствующую положительному перемещению считаем положительной. В общем случае реакция взаимодействия толкателя и поршня усилителя может быть представлена в виде

$$R = \begin{cases} 0, & \text{при } z < 0 \\ F_T \left(1 - e^{-\frac{z}{z_H}} \right), & \text{при } z \geq 0; \\ z_0 c_y, & \text{при } \frac{dF_T}{dt} < 0 \text{ и } X_T - X_{\Pi} < z_0 \end{cases}, \quad (4.23)$$

где $z = X_T - X_{II} - (h_a^{\max} + h_b^{\max})$ – деформация упора при затормаживании;

z_H – максимальная величина деформации упора при затормаживании;

z_0 – деформация упора при растормаживании;

c_y – жесткость упора при растормаживании.

Максимальная деформация упоров должна задаваться как можно меньше, что не было влияния на рабочий процесс усилителя. В первом случае движущей силой толкателя является усилие F_T , формируемое водителем. Поскольку величина F_T носит стохастический характер, постольку для сохранения допустимой деформации необходимо, чтобы жесткость упора функционально зависела бы от нее. Это обеспечит заданную деформацию упора при различной реакции R . Графическое представление зависимости усилия взаимодействия R от деформации упора согласно (4.23) представлено на рисунке 4.3. Поскольку при растормаживании усилие взаимодействия толкателя и поршня определяется возвратными пружинами и реакцией следящего устройства, постольку ее величина на порядок ниже, чем в первом случае и может изменяться незначительно. Поэтому в этом случае упор можно описать постоянной жесткостью (см. рис. 4.3. б).

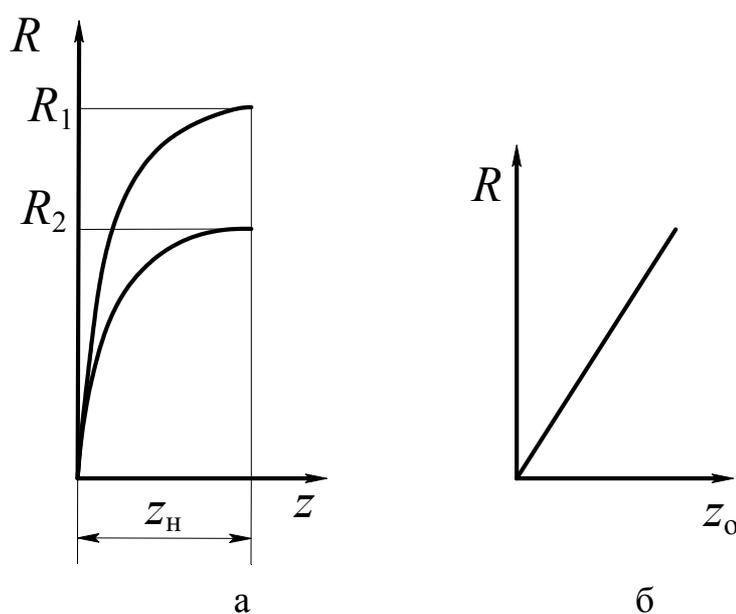


Рис. 4.3. Зависимость усилия взаимодействия толкателя и поршня усилителя: а – при затормаживании; б – при растормаживании

4.1.6. Математическая модель газодинамических процессов вакуумного усилителя тормозов

Рабочий процесс вакуумного усилителя тормозов с точки зрения газодинамических процессов представляет собой наполнение и опорожнение атмосферной и вакуумной полостей через соответствующие клапаны (регулируемые дроссели). Газодинамические процессы вакуумного усилителя тормозов отражают схемы, представленные на рис. 4.4, 4.5

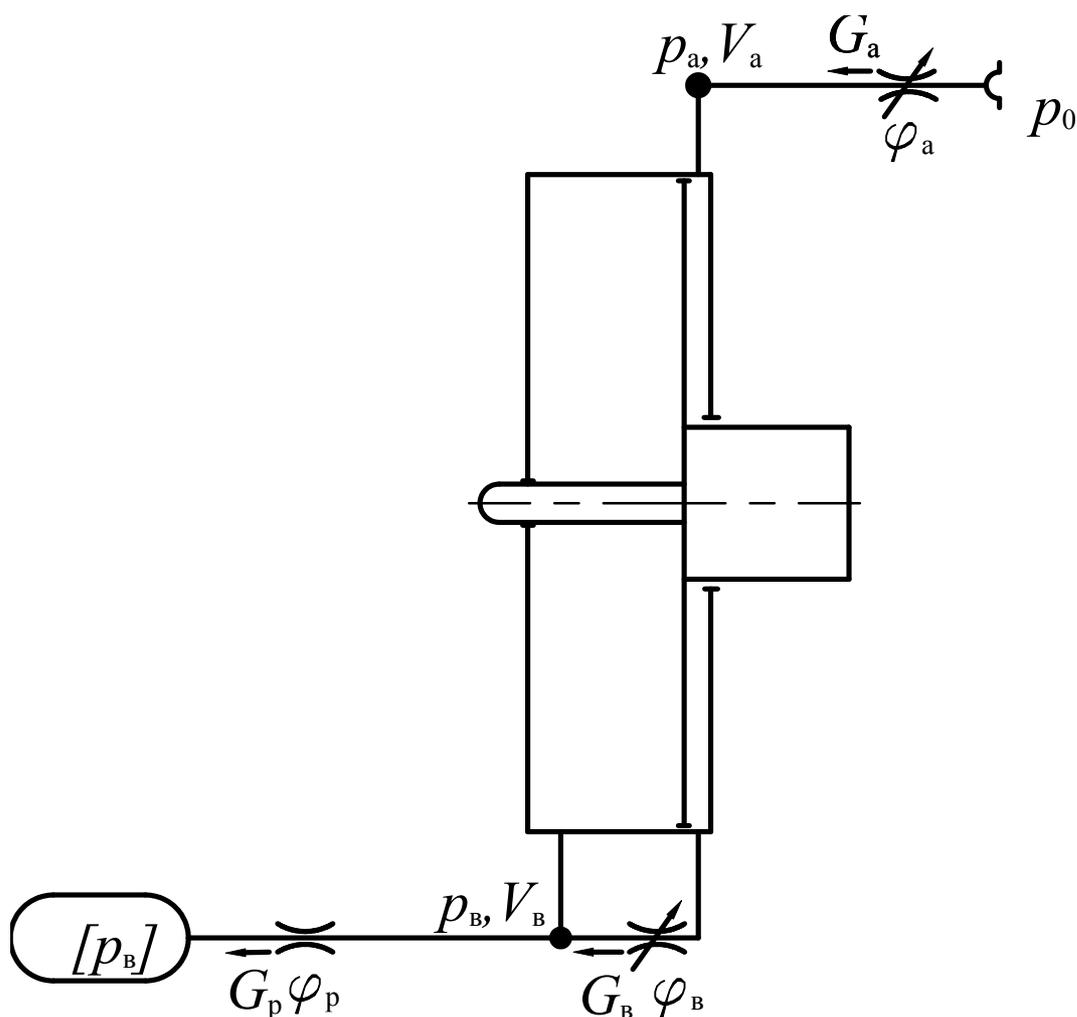


Рис. 4.4. Газодинамическая схема вакуумного усилителя с одной атмосферной полостью

В соответствии с [64] мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление (дроссель) имеет вид

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = f v_{кр} \frac{p_0}{RT} \phi(\sigma), \quad (4.24)$$

где f – площадь проходного сечения дросселя;

p_0 – давление воздуха перед дросселем;

$v_{кр} = \sqrt{kRT}$ – критическая скорость истечения воздуха (k – показатель адиабаты);

$R = 287,14 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{К}}$ – газовая постоянная для воздуха [61];

T – абсолютная температура перед дросселем;

$\phi(\sigma)$ – функция расхода через дроссель.

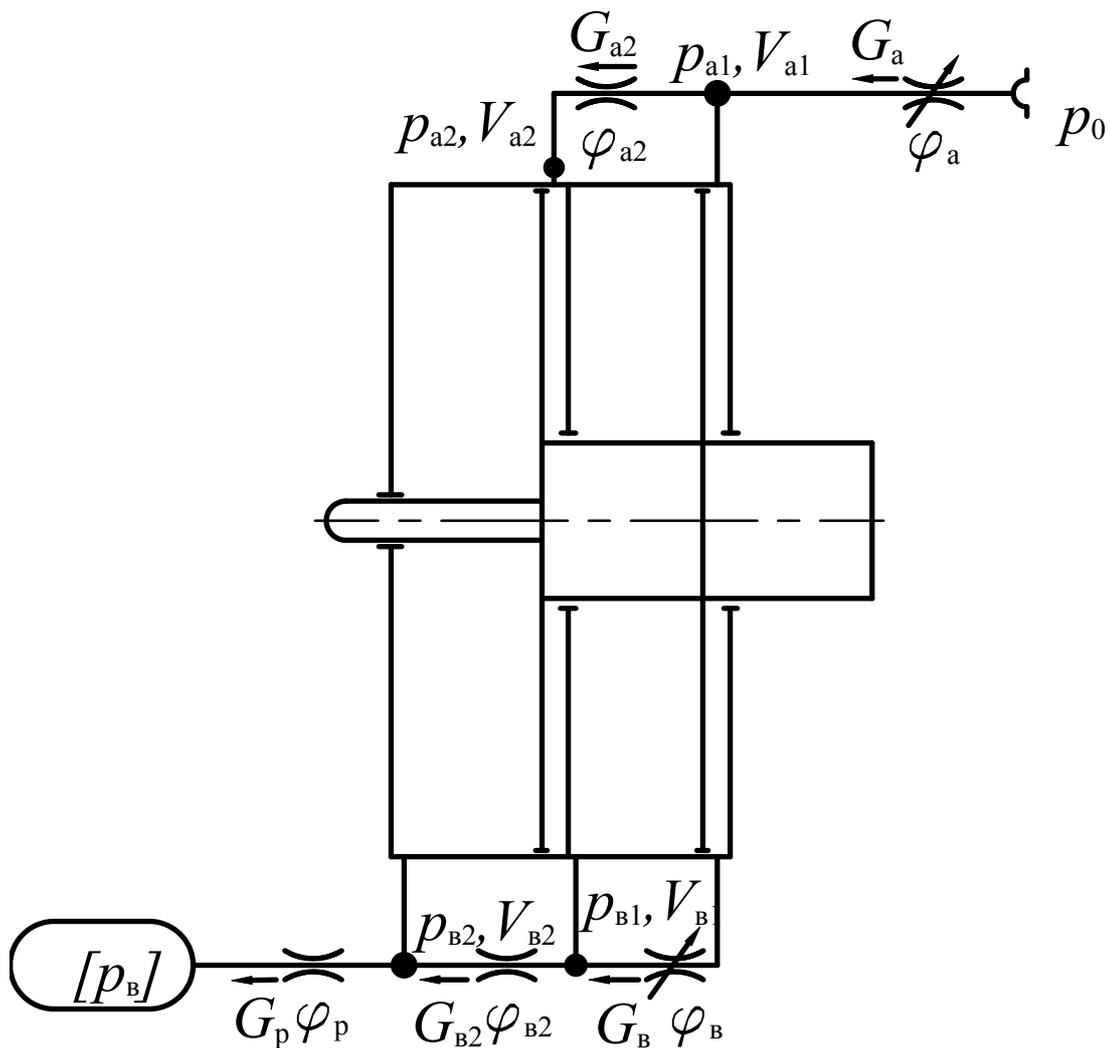


Рис. 4.5. Газодинамическая схема вакуумного усилителя с двумя атмосферными полостями

Рабочий процесс вакуумного усилителя тормозов является быстроедействующим, поэтому теплообменом между воздухом в рабочих полостях и окружающей средой в переходном процессе можно

пренебречь. В этом случае согласно [64] справедливо уравнение состояния воздуха в емкости (полости) переменного объема:

$$kRTdm = kp dV + V dp, \quad (4.25)$$

где p – давление воздуха в емкости;

V – переменный объем емкости.

После преобразования уравнение состояния воздуха в емкости переменного объема примет вид:

$$\frac{V}{kRT} \cdot \frac{dp}{dt} = \left(\frac{dm}{dt} \right)_E - \frac{p}{RT} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (4.26)$$

Левая часть уравнения (4.26) описывает состояние воздуха в емкости переменного объема, т. е. его объем и давление. Первый компонент в правой части уравнения характеризует баланс массовых расходов воздуха поступающего в емкость и вытекающего из нее. Второй компонент в правой части уравнения характеризует зависимость состояния воздуха в емкости вследствие изменения её объема.

Баланс массового расхода воздуха в емкости можно записать в виде суммы мгновенных массовых расходов через соответствующие дроссели:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_E = \sum_{i=1}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Di}, \quad (4.27)$$

где $\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Di}$ – мгновенный массовый расход воздуха, через i -й дроссель, поступающий в емкость или вытекающий из неё.

Переменную емкость в случае вакуумного усилителя можно представить в виде цилиндрической полости с перемещающимся поршнем. В этом случае скорость изменения объема полости отражает зависимость:

$$\frac{dV}{dt} = S_{\Pi} \cdot \dot{X}_{\Pi} \quad (4.28)$$

где S_{Π} – активная площадь поршня вакуумного усилителя;

\dot{X}_{Π} – скорость перемещения поршня вакуумного усилителя.

Переменный объем рабочих полостей вакуумного усилителя формирует ее объем в исходном положении и приращение объема для атмосферных полостей или уменьшение объема для вакуумных полостей при перемещении поршня:

$$V_i = V_{i0} \pm \Delta V_i = V_{i0} \pm S_i \cdot X_n, \quad (4.29)$$

где V_{i0} – начальный объем рабочей полости i .

В формуле (4.29) верхний знак следует применять для атмосферных полостей, а нижний соответственно для вакуумных полостей.

С учетом зависимостей (4.28) и (4.29) из равнения (4.26) определим скорость изменения давления в емкости переменного объема

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2} \mp \frac{p}{RT} S_n \cdot \dot{X}_n}{V_n \pm S_n \cdot X_n} kRT, \quad (4.30)$$

где $\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D1}$, $\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2}$ – мгновенный массовый расход воздуха, соответственно поступающего в полость и вытекающего из нее.

V_n – начальный объем емкости.

В зависимости (4.30) верхний знак соответствует случаю увеличения объема полости при положительной скорости поршня \dot{X}_n , а нижний знак случаю уменьшения объема полости. Газодинамическая схема вакуумного усилителя определяется его конструкцией и может быть представлена в виде одной камеры разделенной подвижным поршнем на две полости переменного объема или двух камер с поршнями соединенных последовательно (см. рис. 4.4 и 4.5). Причем в обоих случаях атмосферный и вакуумный клапаны непосредственно сообщаются с одной атмосферной полостью и одной вакуумной полостью.

В соответствии с (4.30) скорость изменения давления воздуха в атмосферной полости p_a однокамерного вакуумного усилителя определяют баланс расхода воздуха и объем атмосферной полости:

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{G_a - G_B - \frac{P_a}{RT} S_{\Pi} \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_a + S_{\Pi} \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.31)$$

где G_a – мгновенный массовый расход воздуха в полость через атмосферный клапан вакуумного усилителя;

G_B – мгновенный массовый расход воздуха из атмосферной полости через вакуумный клапан вакуумного усилителя;

V_a – начальный объем атмосферной полости вакуумного усилителя.

В случае двухкамерного вакуумного усилителя скорость изменения давления воздуха в первичной p_{a1} и вторичной p_{a2} атмосферных полостях вакуумного усилителя определяют баланс расхода воздуха и объем соответствующих полостей:

$$\frac{dp_{a1}}{dt} = \frac{G_a - G_{a2} - G_B - \frac{P_{a1}}{RT} S_{\Pi 1} \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_{a1} + S_{\Pi 1} \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.32)$$

$$\frac{dp_{a2}}{dt} = \frac{G_{a2} - \frac{P_{a2}}{RT} S_{\Pi 2} \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_{a2} + S_{\Pi 2} \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.33)$$

где G_{a2} – мгновенный массовый расход воздуха во вторичную атмосферную полость вакуумного усилителя;

V_{a1}, V_{a2} – начальный объем соответственно первичной и вторичной атмосферных полостей вакуумного усилителя.

Соответственно скорость изменения давления воздуха в вакуумной полости однокамерного вакуумного усилителя также определяют баланс расхода воздуха и объем вакуумной полости

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{G_B - G_p + \frac{P_B}{RT} S_{\Pi}^B \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_B - S_{\Pi}^B \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.34)$$

где G_p – мгновенный объемный расход воздуха через обратный клапан вакуумного усилителя;

$S_{\Pi}^B = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_{\text{ш}}^2)$ – активная площадь поршня в вакуумной полости усилителя;

V_B – начальный объем вакуумной полости вакуумного усилителя.

Для двухкамерного вакуумного усилителя скорость изменения давления воздуха в первичной и вторичной вакуумных полостях также определяют баланс расхода воздуха и объем соответствующих вакуумных полостей

$$\frac{dp_{B1}}{dt} = \frac{G_B - G_{B2} + \frac{p_{B1}}{RT} S_{\Pi1}^B \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_{B1} - S_{\Pi1}^B \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.35)$$

$$\frac{dp_{B2}}{dt} = \frac{G_{B2} - G_p + \frac{p_{B2}}{RT} S_{\Pi2}^B \cdot \dot{X}_{\Pi}}{V_{B2} - S_{\Pi2}^B \cdot X_{\Pi}} \cdot kRT, \quad (4.36)$$

где G_{B2} – мгновенный массовый расход воздуха из вторичной вакуумной полости усилителя;

$S_{\Pi1}^B = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi1}^2 - d_c^2)$ – активная площадь первичного поршня в вакуумной полости;

$S_{\Pi2}^B = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi2}^2 - d_{\text{ш}}^2)$ – активная площадь вторичного поршня в вакуумной полости;

V_{B1}, V_{B2} – начальный объем соответственно первичной и вторичной вакуумных полостей вакуумного усилителя.

При этом текущее значение абсолютного давления в полостях усилителя зависит от начального давления в полостях определяемого давлением в вакуумном ресивере:

$$p_i = [p_B] + \int_{t_1}^{t_2} \frac{dp_i}{dt}, \quad (4.37)$$

где i – индекс полости усилителя ($i = a, в$ см. рис. 4.4 и $i = a1, a2, в1, в2$ см. рис. 4.5);

t_1, t_2 – время начала и окончания динамической стадии управления процессом торможения.

Для случая вакуумного усилителя тормозного привода формула (4.24), определяющая мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление примет вид:

$$G_q = f_q \cdot v_{кр} \cdot \frac{p_{q^*}}{RT} \phi(\sigma_q), \quad (4.38)$$

где q – индекс местного сопротивления ($q = a, в$ и $р$ см. рис. 4.4 и $q = a, a2, в, в2$ и $р$ см. рис. 4.5);

f_q – площадь проходного соответствующего местного сопротивления;

p_{q^*} – давление в полости, из которой происходит истечение воздуха.

$\phi(\sigma_q)$ – функция расхода через местное сопротивление (дроссель) q .

Функция расхода через дроссель $\phi(\sigma_q)$ в общем виде с учетом положений [66] определяется выражением

$$\phi(\sigma_q) = \sqrt{\frac{1 - \sigma_q^2}{2k(\xi_q - \ln \sigma_q^2)}}, \quad (4.39)$$

где σ_q – относительное давление на соответствующем местном сопротивлении (дросселе);

ξ_q – коэффициент соответствующего местного сопротивления (дросселя).

Относительное давление σ_q определяется как отношение давлений перед дросселем и после него:

$$\sigma_q = \frac{p_q}{p_{q^*}}, \quad (4.40)$$

где p_q – давление в полости, в которую течет воздух.

Коэффициент соответствующего местного сопротивления ξ_q определяется по справочнику [67]. В частности в соответствии с известной эмпирической зависимостью для плоского тарельчатого

клапана [67] можно получить коэффициент сопротивления для атмосферного клапана (см. рис. 4.6 а):

$$\xi_a = \left(0,55 + 4 \left(\frac{b_{та}}{D_{ya}} - 0,1 \right) \right) + 0,176 \left(\frac{D_{ya}}{h_a} \right)^2, \quad (4.41)$$

где $D_{ya} = \sqrt{D_a^2 - d_a^2}$ – условный диаметр проходного сечения атмосферного клапана;

$b_{та}$ – ширина перекрытия седла атмосферного клапана затвором;

h_a – текущая высота открытия атмосферного клапана.

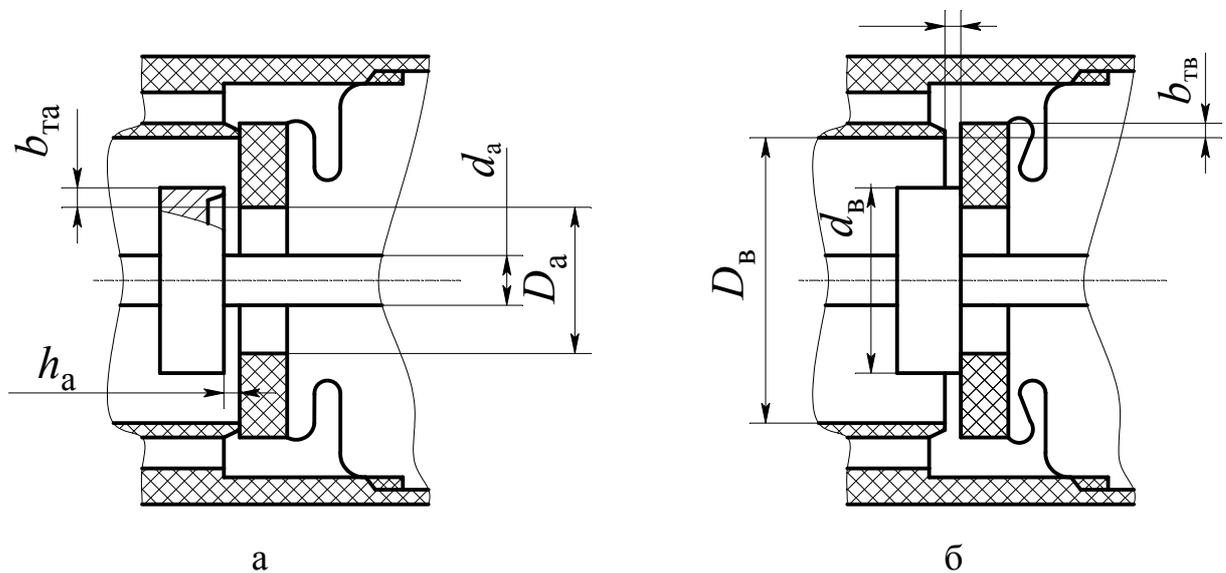


Рис. 4.6. Схема для определения коэффициента сопротивления клапанов вакуумного усилителя: а – атмосферного, б – вакуумного

И соответственно для вакуумного клапана коэффициент сопротивления описывается выражением

$$\xi_b = \left(0,55 + 4 \left(\frac{b_{тв}}{D_{yb}} - 0,1 \right) \right) + 0,176 \left(\frac{D_{yb}}{h_b} \right)^2, \quad (4.42)$$

где $D_{yb} = \sqrt{D_b^2 - d_b^2}$ – условный диаметр проходного сечения вакуумного клапана;

$b_{тв}$ – ширина перекрытия седла вакуумного клапана затвором;

h_b – текущая высота открытия вакуумного клапана.

4.1.7. Математическое описание динамического состояния клапанного устройства вакуумного усилителя

Математическое описание динамического состояния клапанного устройства представляет собой зависимости величин открытия окон h_a атмосферного и вакуумного h_b клапанов. Величина открытия клапана определяется смещением затвора от соответствующего седла. Смещение затвора клапана от соответствующего седла зависит от взаимного положения толкателя с размещенным на нем седлом атмосферного клапана и поршня усилителя с размещенным на нем седлом вакуумного клапана.

В общем случае величину открытия вакуумного клапана h_b описывает зависимость

$$h_b = \begin{cases} X_{\Pi} - X_T - h_b^0, & \text{если } X < h_b^{\max} - h_b^0 \\ X_{\Pi} - X_T - h_b^{\max}, & \text{если } X \geq h_b^{\max} - h_b^0, \\ 0, & \text{если } X_T - X_{\Pi} \geq h_b^0 - \delta_b \end{cases} \quad (4.43)$$

где h_b^{\max} – максимально возможное открытие вакуумного клапана;
 δ_b – нечувствительность вакуумного клапана.

Для атмосферного клапана зависимость, описывающая величину открытия h_a , имеет вид

$$h_a = \begin{cases} 0, & \text{если } X_T - X_{\Pi} \leq h_a^0 + \delta_a \\ X_{\Pi} - X_T - h_a^0, & \text{если } X_T - X_{\Pi} > h_a^0 + \delta_a \end{cases} \quad (4.44)$$

где δ_a – нечувствительность атмосферного клапана.

Нечувствительность клапанов обеспечивает перекрытие зон их герметичности при следящем действии усилителя в установившемся режиме работы.

Максимальное открытие клапанов формируется при относительном смещении толкателя и поршня усилителя до соответствующих упоров.

4.2. Имитационное моделирование рабочих процессов вакуумного усилителя тормозного привода

Имитационное моделирование рабочих процессов вакуумного усилителя позволяет исследовать влияние конструктивных параметров его структурных элементов на динамические характеристики и оценить их функциональные связи еще на стадии проектирования.

4.2.1. Имитационная модель вакуумного усилителя тормозного привода

Режим рабочего процесса вакуумного усилителя тормозного привода формирует водитель, воздействуя на орган управления – педальный привод. При имитационном моделировании рабочих процессов вакуумного усилителя управляющее воздействие задается в виде закона изменения усилия на педали. Характеристики управляющего воздействия задаются в соответствии с целью исследований. Модель нагрузки вакуумного усилителя описывает рабочие процессы главного тормозного цилиндра [68] и гидродинамические процессы в приводе [69].

Структурно имитационная модель для исследования рабочих процессов вакуумного усилителя реализованная в приложении *Simulink* программного продукта *Mathlab* представляет собой функциональные блоки с соответствующими связями (см. рис. 4.7).

