

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Набережночелнинский институт (филиал) федерального
государственного автономного
образовательного учреждения высшего образования
«Казанский (Приволжский) федеральный университет»

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВОГО
УПРАВЛЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И
АВТОБУСОВ**

Учебно-методическое пособие
для студентов автомобильных специальностей

Набережные Челны
2018

УДК 626.488.27, УДК 629.113

Рецензент:

доктор технических наук, профессор зав. кафедрой
«Эксплуатация автомобильного транспорта» **А.Т. Кулаков**

Цыбунов Э.Н.

Ц27 Гидравлические усилители рулевого управления грузовых автомобилей и автобусов: Учебное пособие для студентов автомобильных специальностей / Э.Н. Цыбунов, К.А. Шубенкова, Г.Р. Садыгова – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института КФУ, 2018. – 104 с.

Учебное пособие включает в себя сведения о конструкции и принципе работы гидравлических усилителей рулевого управления, основные принципы проведения испытаний и получения рабочих параметров гидравлических усилителей руля, возможные неисправности усилителя, его техническое обслуживание.

Пособие предназначено для студентов, магистрантов, аспирантов и преподавателей вузов машиностроительных специальностей, а также для работников научно-исследовательских, проектно-конструкторских организаций и предприятий.

Печатается в соответствии с решением редакционно-издательского совета Набережночелнинского института ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет».

© Цыбунов Э.Н., Шубенкова К.А., Садыгова Г.Р. 2018
© Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», 2018

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ УСИЛИТЕЛЕЙ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ	6
1.1 Компоновочные схемы усилителей рулевого управления	6
1.2 Оценка компоновочных схем усилителей	11
1.3 Принцип работы гидравлического усилителя руля	25
ГЛАВА 2. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ	33
ГЛАВА 3. ИСПЫТАНИЯ	36
3.1. Состав оборудования и средств измерения, применяемых при испытании.....	38
3.2. Подготовка к проведению испытаний.....	41
3.3. Испытания группы I.....	41
3.3.1. Испытание «Герметичность»	41
3.3.2 Испытание «Работоспособность»	42
3.4. Испытания группы II.....	44
3.4.1. Испытание «Характеристики распределителя $p(\alpha)$ и $p(M)$ »	44
3.4.2. Испытание «характеристика механизма $M_c(M)$ ».....	46
3.4.3. Испытание «характеристика механизма $\Theta(\alpha)$ ».....	47
3.4.4. Испытание «характеристика механизма $M(\alpha)$ »	48
3.5. Испытания группы III	49
3.5.1. Испытание «внутренние утечки».....	49
3.5.2. Испытание «КПД»	49
3.6. Представление результатов испытаний	50
ГЛАВА 4. ВОЗМОЖНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ	53
ГЛАВА 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ	56
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	60
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	61

ВВЕДЕНИЕ

Усилители предназначены для снижения усилия на рулевом колесе при его повороте и для повышения безопасности движения автомобиля, так как цилиндр усилителя помогает водителю удерживать управляемые колеса в заданном положении при действии со стороны дороги неуравновешенных сил, стремящихся повернуть эти колеса в одном направлении. Такие силы появляются при различии сопротивления качению правого и левого колес из-за их попадания на поверхности дороги с различными коэффициентами сопротивления качению (например, одно колесо движется по песку, второе — по асфальту) или в случае прокола одного колеса.

К рулевым усилителям предъявляют следующие требования.

Снижение энергетических затрат водителя при маневрировании с низкими скоростями или повороте управляемых колес (звеньев сочлененного автомобиля) на месте на поверхностях с высокими сцепными свойствами, При этом должна достигаться требуемая эффективность усилителя независимо от режима работы двигателя при угловой скорости рулевого колеса до 10 рад/с.

Обеспечение оптимальных по эргономическим условиям нагрузочных и скоростных характеристик рулевого управления при движении с высокими и средними скоростями, т. е. таких усилий на рулевом колесе, при которых чувствительность водителя и точность дозирования управляющих воздействий наибольшие, а утомляемость наименьшая. Ввиду того, что требуемая эффективность усилителя определяется по наиболее трудному режиму поворота колес на месте, при движении на высоких скоростях она оказывается завышенной. Вследствие этого усилия на рулевом колесе уменьшаются настолько, что снижается точность управления и ухудшается безопасность движения. Поэтому целесообразно, чтобы с увеличением скорости автомобиля эффективность усилителя снижалась в пределах допустимых усилий на рулевом колесе.