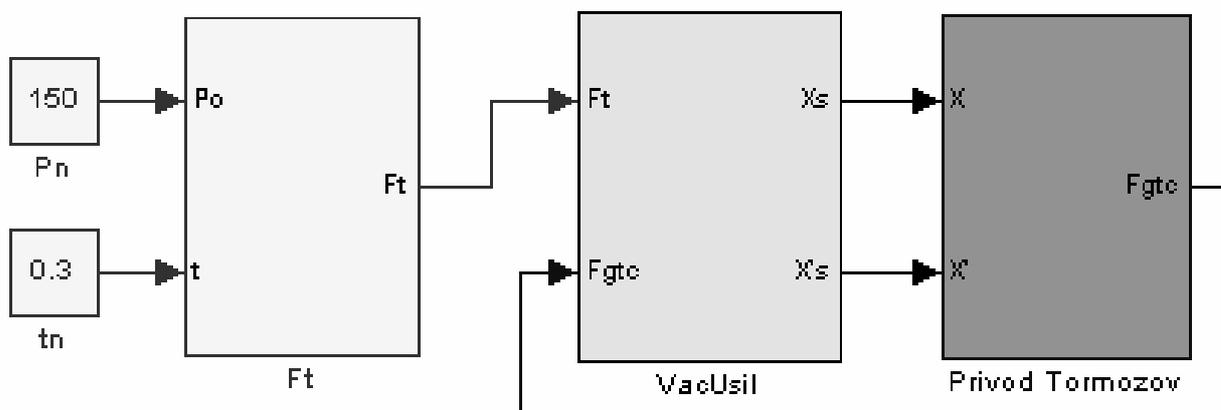


Рис. 4.7. Имитационная модель для исследования рабочих процессов вакуумного усилителя тормозного привода

В блоке Ft формируется закон изменения управляющего воздействия – усилия на толкателе при заданном максимальном приложенном к педали усилии P_n и времени нарастания этого усилия t_n . На рисунке 4.8 представлена имитационная модель управляющего воздействия на толкатель вакуумного усилителя. В блоке Ft с помощью переключателя *Manual Switch* (рис. 4.8а) можно выбрать закон изменения управляющего воздействия линейный или апериодический. Линейный закон изменения управляющего воздействия реализует схема, представленная на рис. 4.8б. При этом текущее значение управляющего воздействия – усилия на толкателе Ft определяется как функция времени t

$$Ft = \begin{cases} P_n \frac{t}{t_n} i, & \text{если } t < t_n; \\ P_n i, & \text{если } t_n \leq t \leq t_n + t_1; \\ P_n \frac{t - t_n - t_1}{t_r} i, & \text{если } t_n + t_1 < t \leq t_n + t_1 + t_r; \\ P_{n \min} i, & \text{если } t > t_n + t_1 + t_r. \end{cases} \quad (4.45)$$

где t – независимая переменная – время;

t_n – время нарастания усилия на педали тормоза;

i – передаточное число педального привода;

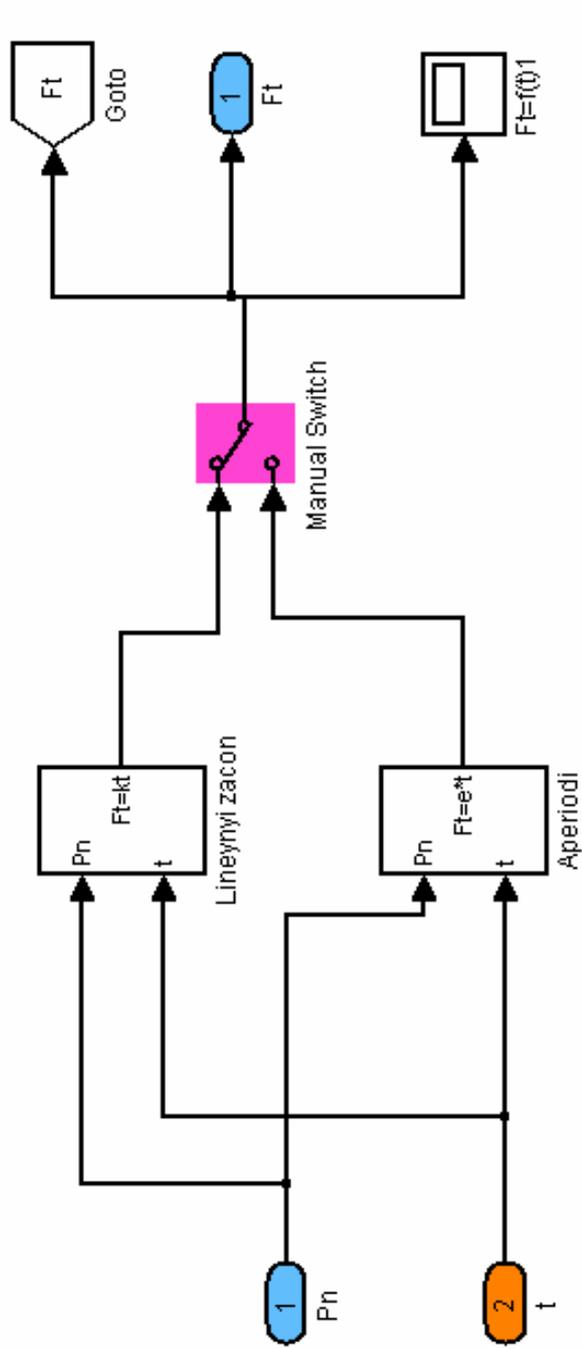
t_1 – время выдержки усилия на педали при значении P_n ;

t_r – время снижения значения усилия P_n на педали тормоза до минимального значения;

$P_{n \min}$ – минимальное значение усилия на педали тормоза.

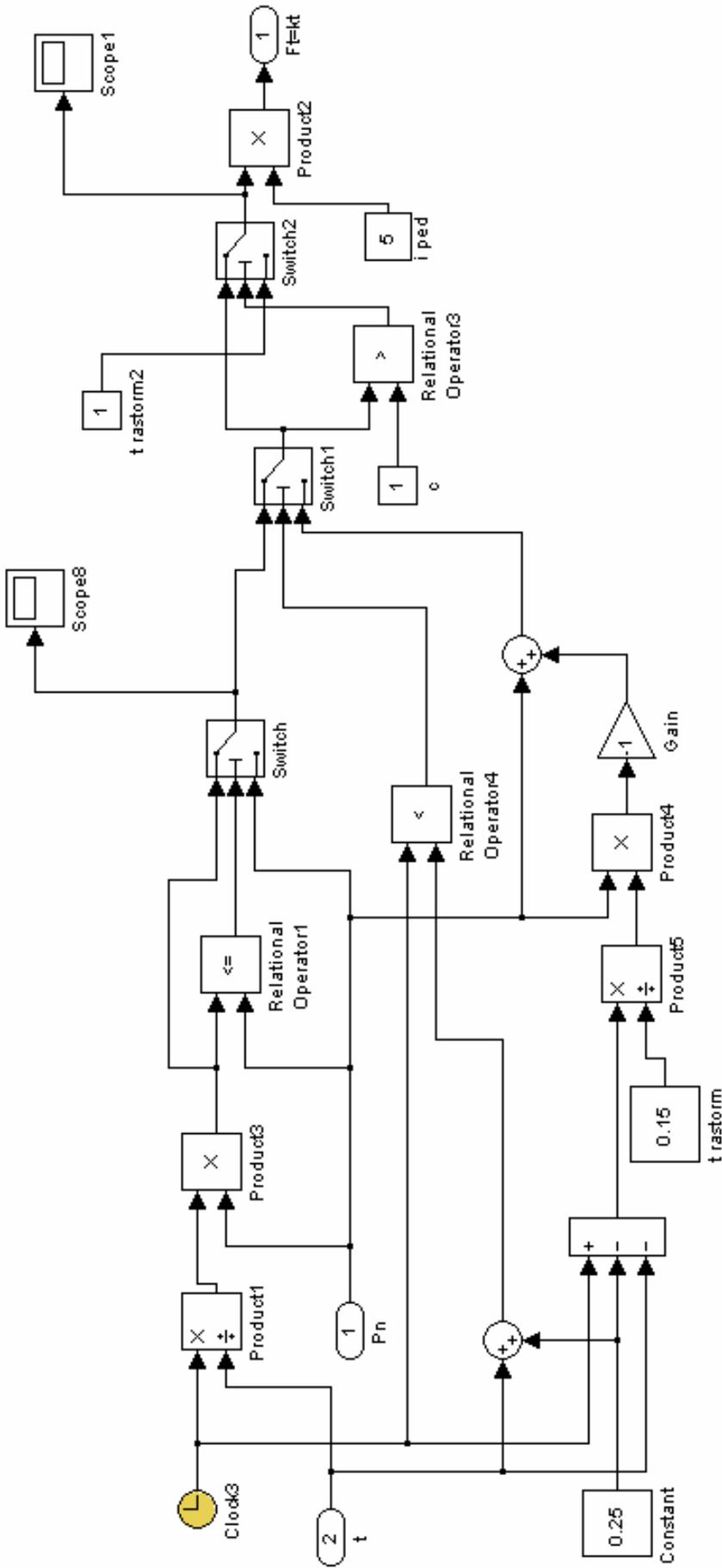
Следует заметить, что введение в (4.45) минимального значения усилия на педали в конце торможения необходимо, чтобы исключить при моделировании деление на нуль.

Апериодический закон нарастания управляющего воздействия реализуется «ложной» моделью пневматического приводного устройства (см. рис. 4.8в), действующего на толкатель вакуумного усилителя и представленной в виде переходной функции апериодического звена [70]. Управляющее воздействие на толкателе пропорционально давления воздуха в пневмокамере.



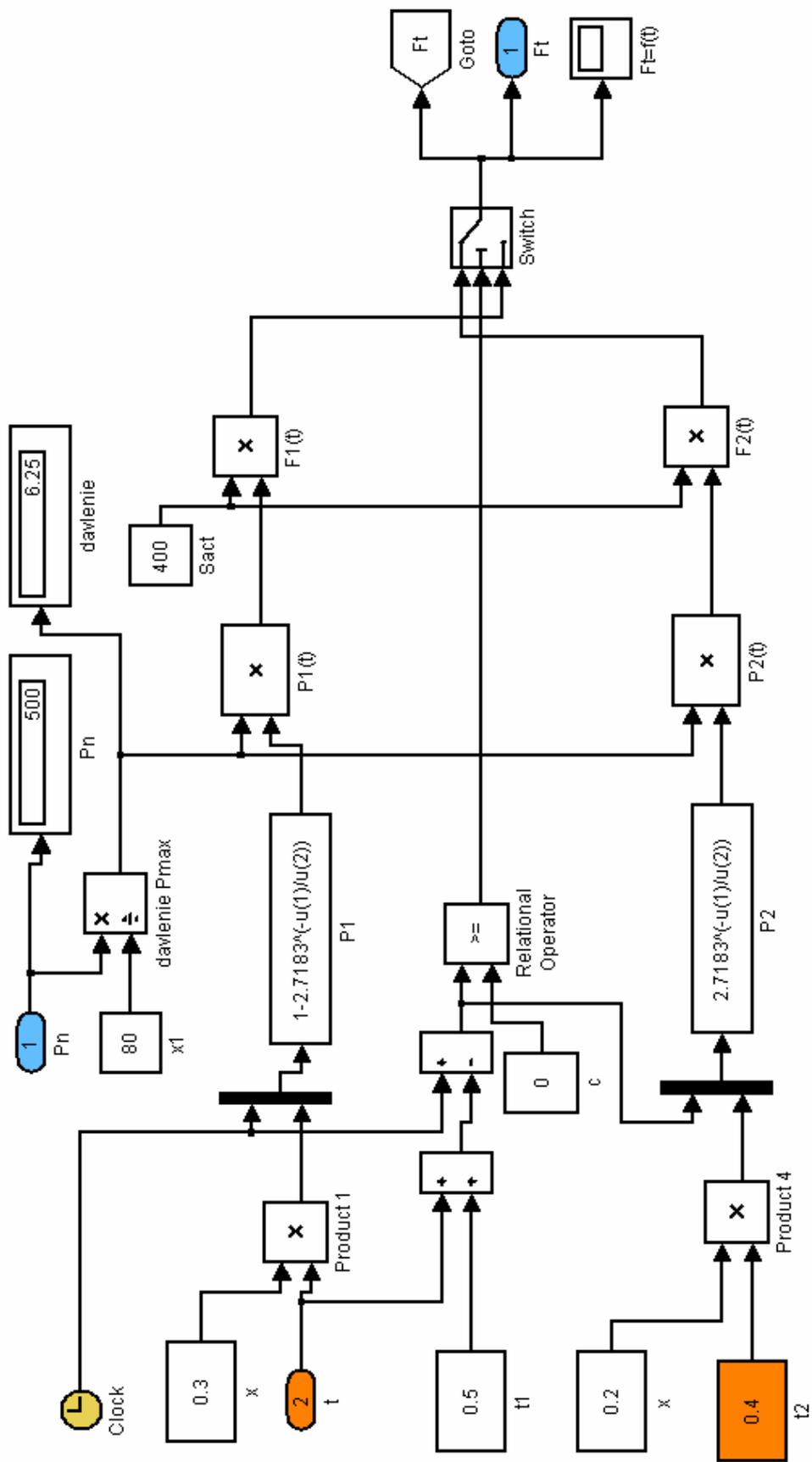
а

Рис. 4.8. Иммитационная модель приводного устройства усилителя:
а – общая схема блока Ft (начало)



б

Рис. 4.8. Имитационная модель приводного устройства усилителя:
 б – схема для формирования линейного закона (продолжение)



В

Рис. 4.8. Имитационная модель приводного устройства усилителя:
в – схема для формирования аperiodического закона (окончание)

Характер изменения давления воздуха в пневматической камере при наполнении определяет выражение (4.46), а при опоражнивании (4.47):

$$p = p^{\max} \left(1 - e^{-\frac{t}{t_n}} \right), \quad (4.46)$$

$$p = p^{\max} e^{-\frac{t}{t_{nn}}}, \quad (4.47)$$

где p^{\max} – максимальное давление в пневматической камере (определенное для заданного усилия на педали);

t_{nn} – постоянная времени пневматического привода.

При этом выражение (4.46) определяет характер нарастания давления, а (4.47) характер снижения давления в пневматической камере. Параметры модели подобраны так, чтобы усилие на толкателе усилителя соответствовало бы педальному приводу с передаточным числом $i_{\text{п}} = 5$. Максимальное давление в пневматической камере p^{\max} определяется в соответствии с максимальным усилием управления на педали P_n сомножителем χl . Постоянная времени пневматического привода t_{nn} определяется для заданного темпа нарастания усилия на толкателе пневматической камеры. Усилие на толкателе Ft формируется на активной площади пневмокамеры S_{act} . Результат моделирования управляющего воздействия отображается блоком $Ft = f(t)$. Пример моделирования управляющего воздействия с максимальным усилием $P_n = 500$ Н и темпом приложения $t_n = 0,2$ с представлен на рис. 4.9. Время выдержки усилия t_1 равно 0,5 с, время растормаживания – 0.15 с.

Имитационная модель вакуумного усилителя (рис. 4.10) содержит блоки моделирования движения толкателя Xt , поршня усилителя Xn , штока Xsh , а также моделирования газодинамических процессов $PaPb$ и вычисления параметров состояния клапанного устройства hkl .

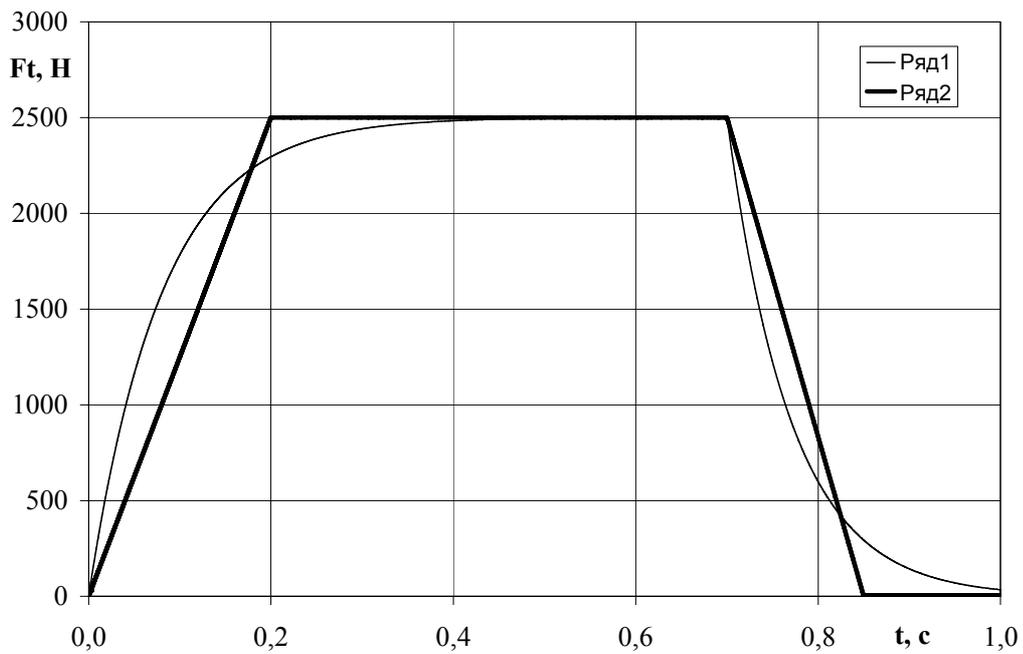


Рис. 4.9. Динамика изменения усилия на толкателе усилителя:
Ряд1 – аperiodический закон изменения; Ряд2 – линейный закон изменения

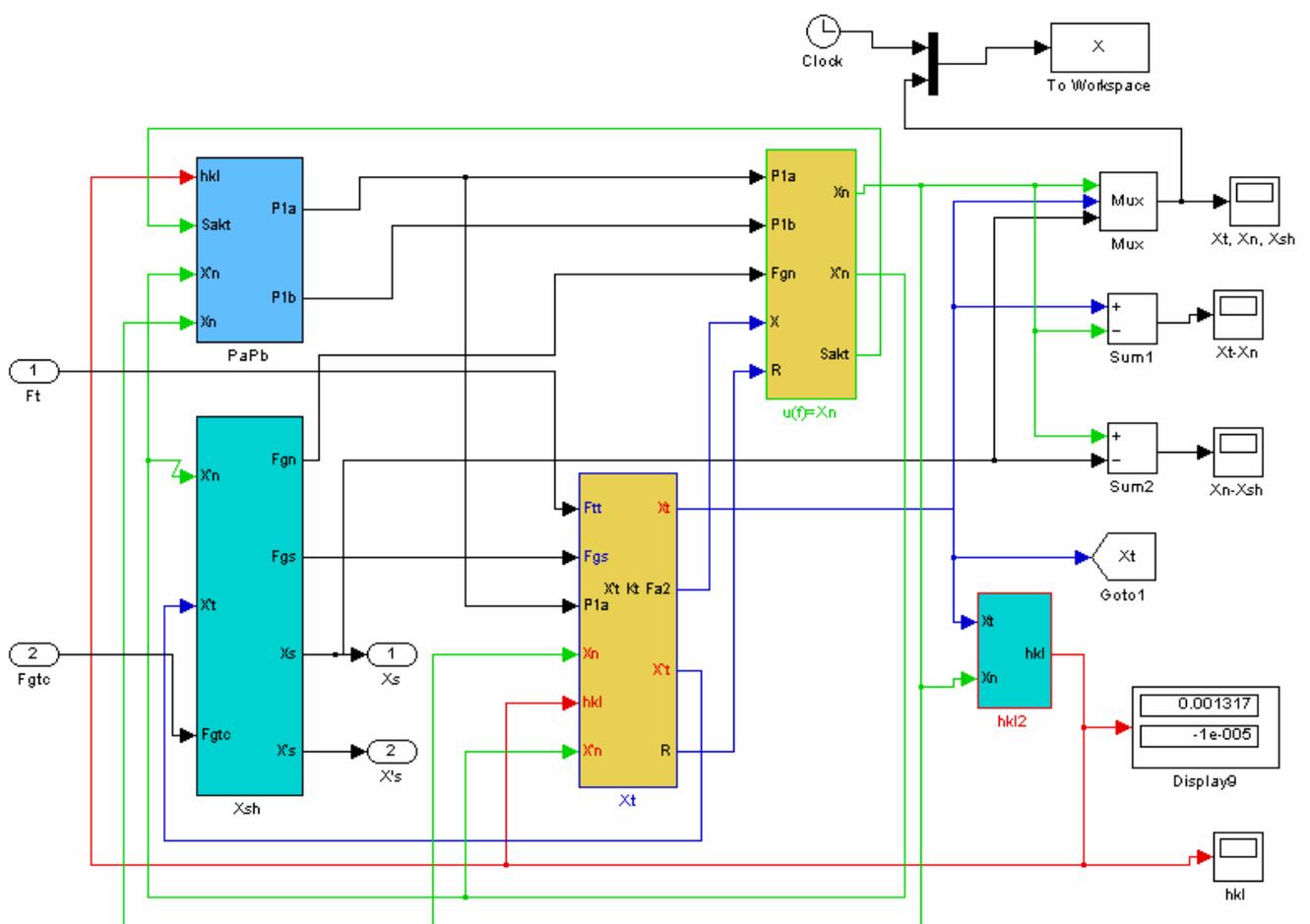


Рис. 4.10. Имитационная модель вакуумного усилителя

Структурное содержание блоков имитационной модели вакуумного усилителя представлено на рисунках 4.11, 4.12 и 4.13. В блоке Xt представленном на рис. 4.11 решаются уравнения (4.1) описывающие динамическое состояние толкателя с поршнем управления. В субблоках $Subsystem$, $Subsystem1$, $Subsystem2$ и $SummaF$ вычисляются силы, действующие на толкатель и коэффициент вязкого трения толкателя Kt (см. зависимость (4.4)). При этом масса толкателя ввиду ее малой величины не учитывалась. Ускорение толкателя определяется в блоке Xt после деления суммы действующих сил на коэффициент вязкого трения Kt . Блок $Integrator$ выполняет интегрирование ускорения толкателя, в результате на его выходе формируется функция перемещения толкателя. Конструктивное ограничение перемещения толкателя моделируется блоком $Saturation$, который ограничивает сигнал верхней и нижней величиной насыщения.

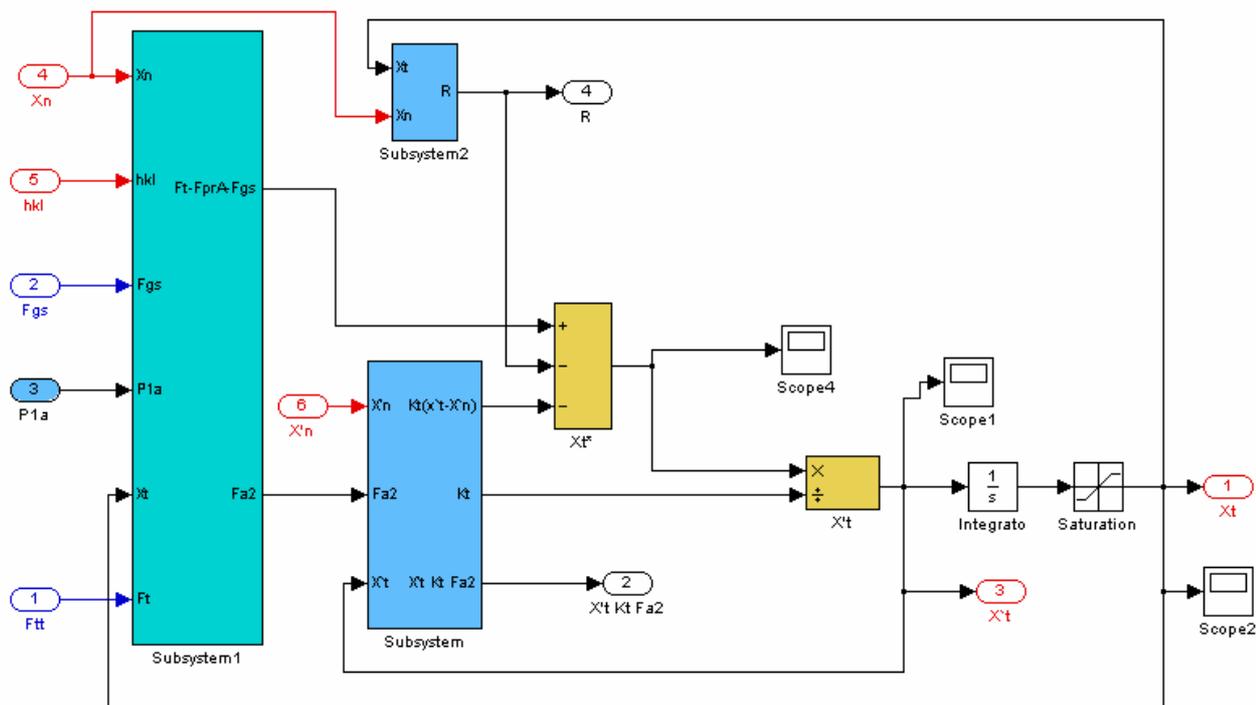


Рис. 4.11. Структура блока Xt

По своей структуре блок Xn (см. рис. 4.12), решающий уравнение (4.6) относительно ускорения поршня имеет много общего с блоком Xt . Но так как масса поршня значительна, она учитывается при расчете параметров движения.

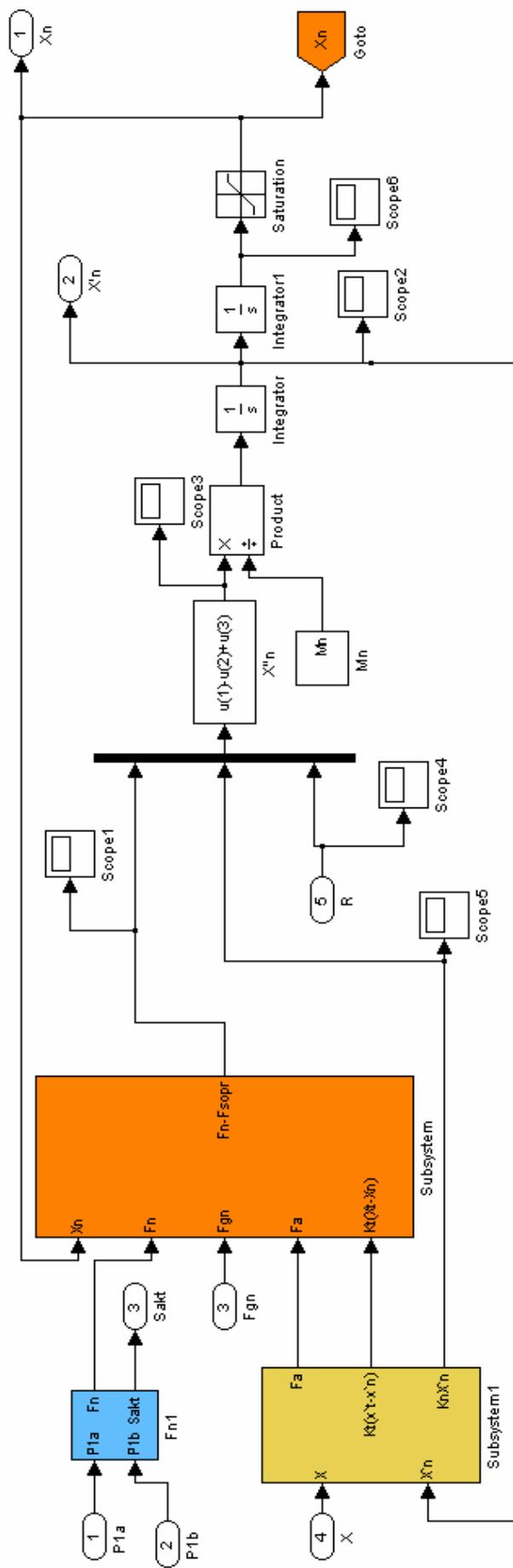


Рис. 4.12. Структура блока X_n

После деления суммы сил, действующих на поршень на его массу на выходе блока *Product* функция изменения его ускорения. После интегрирования функции изменения ускорения на выходе блока *Integrator* получаем функцию скорости поршня $X'n$ от времени. Повторное интегрирование в *Integrator1* позволяет получить зависимость перемещения поршня усилителя Xn от времени.

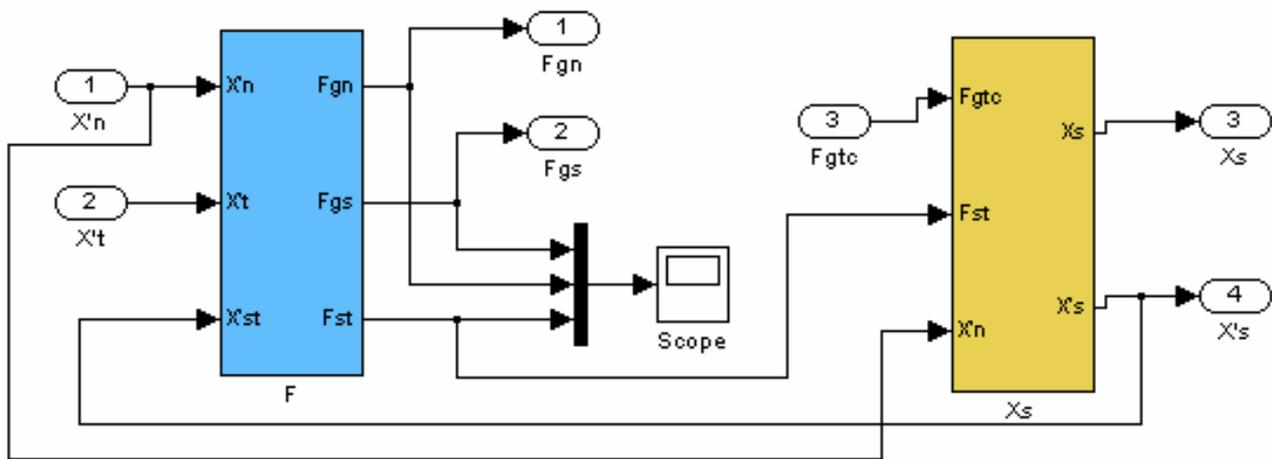


Рис. 4.13. Структура блока Xsh

Структура блока Xsh содержит две системы F и Xs с функциональными связями. В подсистеме F структура, которой представлена на рис. 4.14 моделируется рабочий процесс следящего устройства выполненного на основе упруго-эластичного диска. Здесь в блоке dP/dt определяется скорость изменения давления в упруго-эластичном элементе следящего устройства в соответствии с уравнением (4.17). На выходе *Integrator1* формируется функция изменения давления в упруго-эластичном элементе следящего устройства. Затем блоки 5,6 и 7 выдают решение зависимостей (4.21), (4.22) и (4.12).

В подсистеме Xs , структура, которой представлена на рис. 4.15, уравнение движения штока (4.10) разрешено относительно его ускорения. Последовательное интегрирование дает зависимость скорости штока и его перемещения в функции времени.

В блоке $PaPb$ (см. рис. 4.10), структура которого представлена на рис. 4.16 решаются уравнения (4.31), (4.34) и (4.37). Результатом решения этого блока является зависимость изменения абсолютного давления $P1a$ в атмосферной полости и давления $P1b$ в вакуумной полости усилителя с учетом начального давления в полостях Pb .

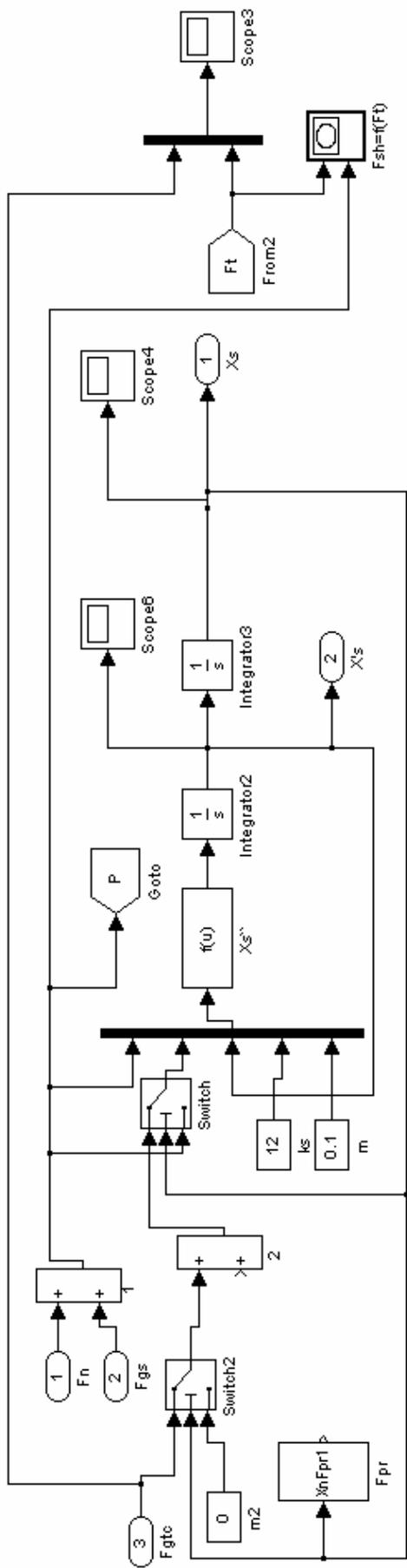


Рис. 4.15. Моделирование движения штока усилителя (блок X_5 см рис. 4.11)

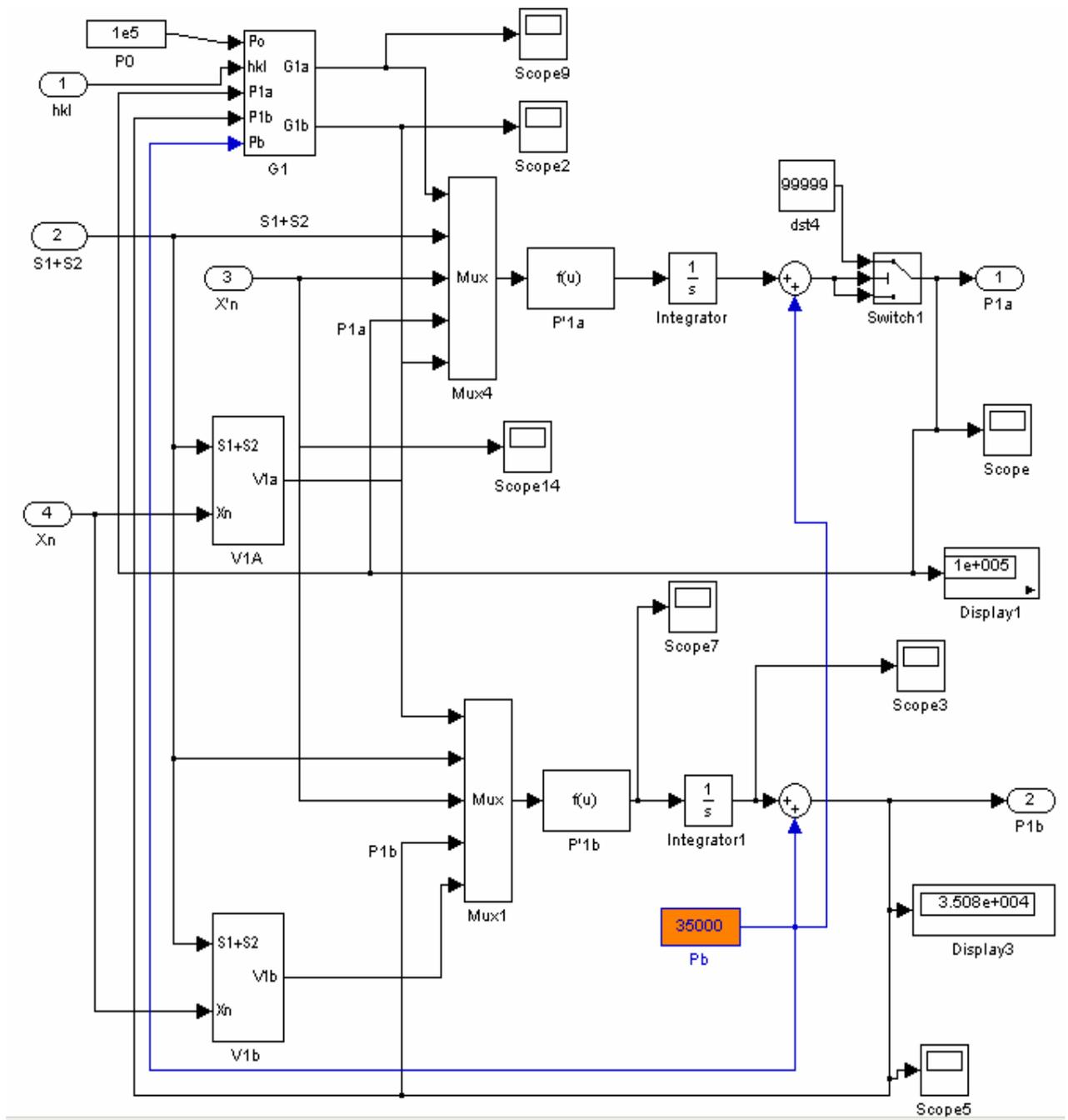


Рис. 4.16. Вычисление давления воздуха в полостях усилителя (блок $PaPb$ на рис. 4.10)

При этом вычисляются расходы воздуха $G1a$ и $G1b$ через соответствующие клапаны распределительного устройства вакуумного усилителя (см. рис. 4.17). Вычисление расходов $G1a$ и $G1b$ выполняется в зависимости от динамического состояния атмосферного и вакуумного клапанов, которое моделируется в блоке hkl (см. рис. 4.10), структура которого представлена на рис 4.18.

Здесь решаются уравнения (4.43), (4.44). На выходе блока формируется динамическая зависимость открытия атмосферного и вакуумного клапанов.

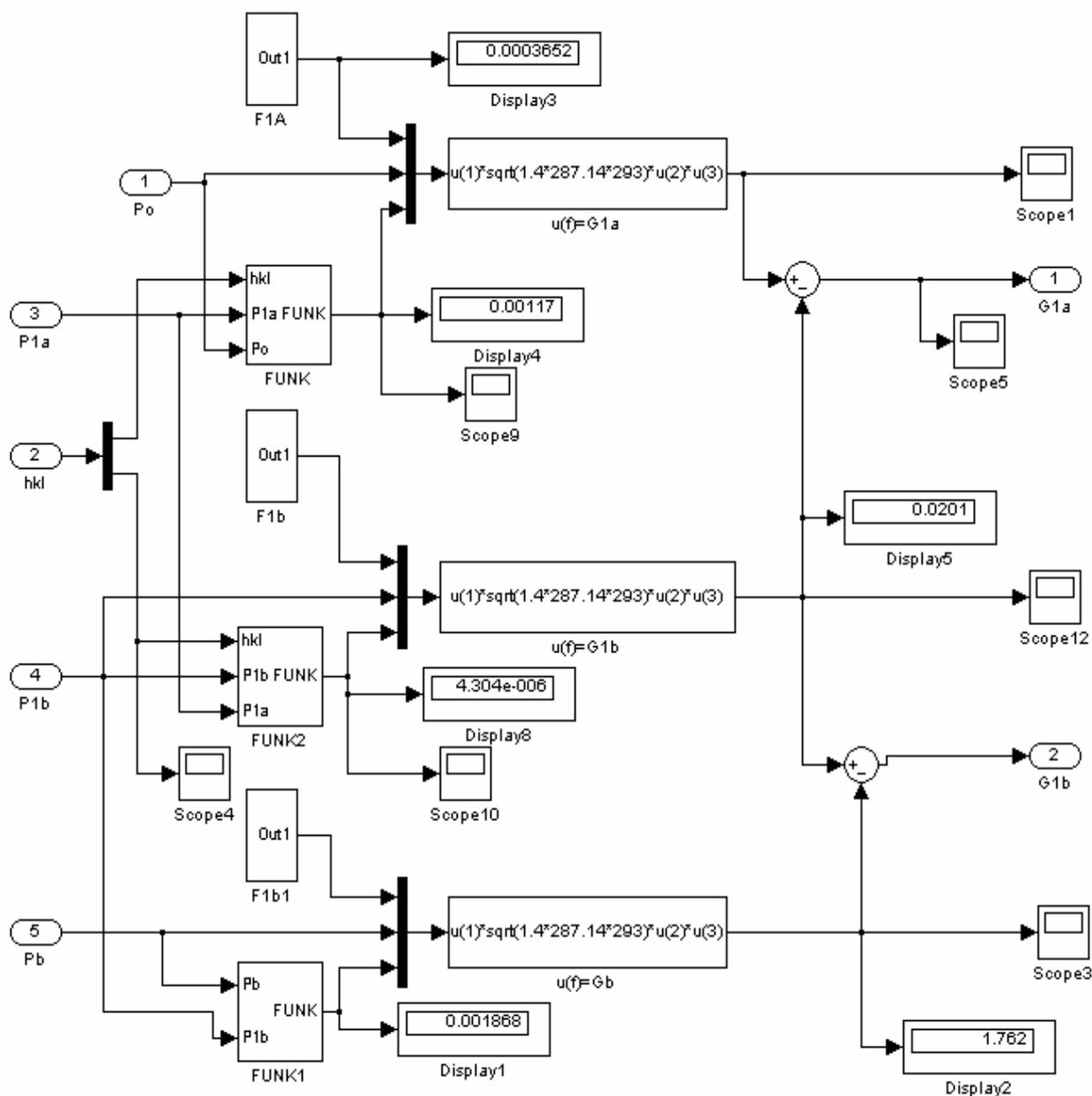


Рис. 4.17. Структура блока $G1$ (см. рис. 4.16)

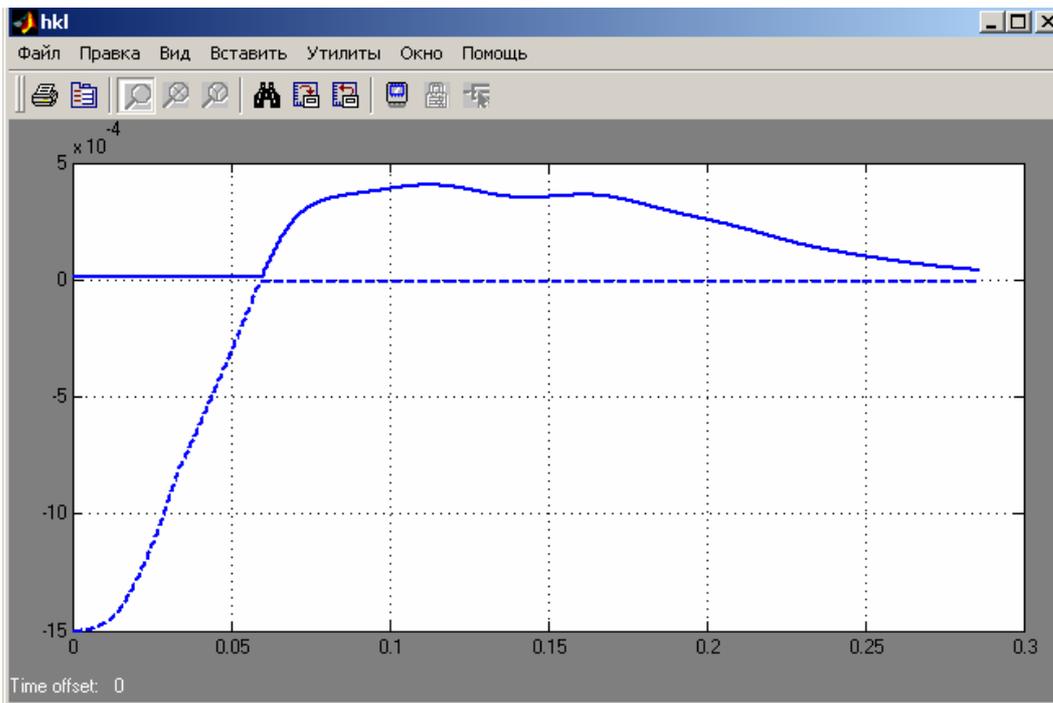


Рис. 4.19. Результат моделирования динамического поведения атмосферного и вакуумного клапанов (ордината – перемещение клапанов, м; абсцисса – текущее время, с;)

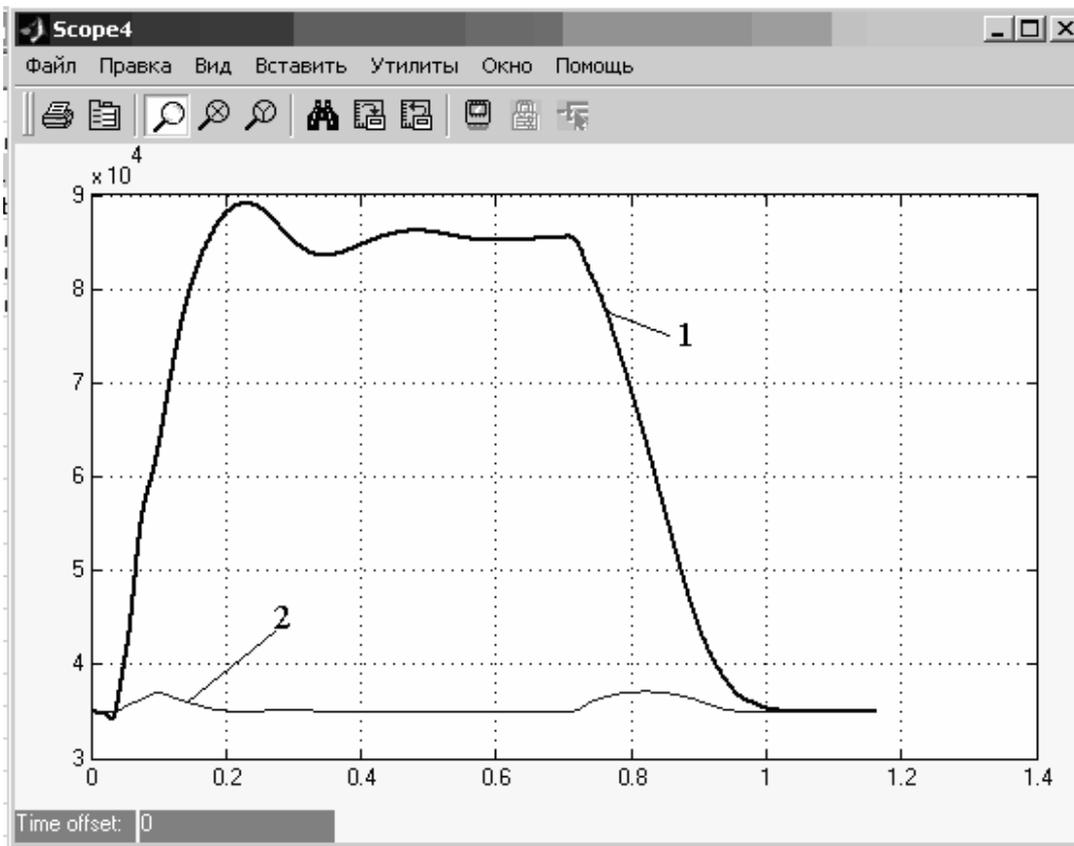


Рис. 4.20. Изменение давления в полостях вакуумного усилителя: 1 – атмосферная полость; 2 – вакуумная полость

В зависимости от состояния клапаном вакуумного усилителя происходит наполнение или опорожнение полостей, что вызывает изменение в них давления. Результат моделирования изменения давления в полостях вакуумного усилителя при затормаживании и растормаживании представлен на рис. 4.20.

На оси абсцисс показано время процесса в секундах, а по оси ординат – абсолютное давление в Паскалях. В атмосферной полости давление возрастает, выдерживается постоянным и уменьшается в соответствии с управляющим воздействием. В вакуумной полости происходит повышение давления, как при затормаживании, так и при растормаживании усилителя. Повышение давления в вакуумной полости при затормаживании происходит в результате уменьшения ее объема и дросселирования воздуха на выходе из нее. Повышение давления в вакуумной полости при растормаживании усилителя вызывается поступлением в нее воздуха из атмосферной полости.

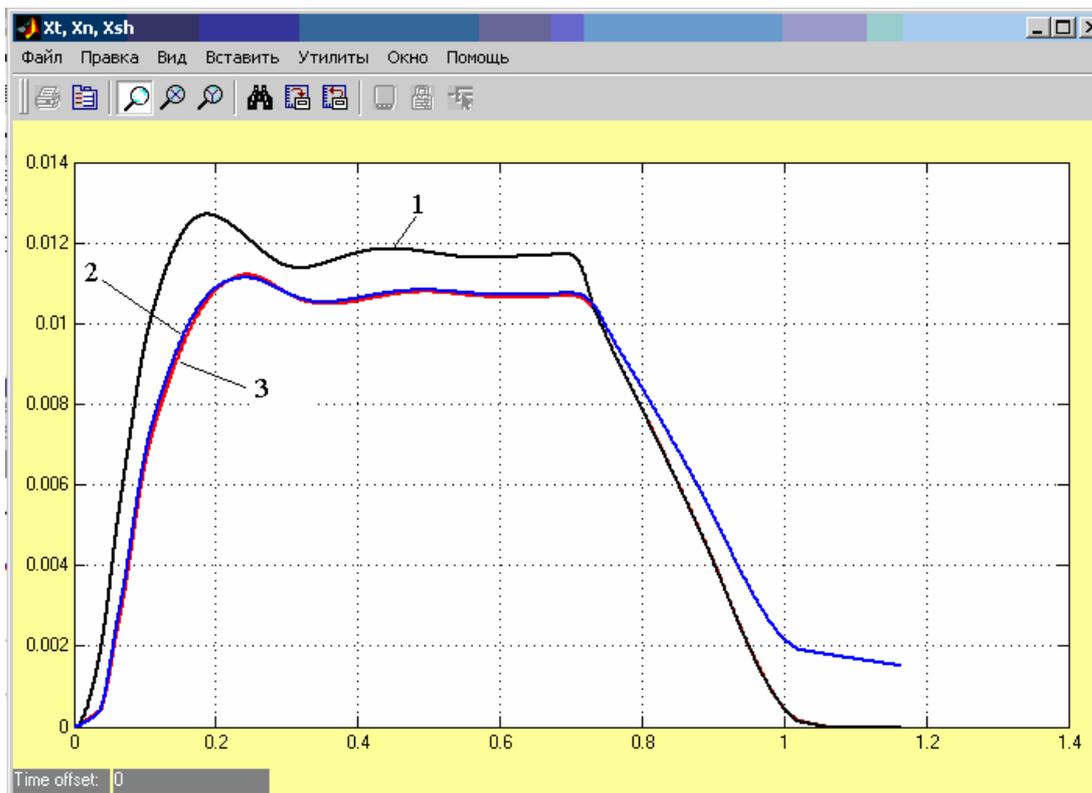
Результат решения уравнений движения толкателя, поршня усилителя и штока представлен на рис. 4.21 а) при максимальном усилии на толкателе 500 Н, а на рис. 4.21 б) при максимальном усилии на толкателе 2500 Н.

Большой темп приложения управляющего воздействия вызывает затухающие колебания элементов усилителя. Причем в случае если максимальное усилие на толкателе меньше усилия насыщения усилителя по давлению, то колебания возникают в конце фазы нарастания.