Обеспечение возможности удержания автомобиля на дороге при повреждении шин или подвески, а также возможности управления

автомобилем при отказе усилителя (ГОСТ 21398—75*). Если при управлении в этом режиме усилия на рулевом колесе превышают 500 Н, то необходимо использовать дополнительные источники энергии усилителя, дублирование элементов усилителя и т. п. Целесообразно применение устройств, сигнализирующих о падении давления жидкости и отказах элементов усилителя.

По современным требованиям автомобиль должен быть оборудован двухконтурным рулевым усилителем, если при отказе усилителя усилие на рулевом колесе превышает 600 Н при входе в поворот радиусом 12 м полностью груженого автомобиля на скорости 2,78 м/с за время не более 6 с.

Сохранение стабилизации колес, эффективное гашение толчков и ударов со стороны дороги, исключение возможности автоколебаний управляемых колес, Желательно использовать усилители для принудительного возвращения управляемых колес или звеньев сочлененных автомобилей в положение прямолинейного движения при освобождении рулевого колеса.

Снижение непроизводительных энергетических затрат на работу усилителя, для чего уменьшают длину и увеличивают диаметры магистралей и проходные сечения дросселей распределителей, применяют разгрузочные устройства насосов, регуляторы расхода жидкости, насосы с переменным рабочим объемом, регулируемые электроприводы насосов и другие средства.

Кроме перечисленных требований рулевые усилители должны отличаться высокой надежностью узлов и деталей усилителей, технологичностью в производстве и эксплуатации, рациональной унификацией, малыми массами, габаритами, уровнем шума.

Глава 1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ УСИЛИТЕЛЕЙ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

1.1 Компоновочные схемы усилителей рулевого управления

Классификационными признаками рулевых усилителей являются компоновочные и конструктивные особенности усилителей, их агрегатов и узлов.

На автомобилях могут использоваться пневматические, электрические, гидравлические и комбинированные усилители. Пневматические усилители получили вначале широкое распространение ввиду сравнительной простоты конструкции и невысокой ее стоимости, а также возможности использовать имеющиеся на автомобиле пневмоаппараты тормозной системы для питания сжатым воздухом. Однако сейчас они уже не удовлетворяют требованиям по массогабаритным показателям, эффективности, быстродействию, демпфирующим свойствам, уровню шума, трудоемкости обслуживания и надежности, особенно в эксплуатации при низких температурах, и не применяются. Время срабатывания усилителей с обычным в пневмосистемах автомобилей давлением воздуха 0,6 – 0,8 МПа составляет 0,3 – 0,45 с,

Электрические усилители отличаются высокой экономичностью, так как энергия потребляется только при включении усилителя, низким уровнем шума, высокими демпфирующими свойствами и быстродействием, легкостью обеспечения переменного реактивного действия в зависимости от скорости движения и других факторов в соответствии с эргономическими требованиями. Сравнительно высокая стоимость и отсутствие опыта широкой эксплуатации ограничивают применение электроусилителей рулевого управления.

Гидроусилители являются основным типом рулевых усилителей автомобилей. В связи с этим в дальнейшем основное внимание уделяется усилителям именно этого типа. Гидроусилители характеризуются хорошими массогабаритными и мощностными показателями при рабочих давлениях до 15 МПа, высоким

быстродействием (время срабатывания 0,02 – 0,05 с), хорошими демпфирующими свойствами, малой трудоемкостью обслуживания.

Комбинированные усилители в виде электромеханических и электрогидромеханических систем устанавливают на многоопорных автомобилях.

Схема рулевого управления с усилителем показана на рисунке 1. При повороте рулевого колеса 13, например вправо, сошка 12 рулевого механизма 14 повернется по часовой стрелке и сместит золотник 9 распределителя 8 назад по отношению к принятому направлению движения автомобиля. В результате жидкость от насоса 2 подается через распределитель в полость А и силовой цилиндр 7 начинает поворачивать управляемые колеса 4 вправо. Полость Б в это время соединяется также через распределитель со сливной магистралью 1.

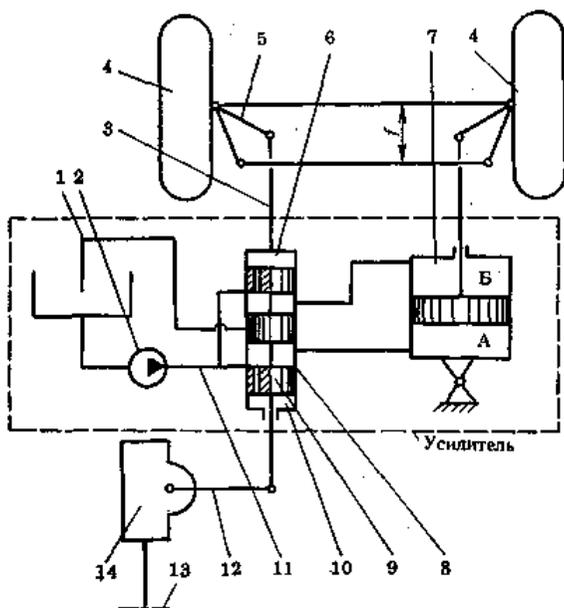


Рисунок 1 – Схема рулевого управления с усилителем

После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса вследствие давления рабочей жидкости на поршень цилиндра продолжают поворачиваться вправо. При этом с помощью рычага 5 и