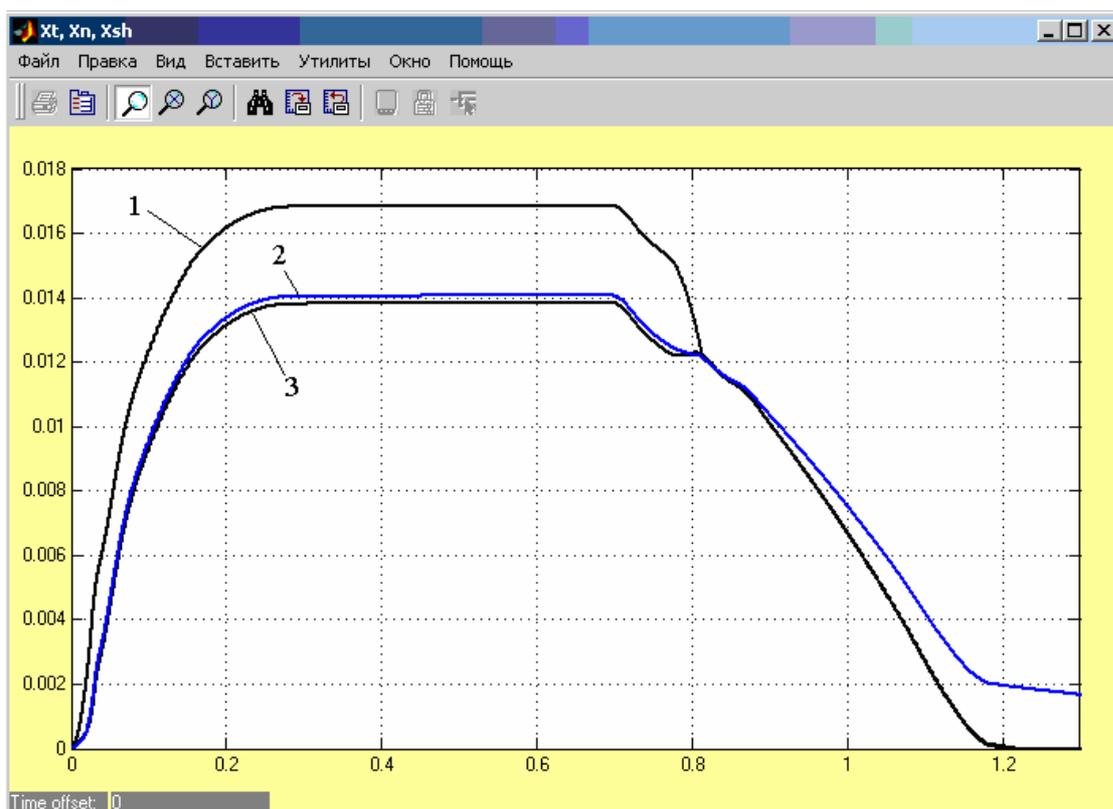
Если максимальное усилие на толкателе больше усилия насыщения усилителя по давлению, то колебания возникают в начале фазы снижения усилия. В первом случае колебания вызваны инерционностью элементов, а во втором случае колебания обусловлены свойствами упруго-эластичного диска следящего устройства вакуумного усилителя.

Разница перемещений толкателя и поршня в установившемся режиме на рис. 4.21а) определяет величину перемещения затвора вакуумного клапана, а на рис. 4.21б) – величину суммарного перемещения затворов вакуумного и атмосферного клапанов.

Характер изменения усилия на штоке усилителя при большом темпе воздействия так же зависит от максимального значения усилия на толкателе (см. рис. 4.22).

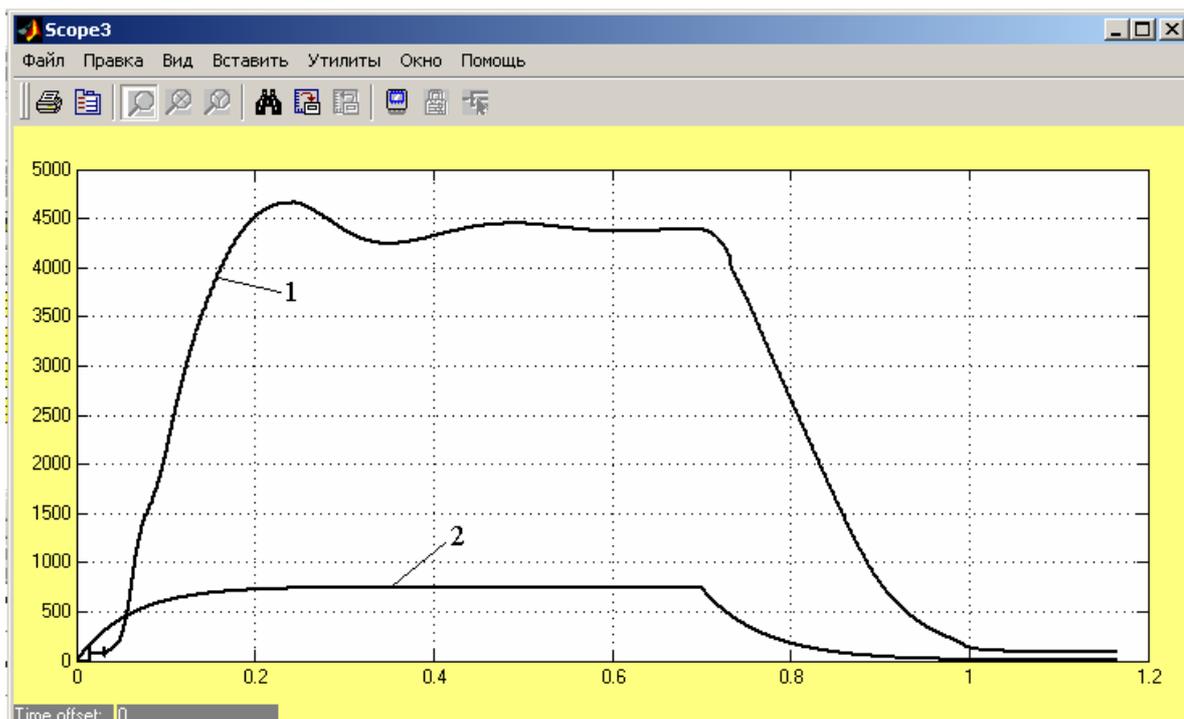


а

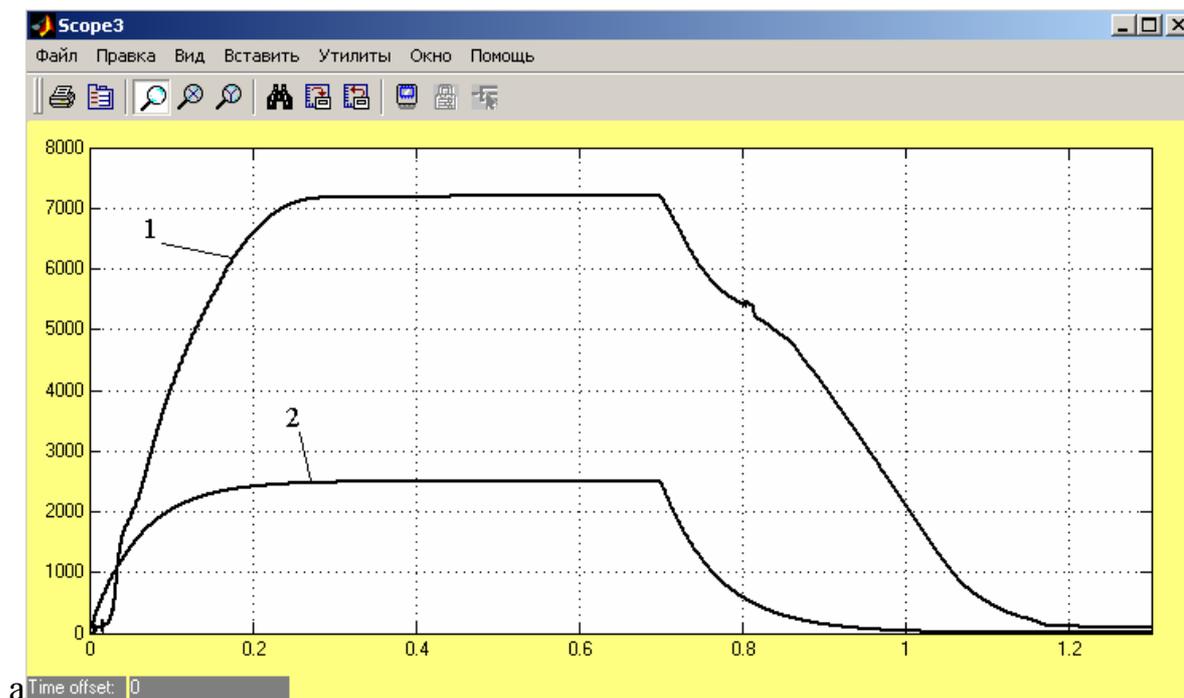


б

Рис. 4.21. Перемещение элементов вакуумного усилителя:
1 – толкателя; 2 – штока; 3 – поршня усилителя



а



б

Рис. 4.22. Зависимость усилия на штоке усилителя 1 при заданном изменении управляющего усилия на толкателе 2; а – максимальное усилие на толкателе 750 Н; б – максимальное усилие на толкателе 2500 Н

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Экспериментальное исследование разработанного двухкамерного усилителя выполнялись с целью подтверждения достоверности и обоснованности теоретических положений.

Кроме этого для математического моделирования выполнялось определение характеристики нагрузки и деформации следящего устройства.

Таким образом, в программе экспериментальной части предусматривались:

- исследование рабочих процессов и характеристик разработанного вакуумного усилителя тормозного привода;
- исследование характеристик тормозного управления с вакуумным усилителем;
- ресурсные испытания разработанного вакуумного усилителя.

Исследование рабочих процессов и характеристик вакуумного усилителя и тормозной системы с вакуумным усилителем выполнялись в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ.

5.1. Конструкция и принцип действия исследуемого вакуумного усилителя

Конструкция вакуумного усилителя тормозного привода, разработанная на кафедре автомобилей ХНАДУ (см. рис. 5.1) защищена патентами на изобретение в Украине [26] и России [27], и производится на ЗАО Краснодонский завод «Автоагрегат».

Отличительной особенностью данного двухкамерного усилителя является взаимодействие поршней обеих камер между собой и со следящим устройством. Внутри корпуса усилителя рис. 5.1 размещены поршни 1 и 2 в сборе первой и второй камер. Отдельно поршни в сборе показаны на рис. 5.2.

Поршни с мембранами рис. 5.1 разделяют обе камеры на вакуумные – 3, 5 и атмосферные – 4,6 полости. Ступица поршня 2 соприкасается с передней торцевой поверхностью поршня 1 первой камеры.

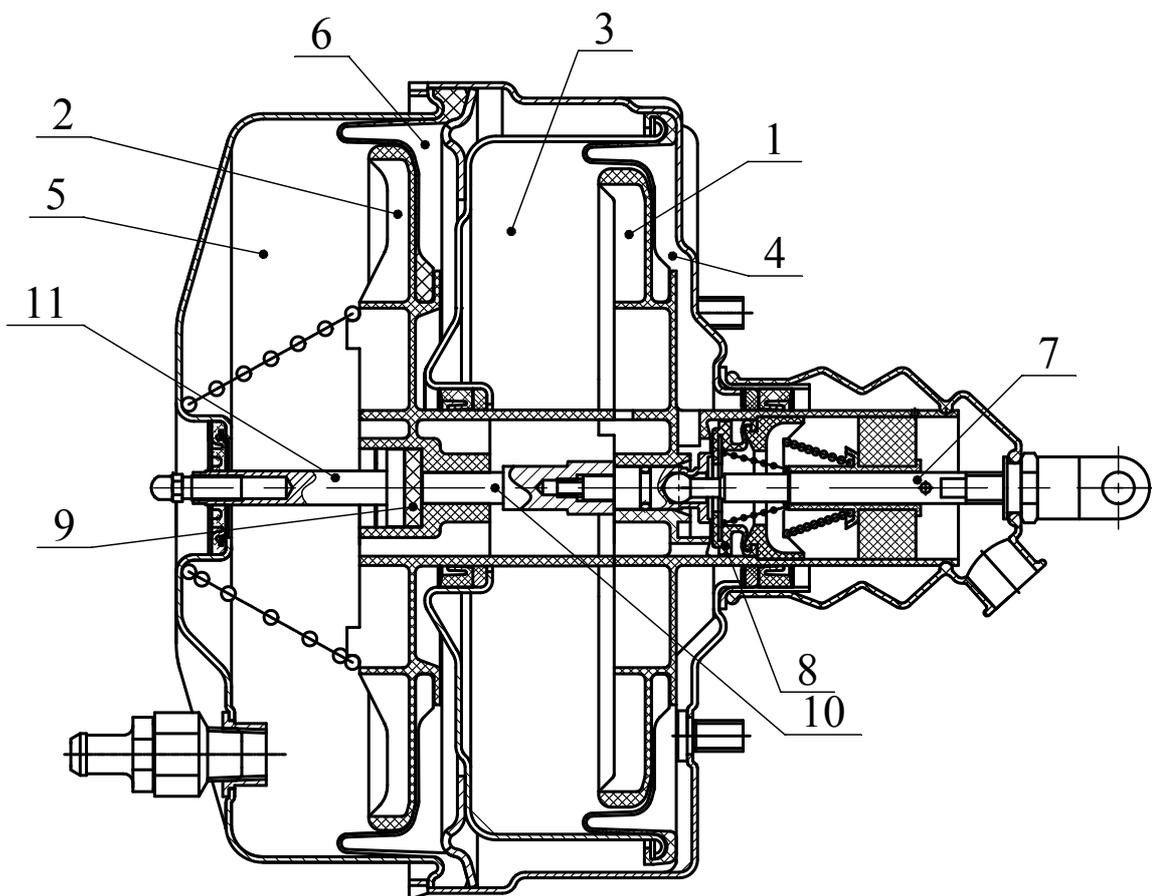


Рис. 5.1. Конструкция исследуемого вакуумного усилителя ХАДИ-3510010:
 1 – поршень первой камеры; 2 – поршень второй камеры;
 3, 5 – вакуумные полости первой и камер второй соответственно;
 4, 6 – атмосферные полости первой и камер второй соответственно;
 7 – толкатель; 8 – клапанное распределительное устройство; 9 – упруго-эластичное следящее устройство; 10 – поршень управления; 11 – шток

В исходном положении полости обеих камер сообщаются между собой и с внешним источником разрежения. Сообщение полостей осуществляется через каналы в поршнях, корпусе и открытый вакуумный клапан распределительного устройства.

При движении толкателя 7 сначала закрывается вакуумный клапан, разобщая полости 3; 4 и 5; 6. При этом сохраняется сообщение между полостями 3; 5 и 4; 6. Затем открывается атмосферный клапан и в полости 4 и 6 начинает поступать атмосферный воздух. В полостях 3 и 5 сохраняется разрежение.

Перепад давления в полостях 3; 4 и 5; 6 действует на активные площади поршней первой и второй камер. В результате суммарное усилие от поршней передаётся на шток 11 через следящее устройство 9. Одновременно на следящее устройство 9 действует усилие от толкателя 7.

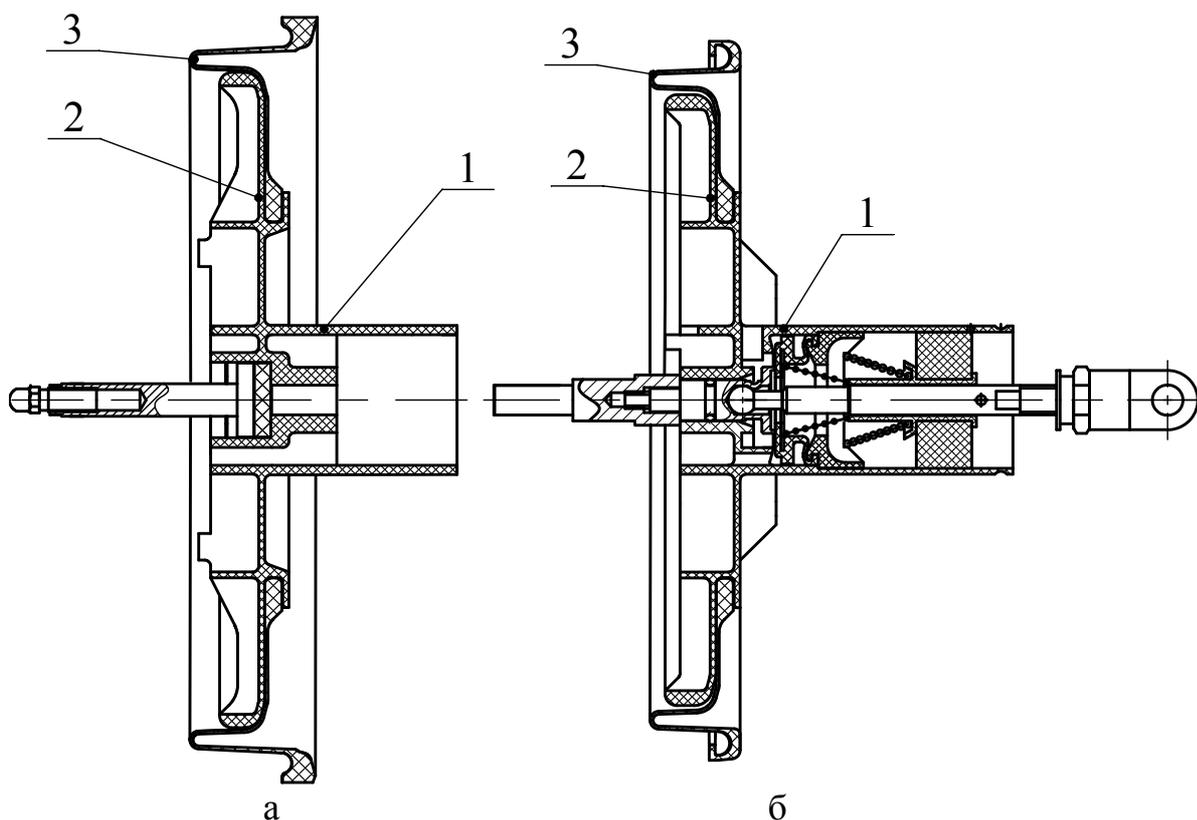


Рис. 5.2. Конструкция поршней в сборе исследуемого вакуумного усилителя:
 а – поршень второй камеры; б – поршень первой камеры; 1 – ступица поршня; 2 – опорный диск поршня; 3 – уплотнительная мембрана поршня

Следящее устройство расположено в ступице вторичного поршня при этом в вакуумном усилителе формируются функциональные связи, обеспечивающие постоянное сжатие поршней. При этом появляется возможность выполнить поршни отдельными конструктивными элементами (рис. 5.2), что существенно упрощает технологию сборки вакуумного усилителя.

5.2. Исследование рабочих процессов и характеристик вакуумного усилителя

Целью исследования являлось:

- изучение рабочих процессов в двухкамерном вакуумном усилителе;
- определение статических и динамических характеристик двухкамерного вакуумного усилителя;
- сопоставление теоретических и экспериментальных результатов.

- Для реализации поставленной цели:
- разработана методика экспериментального исследования;
 - создана экспериментальная установка;
 - на основе современной элементной базы разработан и подготовлен измерительно-регистрирующий комплекс;
 - выполнен комплекс экспериментальных исследований;
 - обработаны результаты экспериментов и выполнен их анализ.

5.2.1. Лабораторная установка для экспериментальных исследований вакуумного усилителя тормозного привода

Для выполнения исследования рабочих процессов и характеристик вакуумных усилителей разработана лабораторная установка, структурная схема которой приведена на рис. 5.3.



Рис. 5.3. Структура лабораторной установки

Для обеспечения разрежением использован вакуумный привод, выполненный по схеме, представленной на рис. 5.4.

В качестве вакуумного насоса поз. 1 на рис. 5.4 применена поршневая компрессорная установка СО 7Б с расходом воздуха не менее $0,5 \text{ м}^3/\text{мин}$. Для поддержания уровня разрежения использован дроссель переменного сечения 2 в магистрали между насосом 1 и вакуумным ресивером 3. Ресивер 3, объемом 20 л, предназначен для

сглаживания пульсации разрежения и обеспечения запаса вакуума. Для контроля разрежения в системе установлен вакуумметр ВП4 – УУ2. Вакуумная установка позволяет получить устойчивый уровень разрежения до 20 кПа абсолютного давления.

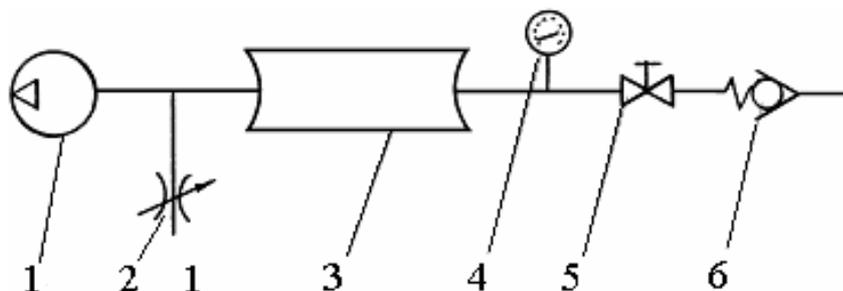


Рис. 5.4. Схема вакуумного привода: 1 – вакуумный насос; 2 – дроссель переменного сечения; 3 – вакуумный ресивер; 4 – вакуумметр; 5 – разобщительный кран; 6 – обратный клапан

Нагрузкой исследуемого вакуумного усилителя является гидропривод, состоящий из главного тормозного цилиндра типа «Тандем» с внутренним диаметром 28 мм. Раздельные полости главного цилиндра гибкими шлангами подсоединены к рабочим цилиндрам двух барабанных тормозных механизмов. Главный тормозной цилиндр и тормозные механизмы – серийные узлы тормозного управления автомобиля УАЗ-3151. Визуальный контроль давления в контурах гидропривода осуществляется манометрами МП4-УУ2 с диапазоном измерения давления 0 – 16 МПа, ценой деления 0,2 МПа и классом точности 1,5. Для регистрации давления в гидроприводе установлен датчик КРТ-7. Его характеристика будет приведена ниже.

Расположение оборудования на экспериментальной установке, в том числе и узлов нагрузки, показано на рис. 5.5.

Со стороны входа вакуумного усилителя установлен кронштейн повышенной жёсткости, выполненный в форме прямого параллелепипеда. На одном из оснований установлен исследуемый усилитель. На противоположном основании предусмотрена установка нагружающих устройств усилителя. Основания связаны шпильками. Между нагружающим устройством и толкателем усилителя установлен датчик усилия.

На параллельных шпильках закреплён кронштейн для установки датчиков перемещения. Основания датчиков перемещения

толкателя и поршня установлены на кронштейне, а подвижные штоки датчиков связаны с толкателем и поршнем усилителя.

Аналогичный по устройству кронштейн меньшего размера расположен между выходом вакуумного усилителя и главным тормозным цилиндром нагрузки. Там же располагаются датчики усилия и перемещения штока усилителя.

Для формирования входного сигнала исследуемого усилителя предусмотрено два варианта устройств. Первый вариант – механический, винтовой (поз. 7 рис. 5.5). Он позволяет последовательно устанавливать стабильное жёсткое положение толкателя усилителя. Второй вариант устройства формирования входного сигнала усилителя – пневматический.

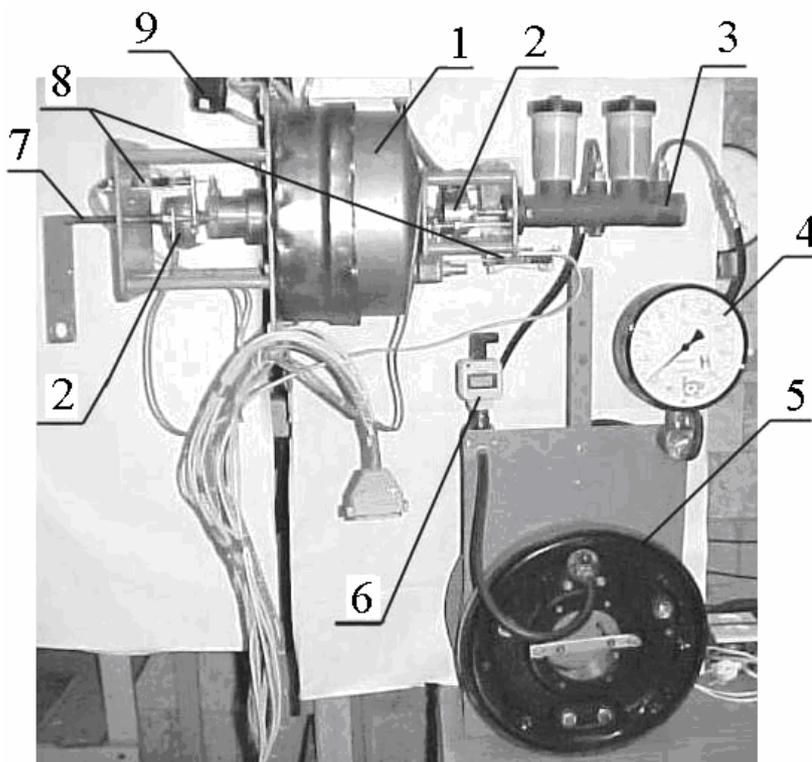


Рис. 5.5. Расположение оборудования на лабораторной установке:
1 – исследуемый вакуумный усилитель; 2 – датчики усилия; 3 – главный тормозной цилиндр; 4 – манометр; 5 – тормозные механизмы с активной и пассивной тормозными колодками (2 тормозных механизма); 6 – датчик давления; 7 – винтовое устройство формирования входного сигнала; 8 – датчики перемещения; 9 – датчики разрежения

Статической характеристикой нагрузки является зависимость усилия на поршне главного тормозного цилиндра от его перемещения.

Статическая характеристика нагрузки, полученная на экспериментальной установке, приведена на рис. 5.6.

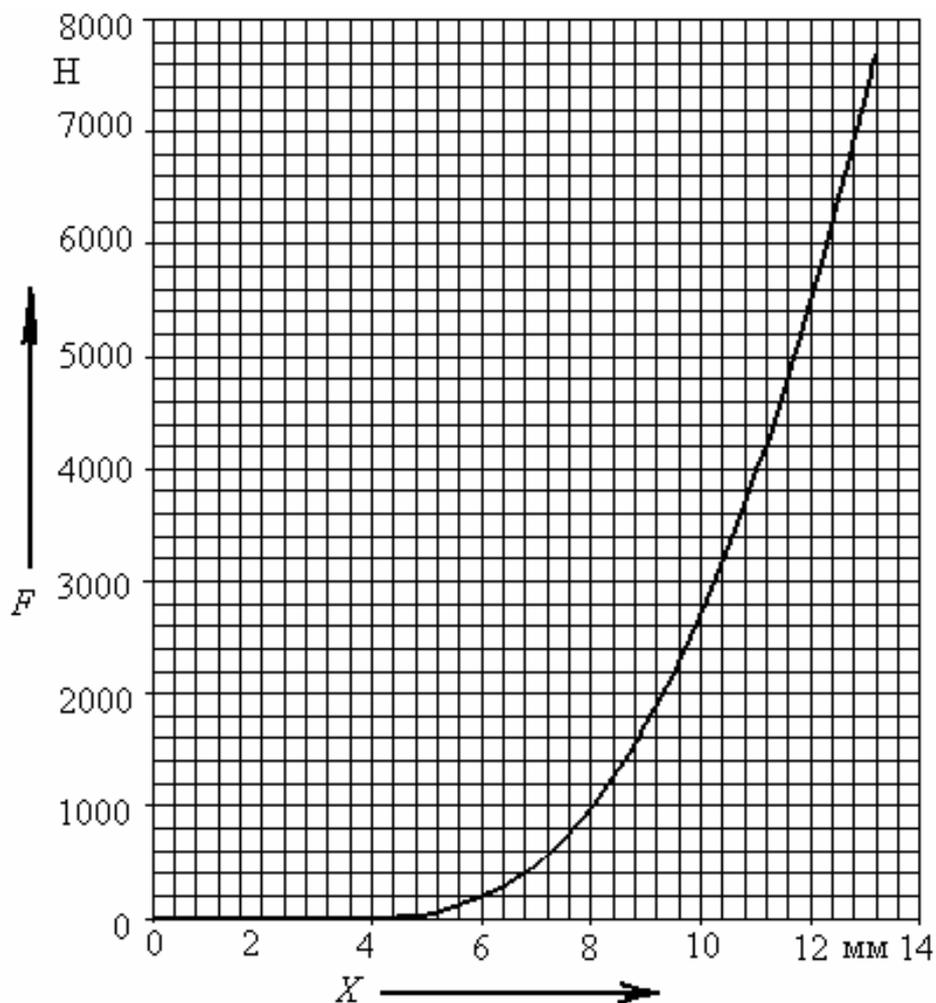


Рис. 5.6. Статическая характеристика нагрузки вакуумного усилителя: F – усилие на входе главного тормозного цилиндра; X – перемещение поршня главного тормозного цилиндра

Общая схема пневмопривода с устройством формирования входного сигнала приведена на рис. 5.7.

В состав пневмопривода (рис. 5.7) входит стационарный компрессор 9 с накопительной ёмкостью 200 л, рабочий ресивер 6 лабораторной установки ёмкостью 20 л, манометры 1 для контроля давления в пневмоприводе и рабочем ресивере, а также краны наполнения 7 и расхода 4, 5 рабочего ресивера 6. Пневматическая камера 2 установлена соосно с толкателем исследуемого усилителя. Подача воздуха из рабочего ресивера в пневмокамеру осуществляется ручным кнопочным краном 4.

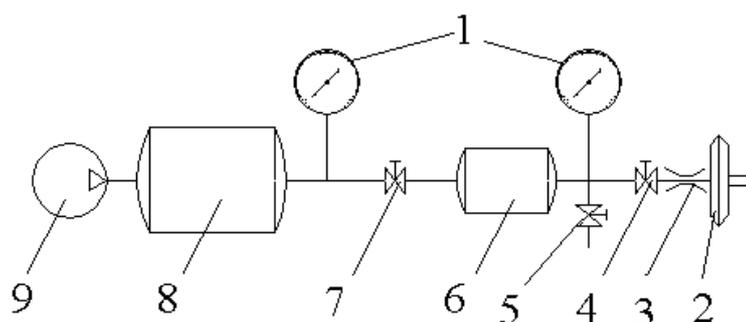


Рис. 5.7. Схема пневмопривода экспериментальной установки:
 1 – манометры контроля давления; 2 – пневмокамера тип 9;
 3 – дроссель; 4 – кран расхода ресивера в пневмокамеру; 5 – кран
 регулировки давления в рабочем ресивере; 6 – рабочий ресивер;
 7 – кран наполнения ресивера 6; 8 – накопительная ёмкость;
 9 – стационарный компрессор

Желаемый темп нарастания входного усилия обеспечивается ограничением времени наполнения пневмокамеры с помощью дросселя постоянного сечения 3, установленным на входе в пневмокамеру 2.

Пневматическая камера 2 является исполнительным устройством пневмопривода экспериментальной установки. Ее характеристика представлена в табл. 5.1[71].

Таблица 5.1

Силовая характеристика серийной пневмокамеры тип 9 [71]

Ход штока h , мм	Давление сжатого воздуха, МПа								Максимальный ход штока, мм
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
	Развиваемое усилие, Н								
0	314	1058	1784	2509	3254	3851	4557	5214	38
10	314	911	1588	2225	2891	3469	4087	4792	
20	245	941	1441	2068	2666	3273	3871	4488	
30	147	725	1274	1872	2440	2989	3538	3538	
37	147	676	1156	1656	2156	2646	3136	3636	

Размещение элементов исследуемого вакуумного усилителя относительно нагрузки и устройства формирования входного сигнала показано на рис. 5.8.

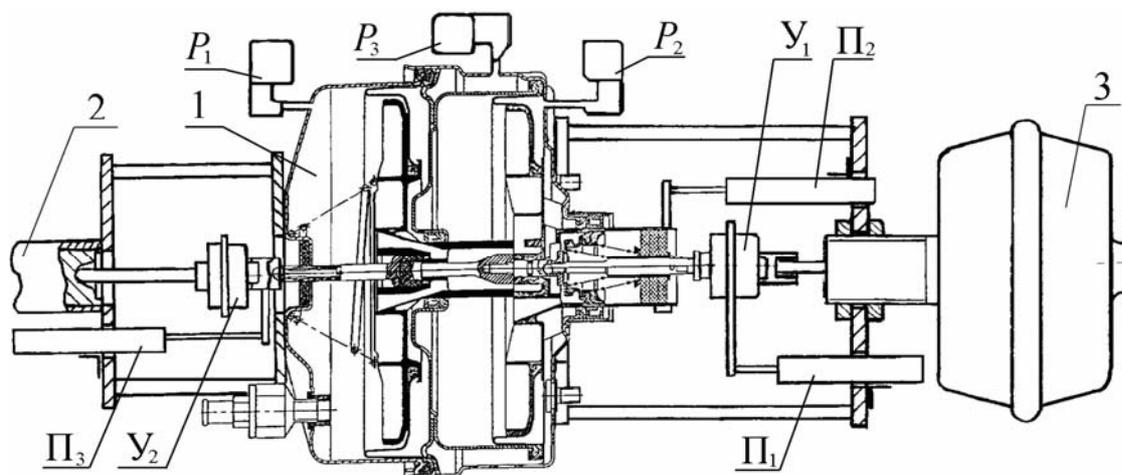


Рис. 5.8. Схема размещения вакуумного усилителя на экспериментальной установке: 1 – исследуемый вакуумный усилитель; 2 – нагрузка; 3 – пневмокамера; Π_1, Π_2, Π_3 – датчики перемещения; P_1, P_2, P_3 – датчики разрежения; $У_1, У_2$ – датчики усилия

Исследуемые физические процессы требуют применения высокоточных и быстродействующих измерительных средств. Обработку и анализ результатов наиболее целесообразно выполнять с использованием современных вычислительных комплексов.

Таким образом, узкая специализация выполняемых исследований привела к созданию специального измерительно-регистрающего комплекса.

При выполнении исследований на экспериментальной установке измерялись и регистрировались следующие параметры вакуумного усилителя:

- усилие на толкателе;
- усилие на штоке;
- перемещение толкателя;
- перемещение поршней;
- перемещение штока;
- давление (разрежение) в полостях усилителя.

Структурно измерительно-регистрающий комплекс состоит из трёх частей. К первой части относятся датчики измерения физических величин исследуемых параметров. Вторая часть состоит из

аппаратуры предварительной обработки, регистрации и выдачи информации об исследуемых параметрах. Третья часть комплекса обеспечивает необходимые уровни питания датчиков и аппаратуры обработки и выдачи информации.

С учётом технических требований по выполнению эксперимента и по результатам анализа продукции ведущих мировых производителей измерительной аппаратуры были определены и приобретены необходимые средства измерения.

Для измерения усилий применяются тензометрические датчики модели LPX производства Precision Transducers Ltd. На экспериментальной установке применяются датчики LPX с диапазонами измерений усилий $F=0-2500$ Н и $0-10000$ Н. Рабочие параметры датчиков усилия приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Параметры датчиков усилия LPX

Наименование параметра	Величина параметра
Метод измерения	Сжатие
Размеры: диаметр × высота, мм	52 × 22
Питание, В	5 – 20
Номинальная величина выходного сигнала, $\mu\text{V}/\text{V}$	$2 \pm 0,1\%$
Абсолютная линейная погрешность	0,1%
Относительная погрешность	0,07%
Предельная нагрузка	150%
Возврат в нуль (быстродействие)	0,07%

Тарировка датчиков усилия с источником питания и измерительной аппаратурой подтвердила линейность их характеристик.

Тарировочные параметры датчиков:

LPX-2500 – $0,85$ Н/ μV ;

LPX-10000 – $3,5$ Н/ μV .

Измерение перемещений осуществлялось прецизионными потенциометрическими датчиками модели CLP-13-50 производства Megatron, их параметры приведены в табл. 5.3.

Параметры датчиков перемещения CLP-13-50

Наименование параметра	Величина параметра
Измеряемое перемещение, мм	0 – 50
Сопротивление, кОм	2
Разрешение, мм	< 0,01
Допуск на линейность, %	$\pm 1 \dots \pm 0,3$
Максимальная скорость, м/с	5
Тарировочный коэффициент, мм/ μV	0,006

Для измерения давления в полостях вакуумного усилителя использованы датчики BOSCH серии 0261230004. Общий вид датчика, его схема и характеристика представлены на рис. 5.9. Характеристика этого датчика абсолютного давления линейна и характеризуется коэффициентом пропорциональности 0,0288 кПа/ μV .

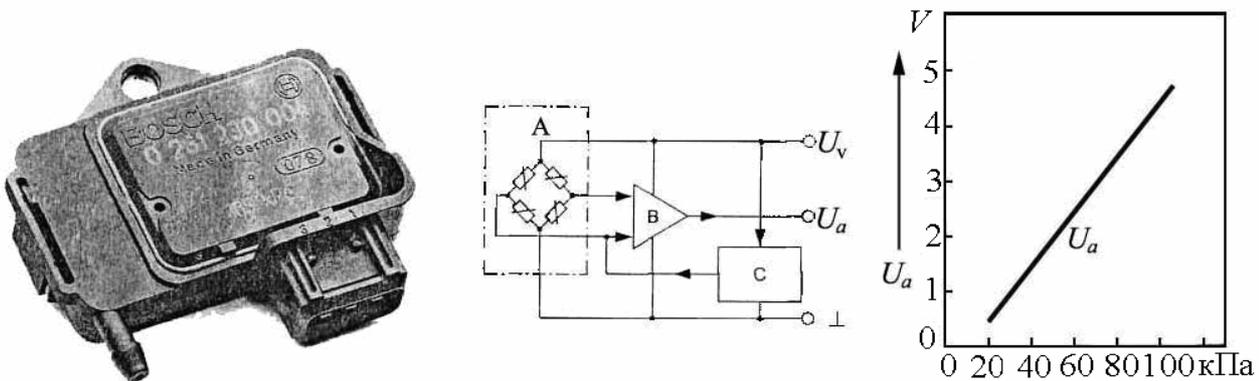


Рис. 5.9. Датчик абсолютного давления BOSCH серии 0261230004:

а – общий вид; б – схема; в – характеристика;

А – датчик; В – усилитель; С – температурный компенсатор;

U_V – напряжение питания датчика, V ; U_a – величина измеряемого выходного сигнала, V ; P_a – измеряемое давление, кПа

Измерение давления в гидроприводе нагрузки выполнялось тензометрическим датчиком давления КРТ-7 производства ЗАО «Орлекс» (Россия).

Внешний вид датчика давления КРТ-7, датчика усилия LPX и датчика перемещения CLP-13-50 приведен на рис. 5.10.

Особенностью датчика давления КРТ-7 является визуальное цифровое отображение измеряемого давления на 3.5 разрядном жидкокристаллическом индикаторе и унифицированного аналогового токового сигнала в диапазоне 4 – 20 μ А. Другие параметры датчика КРТ-7 приведены в табл. 5.4.

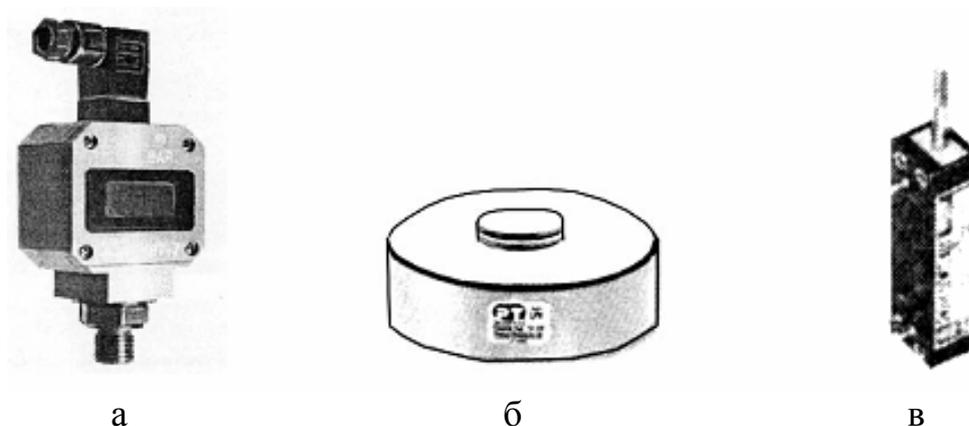


Рис. 5.10. Внешний вид датчиков:
а – давления КРТ-7; б – усилия LPX; в – перемещения CLP-13-50

Таблица 5.4

Параметры датчиков давления КРТ-7

Наименование параметра	Величина параметра
Пределы допускаемой основной погрешности γ от диапазона измерения выходного сигнала	$\gamma = \pm 0,5$
Вариация аналогового выходного сигнала при допускаемой основной погрешности $\gamma = \pm 0.5\%$	$< 0,5\gamma$
Дополнительная погрешность от температуры в % от диапазона изменения выходного сигнала на каждые 10°C	$< \pm 0,45\%$

При разработке измерительно-регистрающего комплекса лабораторной установки необходимо было, прежде всего, решить задачу обеспечения различного уровня электропитания датчиков. Кроме этого, необходимо было учесть особенность исследуемых рабочих процессов – измерение и регистрация быстро и медленно текущих процессов.

В результате разработана схема специального электронного блока обработки сигналов (БОС) [73], рассчитанного на одновре-

менное использование 12 каналов и обладает следующими функциональными возможностями:

- обеспечение стабильного питания каналов;
- фильтрацией помех и стабилизацией сигналов;
- тарировкой каналов;
- определением и установкой начального значения измеряемого параметра;
- тестированием и контролем исправности каналов;
- автоматическим режимом измерения и регистрации параметров;
- накоплением, считыванием параметров и очисткой системы.

Структура одного канала БОС представлена на рис. 5.11.

В соответствии со схемой рис. 5.11, необходимый уровень питания от БОС поступает на соответствующий датчик. Таким образом, обеспечивается питание датчиков усилия, перемещения и разрежения. Датчик давления КРТ-7 имеет индивидуальный блок питания.

При поступлении сигнала от датчика в БОС он вначале усиливается и стабилизируется. Затем преобразуется из аналоговой формы в цифровую форму.

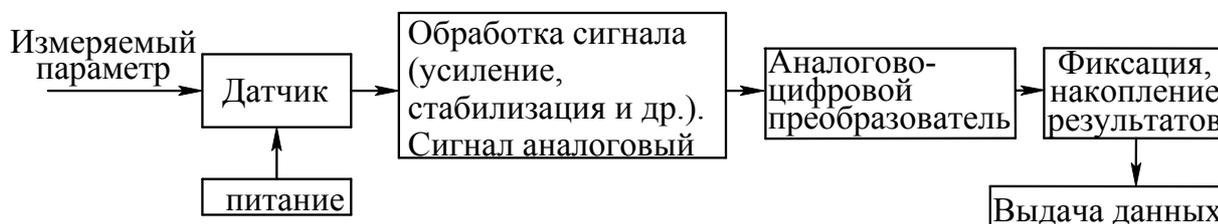


Рис. 5.11. Структура канала блока обработки сигналов

Для рационального использования объёмов памяти применено автоматическое изменение интервала записи данных в зависимости от скорости протекания процесса. Алгоритм работы электронного блока представлен на рис. 5.12.

При включении измерительного комплекса выполняется инициация всей периферии БОС. После инициации проверяется признак подключения внешней клавиатуры. По признаку подключения выбирается режим дальнейшей работы:

- с подключенной клавиатурой режим тарировки;
- без подключения клавиатуры – режим измерения.



Рис. 5.12. Алгоритм работы электронного блока БОС

В режиме тарировки система выводит на графический дисплей информацию о тарировке с номером датчика и соответствующего канала аналогово-цифрового преобразователя (АЦП). После запуска АЦП на дисплей выводится значение измеряемой величины. С клавиатуры задаётся эквивалентная тарируемая величина параметра и команда на фиксацию системой этой величины. Затем аналогично фиксируются последующие значения до тех пор, пока не вводится признак окончания процесса тарировки.

После окончания тарировки задаётся режим измерения: ручной или автоматический и система переходит к контролю каналов АЦП. Далее проверяется подключение и исправность датчиков с визуальным контролем информации на дисплее. Протестировав датчики, система анализирует режим работы ручной или автоматический.

Ручной режим предусматривает просмотр на дисплее результатов измерения. По сигналу начала процесса срабатывают каналы АЦП. С них считывается информация и записывается в оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) контролера.

Результаты измерения при необходимости выводятся на дисплей. В автоматическом режиме измерения выполняются аналогично ручному режиму, но результаты измерений блоками в виде числовых массивов накапливаются в ОЗУ с целью дальнейшего использования для обработки на внешней ПЭВМ.

Электронная элементная база БОС объединена на трёх платах, как это показано на структурной схеме измерительного комплекса рис. 5.13.

Плата I контролера предназначена для управления всем измерительным комплексом и имеет связь по интерфейсу с ПЭВМ. Контролер выполнен на базе микропроцессора ATMEGA 128-16 AC.

Для связи с внешними устройствами ввода – вывода и хранения временных данных используется перезаписываемый модуль Flash памяти программ.

Измерительная система для связи с ПЭВМ имеет три интерфейса RS-232, RS-485 и USB. Интерфейс RS-232 выполнен на базе микропроцессора ADM 202 EAN.

Интерфейс RS-485 – на базе микросхемы MAX 487 E CPA. Для связи по USB каналу используется микросхема FT 245 BM-FTDI.

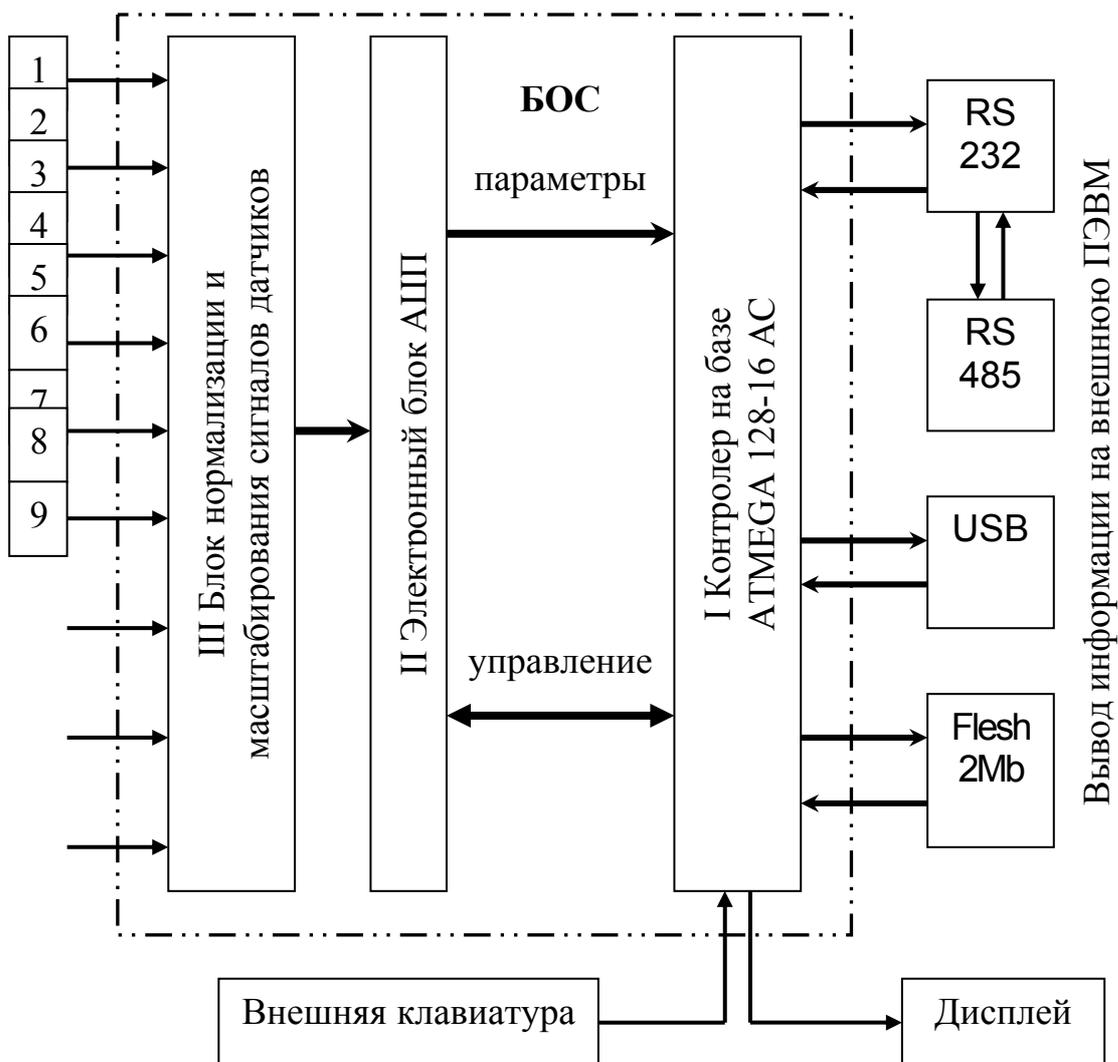


Рис. 5.13. Структурная схема измерительного комплекса

Результаты измерения отображаются на графическом дисплее BG12864A GPLW.

Плата III АЦП содержит 12 независимых аналогово-цифровых каналов. Каждый канал собран на базе микросхем AD 7492 AR-5.

Сигнал от датчиков предварительно обрабатывается на электронном блоке III. Блок нормализации и масштабирования сигналов датчиков содержит операционные усилители LM 358. Предварительно обработанные сигналы с датчиков поступают в коммутатор, обрабатываются на ограничителе напряжения и далее поступают непосредственно на АЦП. Все каналы АЦП запускаются одновременно, затем каждый из них выбирается с помощью дешифраторов и считывается в оперативную память контролера.

Питание комплекса осуществляется напряжением постоянного тока 12 В. Питание датчиков от блока обработки сигналов напряжением 5 В.

5.2.2. Результаты экспериментальных исследований вакуумного усилителя тормозного привода

Программой проведения исследований вакуумного усилителя на лабораторной установке предусматривались два вида испытаний.

Вначале определялись данные для получения статических характеристик, затем выполнялись исследования динамики рабочих процессов.

Определение параметров статической характеристики выполнялось для усилителя с подключением и отключением разрежения, следующим образом.

Вход усилителя – толкатель последовательно нагружался винтовым устройством (поз. 7 рис. 5.5). Движение толкателя осуществлялось с шагом перемещения 0,25 мм. Сигналы об изменении положения толкателя, поршней и штока, а также усилий на толкателе и штоке поступали в блок обработки сигналов и далее регистрировались в ПЭВМ. В момент фиксации сигналов контролировалось разрежение на входе усилителя. Разрежение поддерживалось на уровне $0,065 \pm 0,0025$ МПа. После достижения усилия на толкателе усилителя 2500 Н выполнялось пошаговое уменьшение нагрузки на толкателе с выдержкой по времени и регистрацией перечисленных ранее параметров.

Получение экспериментальных данных статической характеристики было разделено на два этапа.

На первом этапе выполнялась регистрация параметров в максимальном диапазоне, т.е. от момента срабатывания до перехода зоны насыщения по использованию разрежения. Усилие на толкателе измерялось датчиком усилия с пределом измерения 2500 Н, а усилие на штоке – датчиком с пределом измерения 10000 Н.

Для уточнения параметров начального участка статической характеристики на втором этапе измерение усилий на толкателе и штоке выполнялись датчиками усилия с пределами измерений 500 Н и 2500 Н соответственно.

Результатом измерений был массив данных, представленный в формате стандартной программы «Блокнот» оболочки Windows, удобной для пользовательского интерфейса. В дальнейшем полученный массив трансформировался в приложение Excel сборника приложений MS Office. Для последующей обработки автором рабо-

ты была создана программа в приложении Excel. Программа позволяет представлять этот массив реальных физических величин в графическом виде, удобном для анализа.

Статические характеристики, представляющие в графическом виде зависимости: $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$; $F_{\text{ш}} = f(X_{\text{т}})$ показаны на рис. 5.14 – 5.16.