тяги 3 корпус распределителя смещается назад и перекрывает поступление жидкости в полость А цилиндра усилителя, в результате чего прекращается поворот управляемых колес. Таким образом, управляемые колеса поворачиваются в соответствии с поворотом рулевого колеса. Кинематическое следящее действие усилителю придает обратная связь (рычаг 5 и тяга 3), которой соединяются управляемые колеса с корпусом распределителя.

Силовое следящее действие достигается введением реактивных элементов: камер или плунжеров. Большинство усилителей, установленных на современных автомобилях, обладает не только кинематическим, но и силовым слежением. На рисунок 1 силовое слежение достигнуто с помощью реактивных камер 6 и 10, в которые через калиброванные отверстия поступает жидкость из нагнетательной магистрали и воздействует на правый или левый торец золотника 9 в зависимости от направления поворота автомобиля. В результате усилия, необходимое для смещения золотника, оказывается зависящим от давления в нагнетательной магистрали 11, которое в свою очередь определяется моментом сопротивления повороту управляемых колес. С его увеличением повышается давление в цилиндре и в реактивной камере распределителя, препятствующее смещению золотника и способствующее его установке в нейтральное положение.

Инерция управляемых колес при неудачно выбранных параметрах усилителя может привести к дальнейшему смещению корпуса распределителя относительно золотника (переходу через нейтральное положение). В этом случае нагнетательная магистраль соединится с полостью Б цилиндра и начнется поворот колес в обратном направлении, т. е. при определенных условиях возможно появление автоколебаний управляемых колес. Наличие реактивных элементов в распределителе уменьшает вероятность появления таких колебаний.

В зависимости от размещения основных элементов усилителя – распределителя, гидроцилиндра и рулевого механизма выделяют четыре компоновочные схемы:

- встроенный рулевой усилитель с совместным размещением распределителя, гидроцилиндра и рулевого механизма (рисунок 2, а);

- полувстроенный усилитель с совместным размещением распределителя и рулевого механизма отдельно от гидроцилиндра (рисунок 2, б);
- объединенный усилитель с совместным размещением распределителя и гидроцилиндра отдельно от рулевого механизма (рисунок 2, в);

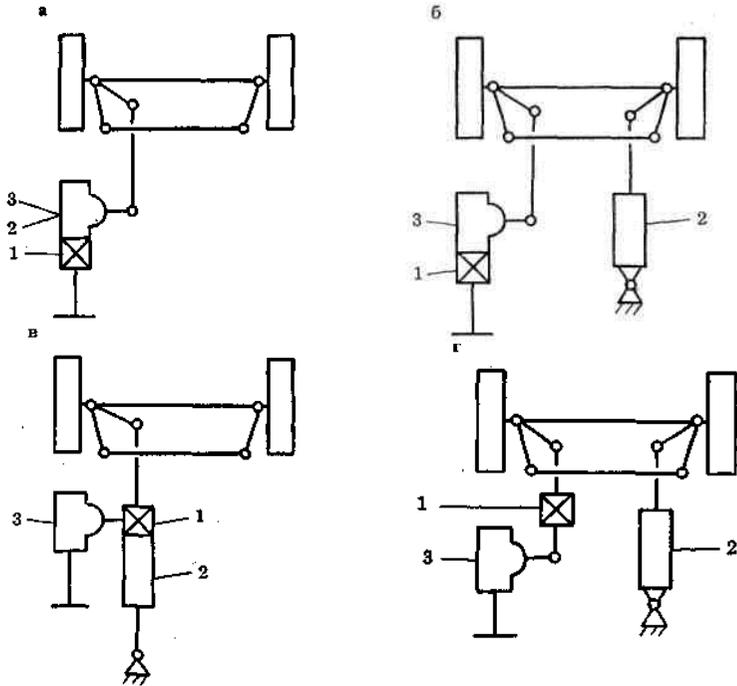


Рисунок 2 – Схемы компоновки усилителей:

1 – распределитель; 2 – силовой цилиндр; 3 – рулевой механизм

- раздельный рулевой усилитель, элементы которого представляют собой самостоятельные узлы, расположенные вне рулевого механизма (рисунок 2, г).