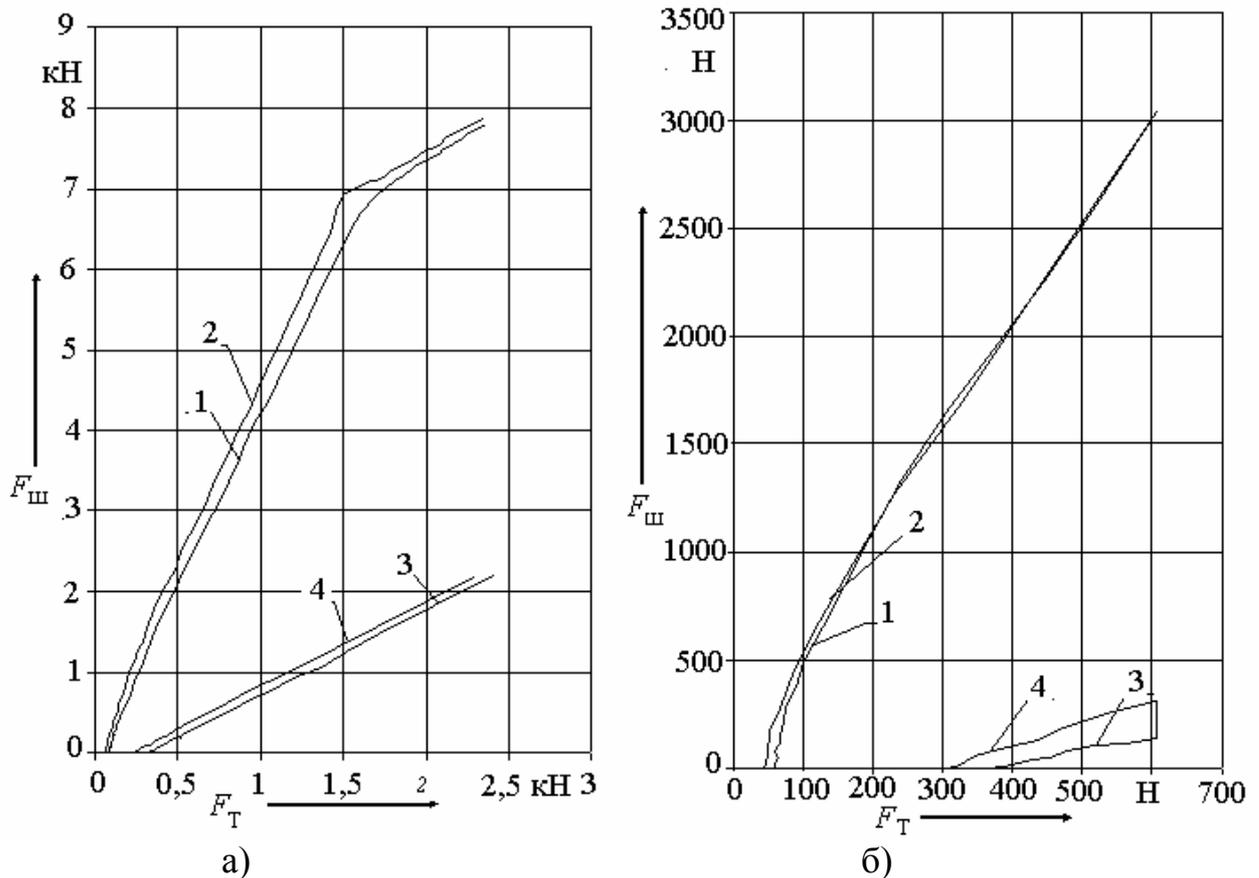


Рис. 5.14. Экспериментальные статические характеристики исследуемого вакуумного усилителя: а – полная статическая зависимость $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$; б – статическая характеристика в начале срабатывания усилителя; 1 – зависимость $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ с разрежением 0,065 МПа на входе усилителя при затормаживании; 2 – зависимость $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ с разрежением 0,065 МПа на входе усилителя при растормаживании; 3 – зависимость $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ без разрежения при затормаживании; 4 – зависимость $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$ без разрежения при растормаживании

На рис. 5.14 приведены статические характеристики, отражающие зависимость усилий на выходе $F_{\text{ш}}$ от усилий на входе $F_{\text{т}}$, $F_{\text{ш}} = f(F_{\text{т}})$.

Для сравнения с характеристикой рис. 5.14 на рис. 5.15 приведены расчётная характеристика исследуемого усилителя и экспериментальная характеристика аналога – серийного усилителя УАЗ производства ЗАО Краснодарский завод «Автоагрегат».

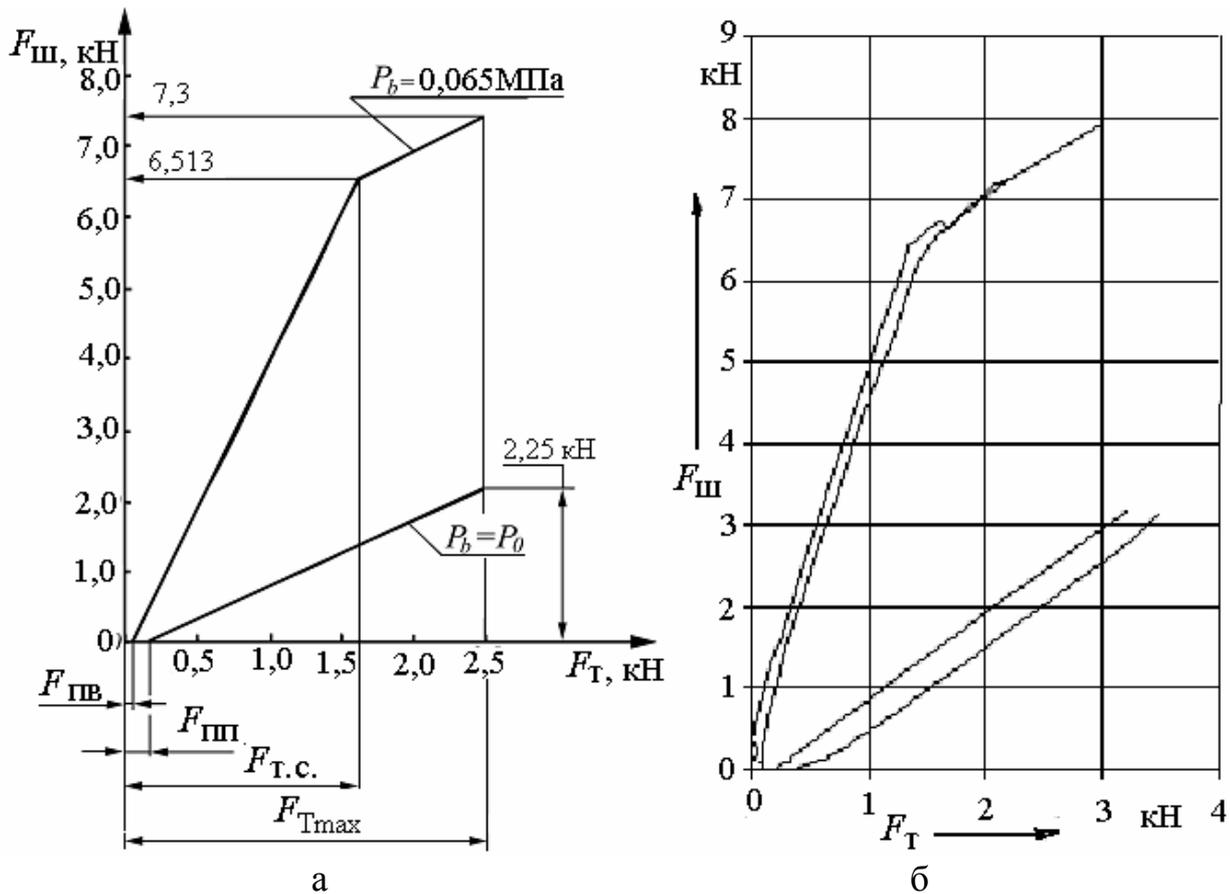


Рис. 5.15. Статические характеристики вакуумных усилителей:
 а – расчётная исследуемого усилителя; б – экспериментальная серийного усилителя УАЗ; $F_{пв}$ – усилие пружины вакуумного клапана; $F_{пш}$ – усилие возвратной пружины поршня; F_T – усилие на толкателе; $F_{T.c.}$ – усилие на толкателе в зоне следящего действия усилителя; F_{Tmax} – максимальное расчётное усилие на толкателе; $F_{ш}$ – усилие на штоке усилителя; p_b – давление на входе усилителя; p_0 – атмосферное давление

Полученные экспериментальные зависимости (рис. 5.14) в полной мере соответствуют расчётным значениям и предъявленным требованиям.

Следует отметить высокое качество следящего действия во всём диапазоне работы усилителя, как при затормаживании, так и при растормаживании.

Гистерезисные потери практически во всём диапазоне работы незначительны и составляют в среднем до 100 Н.

Зона насыщения усилителя по давлению находится в координатах характеристики $F_T \leq 1550 - 1650$ Н и $F_{III} = 6600 - 6800$ Н. Зона нечувствительности вакуумного усилителя составляет $F_T = 60$ Н.

Статическая зависимость усилия на толкателе от его перемещения приведена на рис. 5.16.

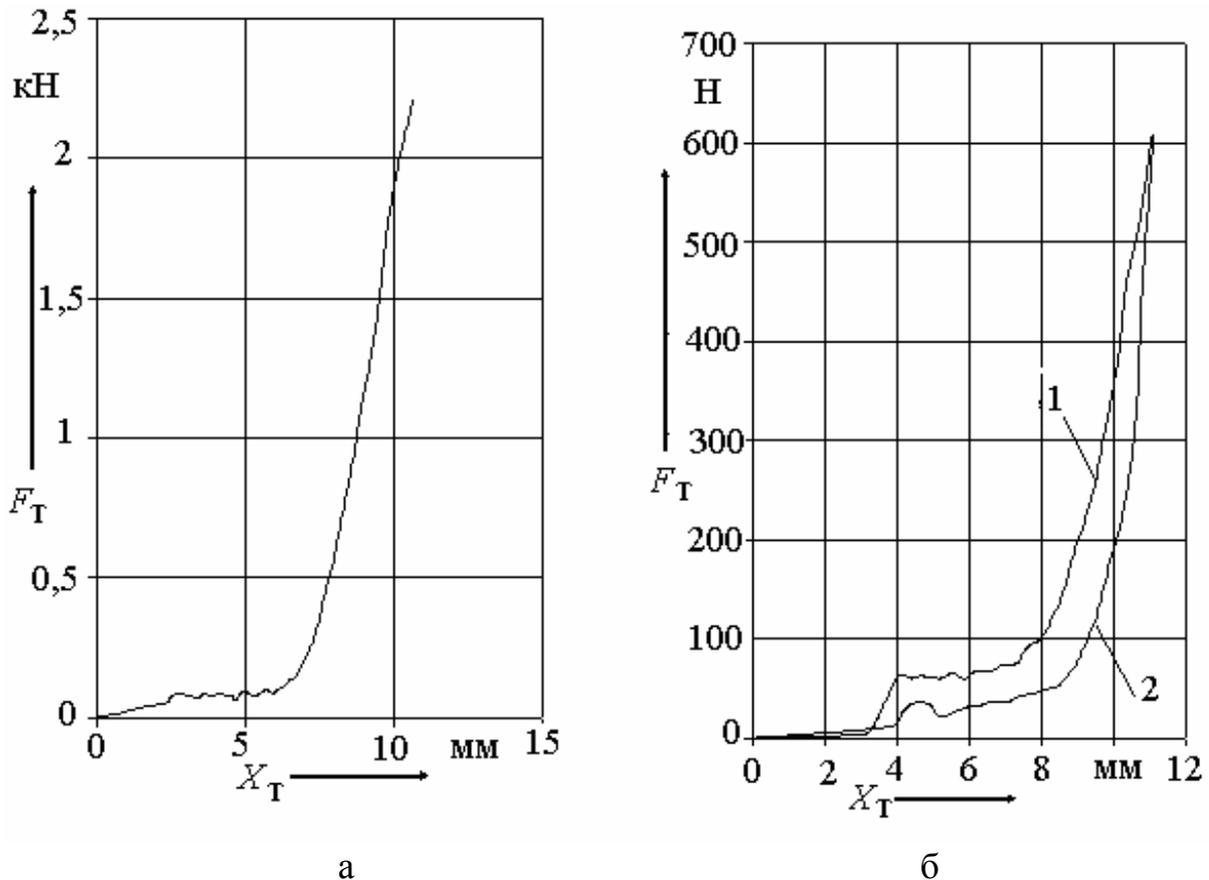


Рис. 5.16. Экспериментальные статические зависимости исследуемого усилителя $F_T = f(X_T)$: а – полная характеристика; б – характеристика на участке начала срабатывания усилителя; 1 – затормаживание; 2 – растормаживание

Как видно на характеристике рис. 5.16. а максимальное перемещение толкателя ограничено характеристикой используемой нагрузки усилителя и равно 12 мм. Начало срабатывания (зона нечувствительности) $X_{III} = 2,4$ мм соответствует закрытию вакуумного клапана и началу открытия атмосферного.

На втором этапе экспериментальных исследований определялись динамические характеристики рабочих процессов вакуумного усилителя тормозного привода.

Методикой определения динамических характеристик предусматривалась регистрация по времени следующих параметров: перемещение толкателя X_T , перемещение поршней X_{II} , перемещение штока X_{III} , изменение усилий на толкателе F_T и штоке F_{III} , давления в гидроприводе нагрузки P_T , а также изменение давлений в вакуумной полости на входе усилителя P_B , и атмосферных полостях первой P_1 и второй P_2 камер (рис. 5.8). Фиксация перечисленных параметров выполнялась с промежутком времени между смежными измерениями $\Delta t = 0,0062$ с.

Нагружение входа (толкателя) усилителя выполнялось пневматическим нагружающим устройством (поз. 3, рис. 5.8). Усилие нагружения задавалось давлением на входе в пневмокамеру. Темп срабатывания определялся дросселем (поз. 3, рис. 5.7) на входе в пневмокамеру. В ходе испытаний последовательно изменялись величины: абсолютное давление в вакуумной полости усилителя, усилие на толкателе усилителя и темп приложения усилия на толкателе.

Общий вид полученных динамических характеристик исследуемого усилителя приведен на рис. 5.17.

Поскольку эффективность усилителя во многом зависит от уровня подведенной энергии, то вначале выполнен цикл исследований с варьированием начального значения абсолютного давления в вакуумной полости усилителя в интервале $P_b = 4 - 92$ кПа. Максимальное усилие на толкателе устанавливалось в пределах $F_T = 2500 - 2600$ Н, что соответствует максимальному значению усилия 500 Н на педали тормоза. Темп приложения усилия к толкателю устанавливался постоянным $t = 0,2$ с. Характер изменения давления в полостях исследуемого усилителя (рис. 5.8) приведен на рис. 5.18.

Изменение давления и длительности рабочих процессов в вакуумной и атмосферных полостях усилителя при постоянном темпе $t = 0,2$ с и усилия на входе $F_T \approx 2500$ Н даны в табл. 5.5.

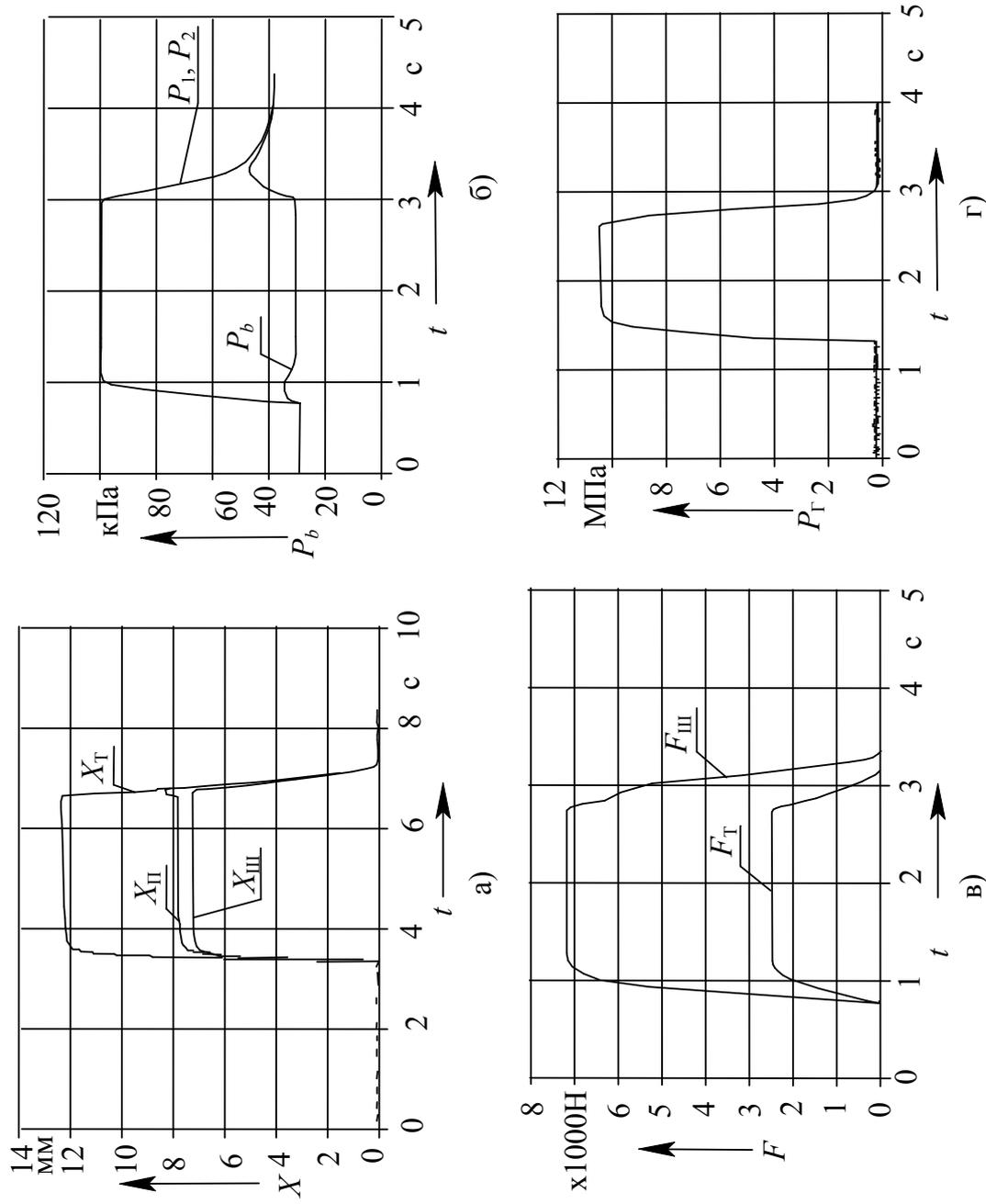


Рис. 5.17. Общий вид полученных экспериментальных динамических характеристик: а – перемещения $X = f(t)$; б – разрежения $P_b = f(t)$; в – усилия $F_n = f(t)$; г – давления в приводе нагрузки $P_r = f(t)$; X_r – перемещение толкателя; $X_{\text{п}}$ – перемещение поршня; $X_{\text{ш}}$ – перемещение штока; P_b – изменение давления в вакуумной полости; P_1, P_2 – давления в атмосферных полостях; F_r – усилие на толкателе; $F_{\text{ш}}$ – усилие на штоке

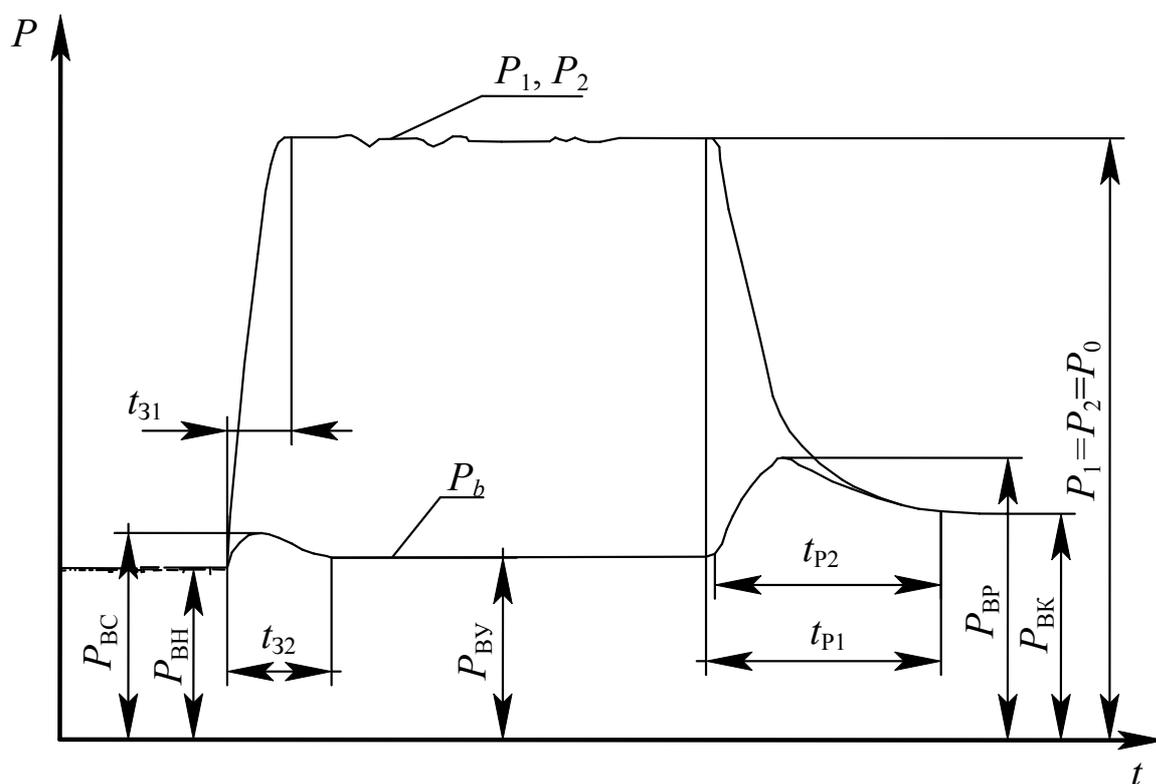


Рис. 5.18. Показатели, характеризующие процесс изменения давления в полостях усилителя: P_b – изменение давления в вакуумной полости; P_0 – атмосферное давление; P_1, P_2 – давление в атмосферных полостях; $P_{вн}$ – начальный уровень давления в вакуумной полости; $P_{вс}$ – максимальное давление в вакуумной полости при затормаживании; $P_{ву}$ – давление в вакуумной полости при установившейся стадии торможения; $P_{вр}$ – максимальное давление в вакуумной полости при растормаживании; $P_{вк}$ – давление в вакуумной полости после растормаживания; $t_{31}, t_{п1}$ – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании и растормаживании; $t_{32}, t_{п2}$ – время изменения давления в вакуумной полости

Таблица 5.5

Экспериментальные значения параметров рабочего процесса усилителя при варьировании начального уровня давления

Параметры процесса (рис. 5.18)	Значения параметров							
	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
$P_{вн}$ – начальный уровень давления, кПа	92	81	65	58	46	30	12	4
$P_{вс}$ – максимальное давление в вакуумной полости при затормаживании, кПа	97	88	72	65	57	36	16	–

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{ВУ}}$ – давление в вакуумной полости на установившейся стадии, кПа	95	84	68	61	48	32	13	4
$P_{\text{ВР}}$ – максимальное давление в вакуумной полости при растормаживании, кПа	96	87	76	68	60	48	38	32
$P_{\text{ВК}}$ – давление в вакуумной полости после растормаживания, кПа	95	84	72	64	57	38	24	4
t_{31} , – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании, с	0.20	0.20	0.30	0.30	0.30	0.25	0.25	0.22
t_{32} – время изменения давления в вакуумной полости при затормаживании, с	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.4	0.5	–
$t_{\text{Р1}}$ – время изменения давления в атмосферных полостях при растормаживании, с	0.2	0.5	0.5	0.7	0.9	0.9	1.1	1.9
$t_{\text{Р2}}$ – время изменения давления в вакуумной полости при растормаживании, с	0.4	0.5	0.5	0.7	0.9	0.9	1.1	1.9

После обработки данных табл. 5.5 можно сделать следующие выводы:

- переходной процесс при затормаживании повышает абсолютное давление (снижает уровень разрежения) в вакуумной полости в среднем на 6 кПа (что составляет около 10% от общего уровня давления);

- более существенно изменяется давление в вакуумной полости при растормаживании, прогрессивно увеличиваясь в зависимости от снижения начального давления (при $P_{\text{ВН}} = 92$ кПа повышение абсолютного давления (падение разрежения) равно 4 кПа, а при $P_{\text{ВН}} = 4$ кПа повышение абсолютного давления (снижение разрежения) составляет 28 кПа).

- время изменения давлений в вакуумной полости и в атмосферной полости при растормаживании увеличивается по мере увеличения начального разрежения;

На следующем этапе было выполнено исследование по определению влияния на рабочие процессы темпа изменения входного

усилия. Темп процесса затормаживания определялся по времени достижения максимального значения входного усилия. Максимальное значение входного усилия устанавливалось в пределах $F_{Tmax} = 2400 - 2500$ Н.

Характер изменения усилий на входе и выходе усилителя приведен на рис. 5.19.

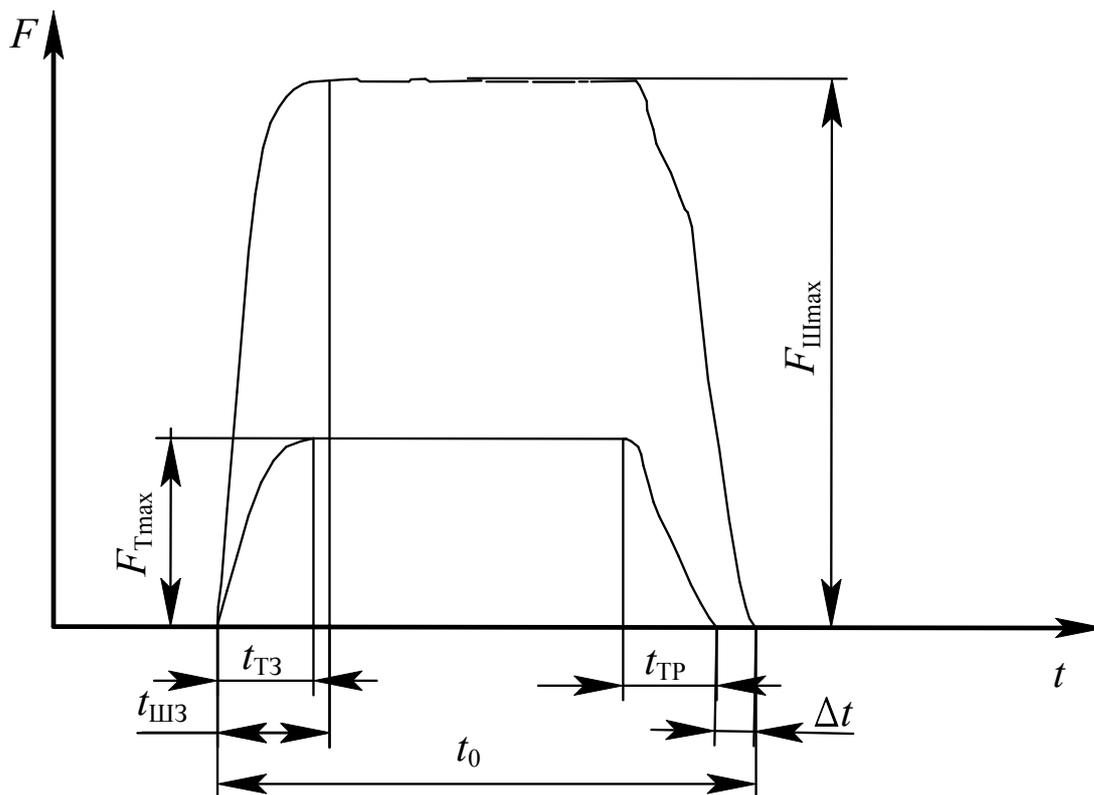


Рис. 5.19. Характер и параметры изменения усилий на входе и выходе усилителя при затормаживании и растормаживании:

- F_{Tmax} — максимальное, установившееся усилие на толкателе;
- $F_{Шmax}$ — максимальное, установившееся усилие на штоке; $t_{ТЗ}$ — время изменения усилия на толкателе от «0» до F_{Tmax} (темп изменения F_T);
- $t_{ШЗ}$ — время изменения усилия на штоке от «0» до $F_{Шmax}$; $t_{ТР}$ — время снижения усилия на толкателе при растормаживании от F_{Tmax} до «0»;
- Δt — запаздывание растормаживания; t_0 — суммарное время протекания процесса

Результаты выполненного цикла исследований представлены в табл. 5.6.

Анализируя влияние темпа изменения усилия на толкателе $t_{ТЗ}$ на время изменения давления в атмосферных полостях прежде всего необходимо отметить абсолютное совпадение давлений в обеих ат-

мосферных полостях от начала торможения до его завершения. Это характерно также и при изменении уровня начального разрежения. При снижении темпа приложения усилия к толкателю $t_{ТЗ}$ от 0,04 с до 0, снижается время изменения давления в атмосферных полостях $t_{З1}$ от 0,75 с до 0,4 с.

Таблица 5.6

Результаты исследования влияния темпа входного воздействия на рабочий процесс вакуумного усилителя

Параметры процесса (рис. 5.18, 5.19)	Значение параметров									
	$t_{ТЗ}$ – время изменения усилия на толкателе от «0» до $F_{Тmax}$, с	0,04	0,08	0,09	0,09	0,10	0,26	0,28	0,29	0,30
$t_{З1}$ – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании, с	0,75	0,64	0,75	0,76	0,68	0,35	0,20	0,48	0,30	0,46
$t_{ШЗ}$ – время изменения усилия на штоке от «0» до $F_{Шmax}$, с	0,82	0,72	0,80	1,00	0,80	0,48	0,40	0,52	0,50	0,46
Δt – запаздывание растормаживания, с	0,18	0,12	0,20	0,17	0,15	0,16	0,15	0,12	0,18	0,09
$t_{ШЗ} - t_{З1}$, с	0,07	0,08	0,05	0,24	0,12	0,13	0,20	0,04	0,20	0
$P_{ВН}$ – начальный уровень абсолютного давления, кПа	28	54	22	32	36	24	32	56	44	67
$F_{Тmax}$ – максимальное усилие на толкателе, кН	2,4	2,5	2,4	2,5	2,4	2,4	2,5	2,5	2,4	2,5
$F_{Шmax}$ – максимальное, усилие на штоке, кН	7,2	5,4	7,6	6,9	6,4	7,5	6,8	5,2	6,0	4,4

При минимальном темпе $t_{ТЗ} = 0,5$ с и $0,95$ с время $t_{З1}$ равно 1,4 с и 1,8 с.

С другой стороны следует отметить прямую пропорциональность между временем изменения давления в атмосферных полостях $t_{З1}$ и темпом изменения усилия на штоке $t_{ШЗ}$. Изменение усилия на штоке отстаёт от изменения давления в атмосферных полостях на 0,2 – 0,24 с.

Для определения влияния управляющего усилия на рабочий процесс вакуумного усилителя усилие на его толкателе задавалось:

- 1000 и 1100 Н для зоны следящего действия;
- 1300 и 1500 Н для зоны насыщения усилителя по давлению;
- 1800 и 2000 Н для зоны насыщения усилителя по давлению.

Результаты этих исследований приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Результаты исследования влияния входного усилия на рабочий процесс вакуумного усилителя

Параметры процесса (рис. 5.18, 5.19)	Значение параметров					
	1,00	1,10	1,30	1,50	1,80	2,00
F_{Tmax} – максимальное усилие на толкателе, кН	1,00	1,10	1,30	1,50	1,80	2,00
$F_{Шmax}$ – максимальное, усилие на штоке, кН	6,30	5,80	6,10	6,20	6,60	6,80
t_{31} – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании, с	0,030	0,030	0,025	0,030	0,050	0,040
$t_{Ш3}$ – время изменения усилия на штоке при затормаживании, с	0,60	0,50	0,50	0,40	0,08	0,08
$t_{Ш3} - t_{31}$, с	0,570	0,470	0,475	0,370	0,030	0,040
$P_{вн}$ – начальный уровень абсолютного давления, кПа	35	35	28	35	28	28

Полученные результаты позволяют сформулировать следующие обобщения: изменение управляющего усилия практически не влияет на быстродействие усилия в интервале следящего действия ($t_{31} = 0,03$ с, $t_{Ш3} = 0,05$ с); за интервалом насыщения время изменения входного усилия увеличивается $t_{31} = 0,04 - 0,05$ с, а время изменения выходного усилия уменьшается $t_{Ш3} = 0,08$ с.

Табл. 5.8 – 5.10 получены в результате обработки экспериментальных динамических характеристик $X = f(t)$ вакуумного усилителя. В табл. 5.8 представлены результаты экспериментальных измерений параметров рабочего процесса вакуумного усилителя для различных значений установившегося усилия на толкателе F_T . Для анализа влияния на параметры рабочего процесса вакуумного усилителя тормозного привода времени перемещения толкателя в переходной стадии затормаживания t_3 , то есть темпа нарастания входного воздействия приведены значения параметров в табл. 5.9. Результаты исследования величины начального уровня абсолютного давления в вакуумной полости $P_{ВН}$ на абсолютное и относительное перемещение элементов вакуумного усилителя отражает табл. 5.10. Схема векторов перемещений представлена на рис. 5.21, а зависимость относительных перемещений элементов усилителя изображена на рис. 5.22.

Таблица 5.8

Результаты исследования влияния величины входного усилия на перемещение элементов вакуумного усилителя

Параметры процесса (рис. 5.18; 5.19; 5.20)	Значения параметров					
	1,05	1,30	1,50	1,80	2,00	2,50
F_T – усилие на толкателе, кН	1,05	1,30	1,50	1,80	2,00	2,50
$P_{ВН}$ – начальный уровень абсолютного давления, кПа	35	28	35	28	28	30
t_3 – время перемещения толкателя в переходной стадии затормаживания, с	0,40	0,35	0,40	0,25	0,26	0,55
X_T – перемещение толкателя, мм	9,6	8,5	8,7	10,6	11,1	12,4
$X_{П}$ – перемещение поршня, мм	7,8	7,2	7,0	8,0	7,8	7,9
$X_{Ш}$ – перемещение штока, мм	6,8	6,2	6,0	7,2	7,1	7,3
$X_T - X_{П}$, мм	1,8	1,3	1,7	2,6	3,3	4,5
$X_{П} - X_{Ш}$, мм	1,0	1,0	1,0	0,8	0,7	0,6
$X_T - X_{Ш}$, мм	2,8	2,3	2,7	3,4	4,0	5,1

Таблица 5.9

Результаты исследования влияния времени изменения входного воздействия на перемещение элементов вакуумного усилителя

Параметры процесса (рис. 5.18; 5.19; 5.20)	Значения параметров		
	t_3 – время перемещения толкателя в переходной стадии затормаживания, с	0,20	0,35
$P_{ВН}$ – начальный уровень абсолютного давления, кПа	30	28	25
F_T – усилие на толкателе, кН	1,2	1,3	1,0
X_T – перемещение толкателя, мм	8,6	8,5	8,2
$X_{П}$ – перемещение поршня, мм	7,6	7,2	7,4
$X_{Ш}$ – перемещение штока, мм	6,5	6,2	6,2
$X_T - X_{П}$, мм	1,0	1,3	0,8
$X_{П} - X_{Ш}$, мм	1,1	1,0	1,2
$X_T - X_{Ш}$, мм	2,1	2,3	2,0

Таблица 5.10

Результаты исследования величины разрежения на перемещение элементов вакуумного усилителя

Параметры процесса (рис. 5.18; 5.19; 5.20)	Значения параметров							
	$P_{ВН}$ – начальный уровень абсолютного давления, кПа	4	12	30	46	58	65	81
t_3 – время перемещения толкателя в переходной стадии затормаживания, с	0,60	0,55	0,55	0,40	0,40	0,40	0,30	0,30
F_T – усилие на толкателе, кН	2,55	2,55	2,50	2,60	2,55	2,60	2,50	2,55
X_T перемещение толкателя, мм	12,0	12,4	12,4	11,6	11,2	10,9	10,0	9,6
$X_{П}$ – перемещение поршня, мм	8,80	8,45	7,90	6,00	5,45	5,20	4,40	3,80
$X_{Ш}$ – перемещение штока, мм	7,65	7,60	7,30	6,00	5,60	5,40	4,55	4,40
$X_T - X_{П}$, мм	3,20	3,95	4,50	5,60	5,75	5,70	5,60	5,80
$X_{П} - X_{Ш}$, мм	+1,15	+0,85	+0,60	0,00	-0,15	-0,2	-0,15	-0,6
$X_T - X_{Ш}$, мм	4,35	4,80	5,10	5,60	5,60	5,50	5,45	5,20
Характер изменения перемещений при растормаживании рис.5.23	и)	ж)	е)	д)	г)	в)	б)	а)

Оценку влияния изменений входного усилия, времени затормаживания и уровня начального давления в вакуумной полости на перемещение элементов вакуумного усилителя выполним с использованием схемы приведенной на рис. 5.21.

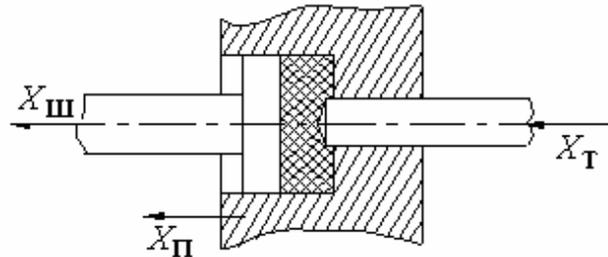


Рис. 5.21. Схема перемещений поршня управления (толкателя), поршня и штока при взаимодействии с упругим элементом следящего устройства: $X_{\text{Т}}$, $X_{\text{П}}$, $X_{\text{Ш}}$ – векторы перемещения толкателя, поршня и штока

Состояние распределительного клапанного устройства определяется относительным перемещением толкателя $X_{\text{Т}}$ и поршня $X_{\text{П}}$. Относительное перемещение толкателя и поршня зависит от деформации упругого элемента следящего устройства. Деформация упругого элемента происходит от действия усилий толкателя и поршня, а также усилия сопротивления штока. Характер изменения деформации упругого элемента в процессе работы усилителя показан на рис. 5.22.

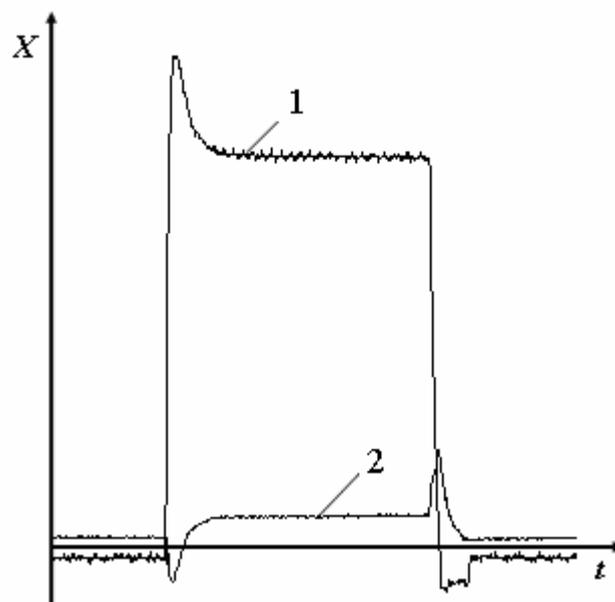


Рис. 5.22. Перемещение толкателя относительно поршня и поршня относительно штока: 1 – $(X_{\text{Т}} - X_{\text{П}})$; 2 – $(X_{\text{П}} - X_{\text{Ш}})$; $X_{\text{Т}}$, $X_{\text{П}}$, $X_{\text{Ш}}$ – перемещения толкателя, поршня и штока

Рассматривая влияние на перемещения изменения усилия на толкателе и времени затормаживания, следует отметить, что:

– в интервале следящего действия относительное перемещение толкателя и поршня постоянно и составляет 1,3–1,8 мм;

– в этом интервале относительное перемещение поршня и штока равны 1 мм;

– после насыщения усилителя по давлению относительные перемещения между толкателем и поршнем, толкателем и штоком увеличиваются, а между поршнем и штоком – уменьшаются;

– время затормаживания не влияет на величину относительных перемещений толкателя, поршня и штока.

Изменение деформации упругого элемента следящего устройства при затормаживании и растормаживании отличаются. Если при затормаживании деформация происходит плавно, то при растормаживании наблюдаются особенности восстановления деформации упруго–эластичной шайбы. Причем характер относительного перемещения зависит от уровня начального абсолютного давления в полости усилителя. На рис. 5.23 приведены фрагменты динамических характеристик, отражающие перемещения толкателя, поршня и штока при растормаживании. Представленные фрагменты характеристик соответствуют участку 1 на рис. 5.20 при вариации уровня начального давления.

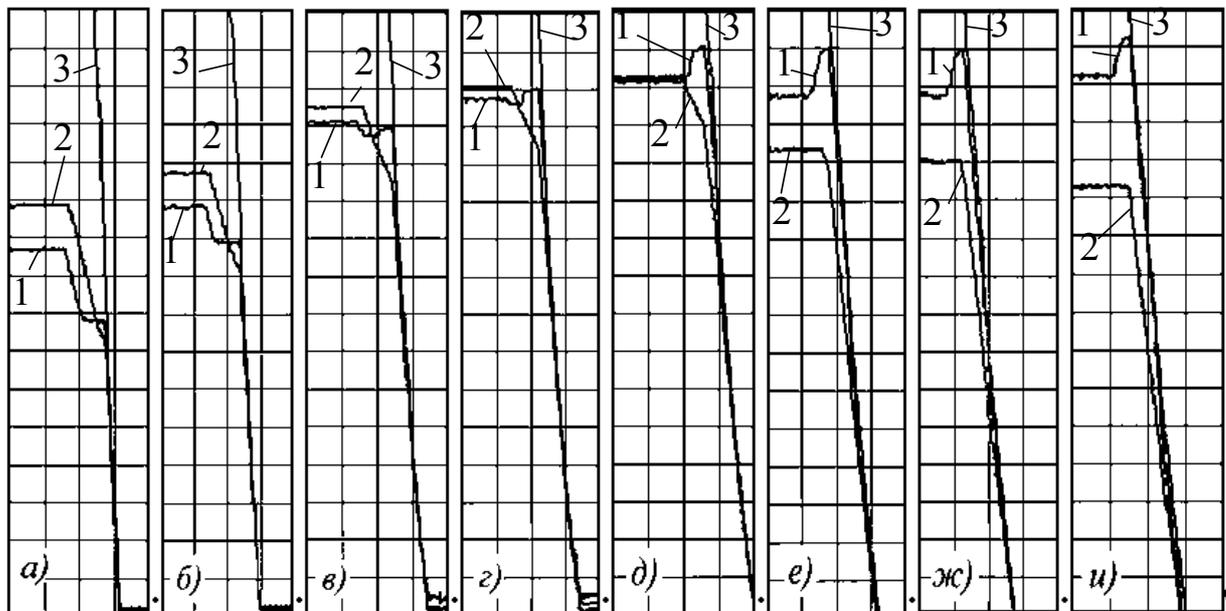


Рис. 5.23. Фрагменты динамических характеристик при растормаживании усилителя (участок 1 рис. 5.20; а – и см. табл. 5.10): 1 – перемещение поршня; 2 – перемещение штока; 3 – перемещение толкателя

Знаки «+» и «-» в предпоследней строке табл. 5.10 зависят от взаимного расположения значений X_{II} и X_{III} (см. рис. 5.20 и рис. 5.23).

Выполненный анализ подтверждает приоритетное влияние начального абсолютного давления в вакуумной полости на величину и характер изменения рабочих параметров вакуумного усилителя.

Исследуемый усилитель ХАДИ-3510010 создавался с условием соответствия характеристикам предыдущей серийной конструкции усилителя УАЗ-3510010.

В связи с этим были выполнены сравнительные испытания при следующих исходных параметрах:

- максимальное усилие на толкателе $F_{Tmax} = 2400$ Н;
- темп изменения усилия на толкателе $t = 0,2$ с;
- разрежение на входе усилителя $P_{BH} = 30$ кПа.

Результаты сравнительных испытаний приведены в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Результаты сравнительных испытаний усилителей
УАЗ-3510010 и ХАДИ-3510010

Параметры процесса	Значения параметров	
	УАЗ-3510010	ХАДИ-3510010
F_{Tmax} – максимальное усилие на толкателе, кН	2,47	2,45
$F_{III max}$ – максимальное, усилие на штоке, кН	7,30	7,30
P_{BH} –уровень начального разрежения, кПа	30	28
t_3 – время перемещения толкателя в переходной стадии затормаживания, с	0,2	0,2
X_T – перемещение толкателя, мм	11,65	11,45
X_{II} – перемещение поршня, мм	6,85	6,25
X_{III} – перемещение штока, мм	5,85	5,85
$X_T - X_{II}$, мм	4,8	5,2
$X_{II} - X_{III}$, мм	1,0	0,4
$X_T - X_{III}$, мм	5,8	5,6

Как видно по данным табл. 5.11 усилители имеют практически одинаковые параметры. Отличия заключаются в следующем:

– максимальное усилие на выходе достигается на 0,2 с позже у вакуумного усилителя УАЗ-3510010 (результаты сравнительных испытаний на экспериментальной установке,);

– уровень разрежения после растормаживания восстанавливается в полостях усилителя УАЗ-3510010 за 5 с, а в ХАДИ-3510010 – за 1,2 с.

5.2.3. Экспериментальные исследования тормозного привода с вакуумным усилителем

Описанные выше исследования рабочих характеристик вакуумного усилителя выполнялись на лабораторной установке, где управляющий входной сигнал формировался специальным механизмом. Для оценки рабочих процессов вакуумного усилителя в составе тормозной системы автомобиля, где управляющий сигнал формирует водитель, был изготовлен специализированный стенд.

На раме стенда (рис. 5.24) 1 установлено сиденье 2 с возможностью его продольного перемещения и высотой, соответствующей реальному расположению относительно тормозной педали 4. Педальный привод 6, вакуумный усилитель 7 и главный тормозной цилиндр 8 установлены на вертикальной части рамы стенда.

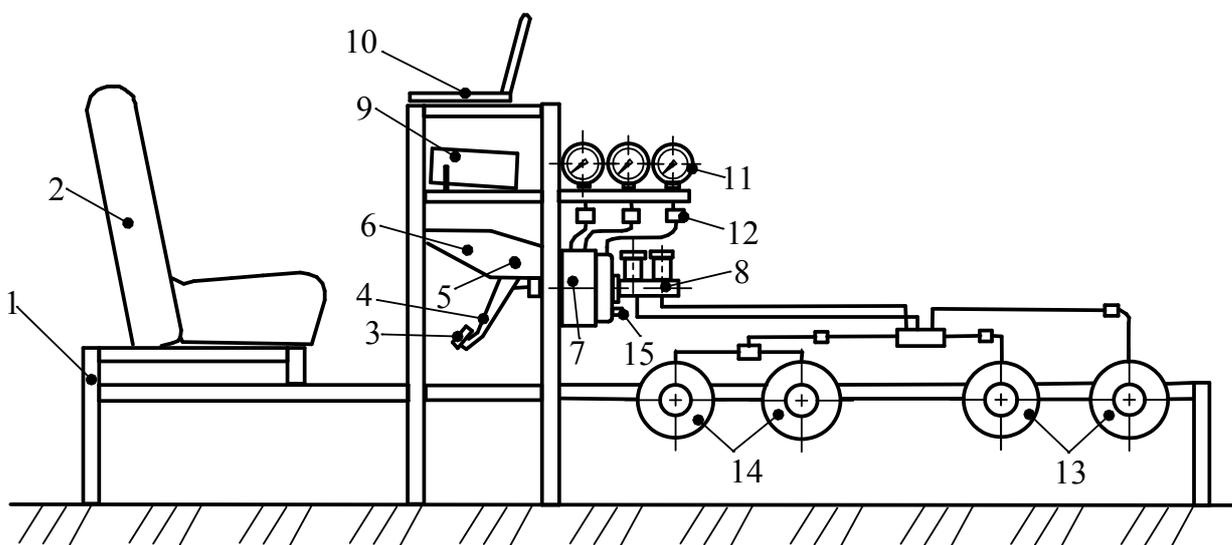


Рис. 5.24. Схема стенда для исследования тормозного управления с вакуумным усилителем: 1 – рама; 2 – сиденье; 3 – датчик усилия; 4 – педаль тормоза; 5 – датчик перемещения педали тормоза; 6 – педальный привод; 7 – вакуумный усилитель; 8 – главный тормозной цилиндр; 9 – блок обработки сигналов; 10 – ПЭВМ; 11 – вакуумметры; 12 – датчики разрежения; 13-14 – тормозные механизмы

На горизонтальной части рамы установлены передние барабанные тормозные механизмы 13 и задние барабанные тормозные механизмы 14 автомобиля УАЗ-3151. Главный тормозной цилиндр и колёсные тормозные цилиндры сообщаются трубопроводами и шлангами гидравлического тормозного привода автомобиля УАЗ-3151. В отдельных контурах гидропривода встроены датчики давления.

К штуцеру 15 подведен шланг от вакуумной установки (рис. 5.4). Разрежение в полостях усилителя 7 измеряется датчиками разрежения 12 (БОШ серия 026230004) и визуально контролируется вакуумметрами 11. Перемещение тормозной педали измеряется поворотным потенциометрическим датчиком 5. Усилие на педали измеряется тензометрическим датчиком LPX-500 (поз. 3. на рис. 5.24)

Давление в тормозном гидроприводе измерялось датчиком КРТ-7 с цифровым отображением измеряемого давления на жидкокристаллическом индикаторе. Сигналы от датчиков поступают в блок обработки сигналов 9 и затем в ПЭВМ 10. На стенде использовался тот же блок обработки сигналов, что и на лабораторной установке.

Методикой проведения испытаний предусмотрено получение статических и динамических характеристик тормозного управления с разработанным вакуумным усилителем.

На предварительной стадии определения данных для статических характеристик проводились частичные и полные срабатывания усилителя, как с разрежением, так и без него. Для получения данных статических характеристик последовательно нагружался вход усилителя нажатием на педаль с последующей выдержкой по времени. После того как давление в гидроприводе принимало постоянное значение оно и соответствующие ему значения усилия и перемещения педали регистрировались. Замеры выполнялись при разрежении на входе усилителя $p_b = 0,065 \pm 0,005$ МПа. Последовательные измерения выполнялись с чередованием усилия на педали $\Delta F = 50 - 100$ Н.

Аналогично выполнялись замеры для получения статической характеристики без разрежения на входе вакуумного усилителя.

Полученные статические характеристики в виде зависимостей $P_T = f(F_{\Pi})$, $P_T = f(X_{\Pi})$, приведены на рис. 5.25.

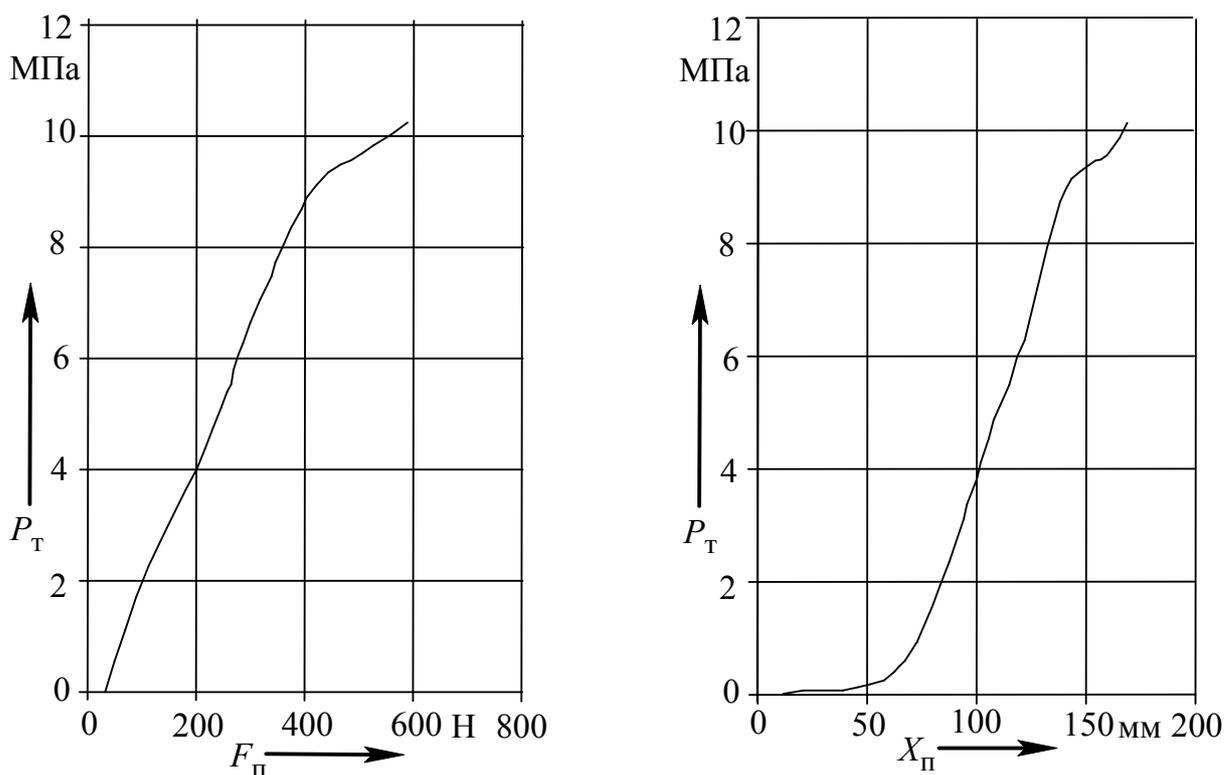


Рис. 5.25. Статические характеристики тормозного управления:
 P_T – давление в гидроприводе; F_{Π} – усилие на тормозной педали;
 X_{Π} – перемещение педали

Зона насыщения по давлению в приводе располагается при давлении равном примерно 9 МПа. На графике $P_T = f(X_{\Pi})$ отмечается характерное изменение зависимости в зоне насыщения. Это обусловлено внедрением поршня управления в упруго-эластичный элемент. После того как поршень управления соприкоснется с упором на поршне усилителя наклон характеристики восстанавливается.

После определения данных статических характеристик были выполнены измерения по динамическим характеристикам. Измерения выполнялись следующим образом. К тормозной педали прикладывалось усилие с различным темпом, соответствующим служебному или экстренному торможению. Для имитации экстренного торможения оператор действовал на педаль с возможно большим усилием и скоростью. При плавном торможении усилие изменялось до уровня $F_{\Pi, \max} < 500$ Н с последующей выдержкой и дальнейшим растормаживанием. Затем выполнялись ступенчатые воздействия на педаль, как для затормаживания, так и на растор-

маживание. Замеры выполнялись с поддержанием уровня разрежения в диапазоне $p_b = 0,065 \pm 0,005$ МПа, а также с последующим снижением разрежения до 0. После выполнения исследований с разрежением, испытания повторялись без использования разрежения.

В процессе испытаний регистрировалось текущее значение на педали, её перемещение, давление в гидравлическом тормозном приводе и разрежение в полостях вакуумного усилителя. Для удобства результаты измерения данных предварительно оформлялись массивом, представленном в формате стандартной программы оболочки Windows[®]. Полученный массив трансформировался в приложение Excel сборника приложений MSOffice[®] с последующим представлением в графическом виде.

Динамические характеристики свидетельствуют о высоком уровне следящего действия.

Динамические характеристики тормозного управления с вакуумным усилителем представлены на рис. 5.26.

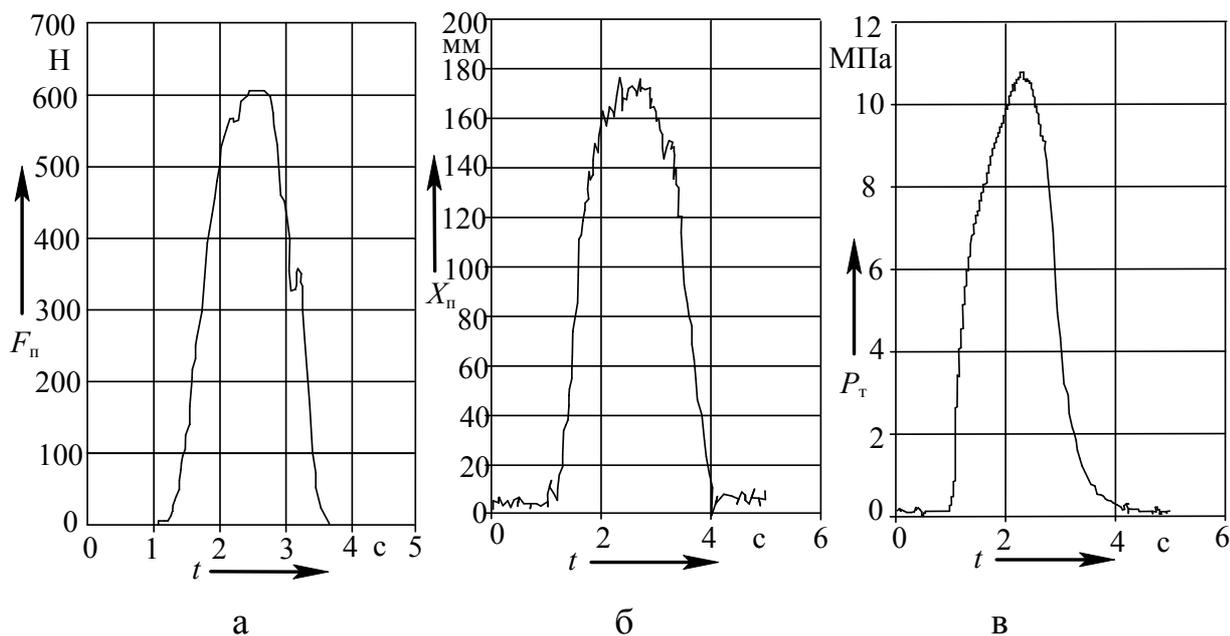


Рис. 5.26. Динамические характеристики тормозного управления с исследуемым вакуумным усилителем: а – $F_{\Pi} = f(t)$; б – $X_{\Pi} = f(t)$; в – $P_{\tau} = f(t)$; F_{Π} – усилие на тормозной педали; P_{τ} – давление в гидроприводе; X_{Π} – перемещение тормозной педали; t – время

5.3. Оценка погрешностей статической характеристики тормозного управления с вакуумным усилителем

Оценка погрешностей статических характеристик выполнялась в границах рабочей зоны до точки насыщения по методике, изложенной в [73] и с учётом статистических методов оценки процессов [74–75].

Погрешности статической характеристики $P_T = f(F_{\Pi})$ определялись с учётом оценки результатов по методике, предложенной в [73]. Иллюстрация основных положений данной методики относительно к рассматриваемым результатам представлена на рис. 5.27.

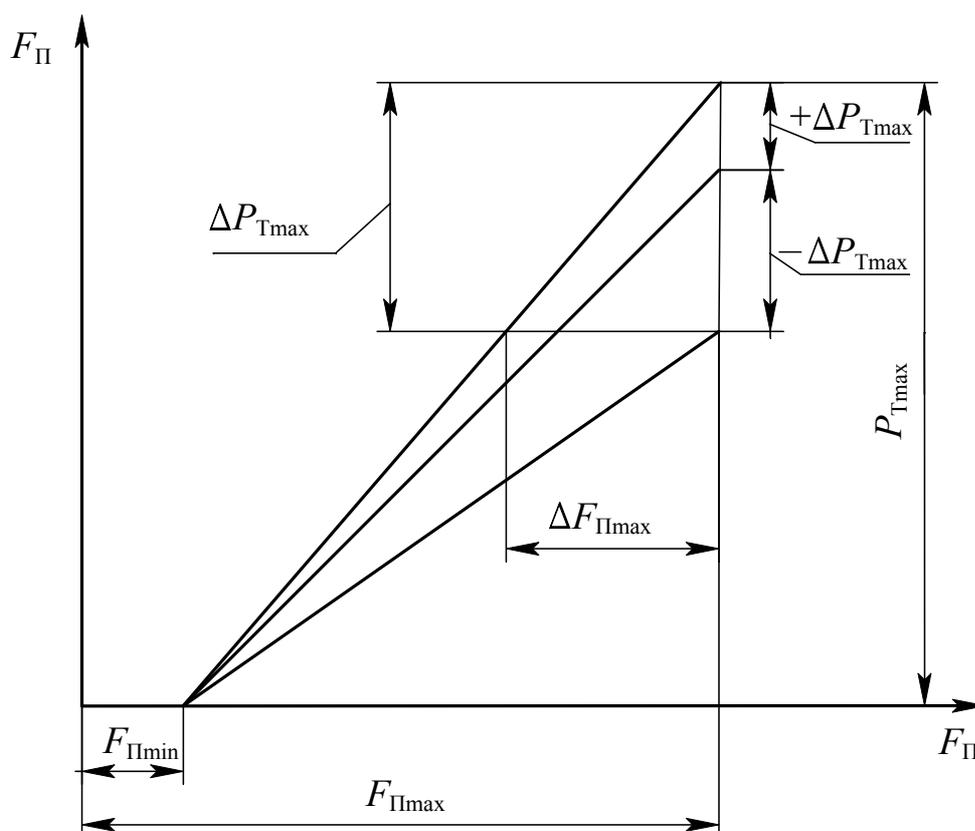


Рис. 5.27. Характер погрешностей статической характеристики тормозного управления [73]

На рис. 5.27 приняты следующие обозначения:

F_{Π} – усилие на тормозной педали;

$F_{\Pi max}$ – максимальное усилие на тормозной педали;

$F_{\Pi min}$ – минимальное усилие на тормозной педали;

$\Delta F_{\Pi max}$ – максимальная нечувствительность по усилию на педали;

P_T – давление в гидравлическом тормозном приводе;

P_{Tmax} – максимальное давление в приводе;

ΔP_{Tmax} – максимальный заброс по давлению;

$\pm \Delta P_{Tmax}$ – максимальные отклонения по конечному давлению.

По методике [73] регламентированы следующие соотношения параметров статической характеристики:

$$F_{\Pi min} \leq 0,25 \cdot F_{\Pi max}, \quad (5.1)$$

$$\Delta F_{\Pi max} \leq 0,1 \cdot F_{\Pi max}, \quad (5.2)$$

$$\Delta P_{Tmax} \leq 0,15 \cdot P_{Tmax}, \quad (5.3)$$

$$\pm \Delta P_{Tmax} \leq 0,1 \cdot P_{Tmax}, \quad (5.4)$$

Оценка полученных экспериментальных исследований статической характеристики $P_T = f(F_{\Pi})$ приведена в табл. 5.12.

Таблица 5.12

Оценка статической характеристики тормозного управления с вакуумным усилителем

Параметры	Значения параметров	
	регламентируемые [73]	экспериментальные
Максимальное усилие на тормозной педали до насыщения $F_{\Pi max}$, Н	400	440
Максимальное давление в гидроприводе на границе насыщения P_{Tmax} , МПа	8	8,6
Минимальное усилие на педали $F_{\Pi min}$, Н (в соответствии с зависимостью (5.1))	100	20
Максимальная нечувствительность по усилию $\Delta F_{\Pi max}$, Н (в соответствии с зависимостью (5.2))	40	35
Максимальный заброс по давлению в гидроприводе ΔP_{Tmax} , МПа (в соответствии с зависимостью (5.3))	1,5	0,3
Максимальные отклонения по конечному давлению $\pm \Delta P_{Tmax}$, МПа (в соответствии с зависимостью (5.4))	1,0	-0,3

Сравнивая экспериментальные характеристики вакуумного усилителя и характеристики тормозного управления с вакуумным усилителем, следует отметить их незначительные качественные и количественные отклонения. Погрешности статической характеристики не выходят за рекомендуемые пределы (табл. 5.12).

ЛИТЕРАТУРА

1. Тормозные устройства. Справочник под ред. М.П. Александрова – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
2. Гинцбург Л.Л., Есеновский-Лашков Ю.К., Поляк Д.Г. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. – М.: Транспорт, 1968. – 168 с.
3. Od A do Z. Pod redakcja mgra inz. Witolda Lesniaka. – Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1978. – 789 s.
4. BOSCH. Автомобильный справочник. – М.: Издательство За рулём, 1999. – 896 с.
5. Тормозные системы. – М.: Ассоциация независимых издателей, 1998. – 67 с.
6. Автомобили ВАЗ-2110 – М.: Издательство За рулём, 1997. – 168 с.
7. Автомобили ГАЗ–3102 Волга. А.Д. Просвирнин и др. – М.: Транспорт, 1984. – 304 с.
8. Под ред. Кудрявцева Ю.В. Автомобиль ГАЗ-33021 Газель. – М.: Издательство За рулём, 1997. – 119 с.
9. Под ред. Кудрявцева Ю.В. Автомобили семейства Соболь. – М.: Издательство За рулём, 2000. – 224 с.
10. Под ред. Пугина Н.А. Автомобиль Газель ГАЗ-2705 и его модификации. – М.: Издательство НИНЭУавтопром, 2000. – 368 с.
11. Автомобиль АЗЛК-2141. Под ред. Сорокина А.Е.–М.: Машиностроение, 1989. – 427 с.
12. Gancel Pierre M. Les tendencies dans le domain des asservissements Symposium Technique DBA. Conference № 8, 1972. – 28 s.
13. Вершигора В.А. и др. Автомобиль ВАЗ 2108. – М.: ДОСААФ, 1986. – 87 с.
14. Под ред. Макарова А.И. Автомобили УАЗ семейств 31512, 3741. – М.: Атласы автомобилей, 2002. – 208 с.
15. Повышение безопасности движения путём совершенствования конструкции тормозов // Автомобилестроение за рубежом. – 2001. – №6. – с. 10-11.
16. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств. Устройство и эксплуатация. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с.
17. Radschlupf – Regelsysteme. Dr. – Ing. Manfred Burckhardt, prof. Dipl. – Ing Jornsens Reimpell. Würzburg, 1993. – 432 s.
18. Kune Mercedes CLK с новым аварийным тормозом Brems – Assistant // Автомобилестроение за рубежом. – 1998. – № 1. – с. 8-9.
19. Компактная АБС фирмы ИТТ для малолитражных автомобилей // Автомобилестроение за рубежом. – 1999. – № 6. – с. 12-14.

20. Голубовский Ю.И. Сверхусилители //Сигнал. – 1999. – № 7-8. – с. 42-43.

21. Пат. на корисну модель № 27116 Україна, МПК В60Т 13/00. Клапанний вузол вакуумного підсилювача / Шуклінов С.М., Склярів В.М., Шепеленко І.Г., Склярів М.В.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 200613226; заявл. 14.12.2006; надр. 25.10.2007. Бюл. № 17.

22. Пат. № 85700 Україна, МКИ В60Т 13/565, В60Т 13/573. Клапанний вузол вакуумного підсилювача / Шуклінов С.М., Склярів В.М.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 200610207; заявл. 25.09.2006; надр. 25.02.2009. Бюл. № 4.

23. Пат. № 2273571 Российская федерация, МКИ В60Т 13/56, В60Т 13/57. Тормозное устройство с усилителем тормозного привода с улучшенными рабочими характеристиками для тормозной системы автомобиля / Мишон Жан-Пьер, Лакруа Стефан; патентообладатель Роберт Бош ГМБХ (DE). № 2003117469/11; заявл. 21.11.2001; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 10.

24. Pat. № 6273526 United States, Int. Cl. В60Т 8/44. Fluid Pressure Booster and Brake system using the same / Jidoska Kiki Co., Ltd. (JP). 09/395,172, заявл. 17.07.1989; опубл. 14.09.1999.

25. Pat. № 4984507 United States, Int. Cl. F15В 9/10. Three chamber brake booster with variable pressure passages having a minimum channel length / Jidoska Kiki Co., Ltd. (JP). 380,986, заявл. 07.17.99, опубл. 01.15.91.

26. Пат. № 53705 Україна, МКИ В60Т 13/56. Вакуумний підсилювач / Шуклінов С.М., Шепеленко І.Г., Склярів В.М. та ін.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 99116330; заявлено 23.11.99; надр. 17.02.03. Бюл. № 2.

27. Пат. № 2225799 Российская Федерация, МКИ В60Т 13/56. Вакуумный усилитель / Шуклинов С.Н., Шепеленко И.Г., Склярів В.Н. и др.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 2000130977; заявл. 14.12.2000; опубл. 20.03.2004. Бюл. № 8.

28. Деклараційний патент на винахід № 50922А Україна, МКИ В60Т 13/52. Вакуумний підсилювач гідравлічного приводу / Клименко В.І., Шуклінов С.М., Шепеленко І.Г., Склярів В.М.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 2001053520; заявл. 25.05.2001; надр. 15.01.2002. Бюл. № 11.

29. Пат. № 86567 Україна, МКИ В60Т 13/56. Корпус двокамерного вакуумного підсилювача / Шуклинов С.Н., Шепеленко И.Г., Клименко В.І., Склярів Н.В.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 20040503569; заявл. 15.05.2004; надр. 12.05.09. Бюл. № 9.

30. Деклараційний патент на винахід № 44440А Україна, МКИ В60Т 13/52. Вакуумний підсилювач гальмівної системи автомобіля / Шуклінов С.М., Шепеленко І.Г., Склярів В.М. та ін.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 2001020877; заявл. 09.02.2001; надр. 15.02.2002. Бюл. № 2.

31. Деклараційний патент на винахід № 47004А Україна, МКИ В60Т 13/52. Вакуумний підсилювач гальмівного приводу / Клименко В.І., Шуклинов С.М., Шепеленко І.Г., Склярів В.М.; заявник та патентовласник Харківський Національний Автомобільно-дорожній Університет. – № 2001053519; заявл. 25.05.2001; надр. 17.06.2002. Бюл. № 6.
32. Шуклинов С.Н., Склярів Н.В. Критерии оценки эффективности конструкций вакуумных усилителей // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. Сб. научн. тр. – 2005. – №16. – С. 159 – 161.
33. Цимбалин В.Б. Шасси автомобиля. Атлас конструкцій: учеб. пособие для вузов / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский, В.В. Коняшов и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 108 с.
34. Н. Geupel, М. Reichel. Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen. „ATZ Automobiltechnische Zeitschrift“; 1977; Jg.79; Н 7/8, s. 291...294.
35. Шуклинов С.Н. Анализ статической характеристики вакуумного усилителя / Шуклинов С.Н. // Вестник МАДИ (ГТУ) 2009 Выпуск 3 (18) С.7-11.
36. US005699713A. BRAKE BOOSTER/ Mortimer I. (Lucas Industries pic.). – 1997.
37. Савельев Б.В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля. – Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1988. – 153с.
38. Савин Н.М., Годун И.И. Силовые параметры процесса срабатывания гидравлического тормозного привода автомобиля. – Труды Новочеркасского политехнического института, 1968. Том 183.
39. Harries D.A. Pedal feel with Power Staking Systems. “Lucas Engineering review” 1978. № 3. pp. 65...69.
40. Nigg R.L., Palmer A.W., Green R.F. The variable ratio master cylinder-adescription of its function and operation. “SAE prepr”. 1975, № 750382.
41. М.М. Запрягаев, Л.К. Крылов, Е.И. Магидович, М.М. Щукин Армейские автомобили. Конструкция и расчет, Часть вторая. Ходовая часть и органы управления. Под ред. А.С.Антонова. Военное издательство МО СССР. М-1970.
42. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.:Выш. шк., 1987. – 200 с.: ил.
43. Поражко А.Е. Исследование режимов работы и выходных характеристик автомобильных тормозных систем с вакуумными усилителями. – Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1979.-189с.
44. Шуклинов С.Н. Выбор параметров статической характеристики / С.Н. Шуклинов // Тр. МАДИ. – Москва, 2011. – Вып. 4. – С.17– 21.
45. Шуклинов С.Н. Коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозов / С.Н. Шуклинов // Известия МГТУ МАМИ. – 2011. – Вып. 1(11). – С. 106-109.

46. Токаренко В.М. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств: учеб, пособие / В.М. Токаренко, В.З. Терских, А.Л. Столяров – К.: Лыбедь, 1991. – 232 с.
47. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
48. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справ. / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; под общ. ред. Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
49. Кармугин Б.В. Клапанные уплотнения пневмогидроаппаратов / Б.В. Кармугин, Г.Г. Стратеневский, Д.А. Мендельсон. – М.: Машиностроение, 1983. – 152 с.
50. Туренко А.Н. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый, С.Я. Ходырев; ХНАДУ. – Харьков: изд. ХНАДУ, 2002. – 400 с.
51. Богомолов В. А. Герметичность клапанов вакуумного усилителя / В. А. Богомолов, С.Н. Шуклинов // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. Сб. научн. тр. – 2007. – №20. – С. 10 – 12.
52. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев; Отв. ред. Писаренко Г.С.– 2-е изд., пераб. и доп.– Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
53. Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов / Е.Т. Григорьев. – М.: Машгиз, 1960. – 160 с.
54. Шуклинов С.Н. Удельное усилие на штоке вакуумного усилителя тормозов / С.Н. Шуклинов // Вестник ХПИ (НТУ). Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2010. – Вып. 33. – С. 54 – 63.
55. Сторожев М.В. Теория обработки металлов давлением: учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. / М.В. Сторожев, Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
56. Бухина М.Ф. Техническая физика эластомеров / М.Ф. Бухина – М.: Химия, 1984. – 224 с.
57. Туренко А.Н. Удельное усилие на поршне управления вакуумного усилителя тормозов / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Вестник ХНАДУ. – 2010. – Вып. 49. – С. 39–46.
58. Туренко А. Н. Синтез параметров следящего устройства вакуумного усилителя / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 15-20.
59. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. – 5-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 729 с.
60. Воднев В.Т. Основные математические формулы / В.Т. Воднев, А.Ф. Наумович, Н.Ф. Наумович; под ред. Ю. С. Богданова. – Мн.: Выш. школа, 1980. – 336 с.
61. Кухлинг Х. Справочник по физике: пер. с нем. / Х. Кухлинг. – 2-е изд. – М.: Мир, 1985. – 520с.

62. Бабичев А.П. Физические величины: справ. / А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А.М. Братковский и др.; Под. ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
63. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
64. Мелюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов / Н.Ф. Мелюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. 231 с.
65. Токаренко В.М. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств: учеб, пособие / В.М. Токаренко, В.З. Терских, А.Л. Столяров – К.: Лыбедь, 1991. – 232 с.
66. Туренко А.Н. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомоллов, В.И. Клименко и др. – Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2002. – 400 с.
67. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
68. Шуклинов С.Н. Математическое описание динамического поведения поршней главного тормозного цилиндра типа „тандем” / С.Н. Шуклинов // Вестник ХНАДУ. – 2007. – №38. – С. 253 – 256.
69. Шуклинов С.Н. Разработка и исследование гидравлического тормозного привода автопоезда, состоящего из легкового автомобиля и одноосного прицепа : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / С.Н. Шуклинов. – Харьков, 1989. – 22 с.
70. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. [для машиностроительных вузов] / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
71. Пильгуй В.Б. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов пневматического тормозного привода автомобилей: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Пильгуй Владимир Борисович. – Харьков, 1996 – 142 с.
72. Шуклінов С.М. Вимірювально-реєструючий комплекс для дослідження автомобільного гідроприводу гальм / С.М. Шуклінов, М.В. Склярів, С.П. Мельнік // Автошляховик України. – К.: Науково-виробничий журнал. – 2005. – № 2. – С. 22 – 23.
73. Зверев И.И. Проектирование авиационных колес и тормозных систем / И.И. Зверев, С.С. Коконин. – М.: Машиностроение, 1973. – 221 с.
74. Плескунин В.И. Теоретические основы организации и анализа выборочных данных в эксперименте / В.И. Плескунин, Е.Д. Воронина. – Л.: Изд. Ленинградского университета, 1979. – 232 с.
75. Шварц Г. Выборочный метод / Г. Шварц. – М.: Статистика, 1978. – 213 с.
76. Шеффе Г. Дисперсионный анализ / Г. Шеффе. – М.: Наука, 1980. – 512 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	
1. КОНСТРУКЦИЯ ВАКУУМНЫХ УСИЛИТЕЛЕЙ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА	
1.1. Обзор и анализ конструкций вакуумных усилителей тормозного привода	
1.2. Обзор структурных элементов вакуумных усилителей тормозного привода	
1.2.1. Обзор распределительных устройств вакуумных усилителей ...	
1.2.2. Обзор следящих устройств вакуумных усилителей	
1.2.3. Обзор исполнительных устройств вакуумных усилителей	
1.3 Критерии оценки эффективности конструкции вакуумных усилителей тормозного привода	
2 ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА	
2.1 Анализ статических характеристик вакуумного усилителя	
2.2 Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя	
2.3 Коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозного привода	
2.4 Динамическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода	
3 РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ И СЛЕДЯЩЕЕ УСТРОЙСТВА ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА	
3.1 Математическое описание клапанного устройства вакуумного усилителя	
3.2 Анализ рабочего процесса следящего устройства вакуумного усилителя	
3.2.1 Анализ жестких механических следящих устройств вакуумных усилителей	
3.2.2 Анализ упруго-эластичных механических следящих устройств вакуумных усилителей	
3.3 Синтез параметров следящего устройства вакуумного усилителя тормозного привода	
3.4 Особенности рабочего процесса упруго-эластичного следящего устройства в режиме насыщения усилителя по давлению	

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА.....	
4.1 Математическое описание рабочих процессов вакуумного усилителя	
4.1.1. Моделирование динамического состояния толкателя с поршнем управления вакуумного усилителя	
4.1.2. Уравнение движения поршня усилителя.....	
4.1.3. Уравнение движения штока усилителя	
4.1.4. Математическая модель следящего устройства вакуумного усилителя	
4.1.5. Математическое моделирование нелинейности типа «упор».....	
4.1.6. Математическая модель газодинамических процессов вакуумного усилителя тормозов.....	
4.1.7. Математическое описание динамического состояния клапанного устройства вакуумного усилителя.....	
4.2. Имитационное моделирование рабочих процессов вакуумного усилителя	
4.2.1. Имитационная модель вакуумного усилителя тормозного привода	
4.2.2. Результаты моделирования рабочих процессов вакуумного усилителя тормозного привода	
5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА.....	
5.1. Конструкция и принцип действия исследуемого вакуумного усилителя	
5.2. Исследование рабочих процессов и характеристик вакуумного усилителя	
5.2.1. Лабораторная установка для экспериментальных исследований вакуумного усилителя тормозного привода	
5.2.2. Результаты экспериментальных исследований вакуумного усилителя тормозного привода.....	
5.2.3. Экспериментальные исследования тормозного привода с вакуумным усилителем.....	
5.3. Оценка погрешности экспериментальных исследований вакуумного усилителя тормозного привода	
ЛИТЕРАТУРА	

Наукове видання

ТУРЕНКО Анатолій Миколайович
ШУКЛІНОВ Сергій Миколайович

**ТЕОРЕТИЧНЕ
ТА ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ
ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУМНОГО
ПІДСИЛЮВАЧА ГАЛЬМОВОГО
ПРИВОДУ АВТОМОБІЛІВ**

Монографія

(російською мовою)

Відповідальний за випуск _____

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *Н.В. Журавльової*

Підписано до друку _____ р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.
Ум.друк. арк. _____. Обл.-вид. арк. _____.
Зам. № _____. Тираж 300 прим. Ціна договірна.

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

**Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-72; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua**

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.