По способу обеспечения кинематического слежения усилители делят на три типа: с обратной связью (механической, гидравлической, электрической) по перемещению управляемых колес или звеньев; с

дозированием объемов жидкости, поступающих в гидроцилиндр; с шаговыми электро- и гидроприводами (ШГП).

По виду соединения полостей гидроцилиндра с распределителем различают усилители прямого и дифференциального действия, У последних управляемой является только полость прямого давления, а штоковая полость постоянно соединена с нагнетательной магистралью.

По числу независимых контуров различают одно- и многоконтурные усилители. Несколько признаков классификации усилителей дает конструкция распределителя. В зависимости от перекрытия дросселей в нейтральном положении различают проточные и непроточные распределители (с открытым и закрытым центром). Первый тип распределителей получил наибольшее распространение. При наличии длинных магистралей между насосом и распределителем, например, на автомобилях с задним расположением двигателя, значительны энергетические потери на поддержание постоянной циркуляции жидкости и ее нагрев. При отказе насоса или магистралей усилитель не работает. Непроточные распределители позволяют повысить экономичность работы усилителя, обеспечить аварийное управление автомобилем от аккумуляторов энергии, а также одновременное питание гидравлической тормозной системы, гидропневматической подвески, системы изменения дорожного просвета и других агрегатов автомобиля.

Вместе с тем распределители этого типа должны быть герметичны при нейтральном положении золотника, что обеспечивается повышенной точностью изготовления пары золотник – гильза и тщательной фильтрацией рабочей жидкости в системе.

В зависимости от направления относительного движения потока жидкости и рабочей кромки дросселя различают золотниковые и клапанные распределители. В первых кромка дросселя движется перпендикулярно, во вторых – вдоль потока жидкости. По виду движения золотника (поступательное или вращательное) выделяют осевые и роторные распределители. Роторные распределители выполняют с расположением рабочих кромок дросселей на цилиндрической поверхности. В случае расположения рабочих кромок

на торцах вращающегося золотника распределитель называется торцовым. По конструкции центрирующих и реактивных устройств выделяют распределители с механическими (пружинными, торсионными), гидравлическими (реактивными камерами, плунжерами или поршнями) и комбинированными устройствами.

В зависимости от конструкции привода золотника и гильзы различают распределители с механическими, гидравлическими, электрическими и комбинированными приводами. Среди механических приводов наилучшим является привод от рулевого вала, когда элементы распределителя соединены с различными частями разрезного рулевого вала. Электрические и электрогидравлические приводы распределителей расширяют возможности гибкого управления режимом работы усилителя: улучшаются управляемость, устойчивость движения и маневренность автомобиля,

В качестве исполнительных устройств в усилителях используются цилиндры с односторонними или двусторонними штоками. Первые обладают большей компактностью, простотой, надежностью, проще komponуются на автомобиле, позволяют компенсировать несимметричность нагрузок при поворотах колес влево и вправо.

В гидроусилителях используются различные типы объемных насосов (лопастные, шестеренные, роликовые, поршневые) с приводом от двигателя, трансмиссии или электродвигателя с автономным источником питания. Находят применение двухсекционные и сдвоенные насосы с автоматическими устройствами переключения резервных секций или насоса при недостаточной производительности и отказе основного насоса.

1.2 Оценка компоновочных схем усилителей

Взаимное расположение, количество сборочных единиц усилителя в рулевом управлении и их взаимосвязь существенно влияют на управляемость, маневренность и безопасность движения автомобилей. Для повышения чувствительности, точности управления, стабильности характеристик в эксплуатации, а также уменьшения вероятности возникновения колебаний в усилителе целесообразно уменьшать число

передаточных звеньев в цепи рулевой механизм-распределитель— гидроцилиндр и длину магистралей. С целью улучшения защиты рулевого управления от внешних возмущений и снижения числа деталей, нагруженных усилием цилиндра, последний целесообразно устанавливать у колес. Однако желательно использовать стандартные механизмы, например, сдвоенные цилиндры на многоосных автомобилях при увеличении нагрузки и числа управляемых колес.

Во встроенном рулевом усилителе число передаточных звеньев существенно меньше, исключено влияние зазоров в рулевой передаче, лучше показатель чувствительности усилителя. В связи с сокращением числа передаточных звеньев в цепи обратной связи и длины трубопроводов повышается устойчивость усилителя к возникновению колебаний и его быстродействие. Вместе с тем на детали рулевого привода и часть деталей рулевой передачи действуют усилия от цилиндра и внешние силы, что обуславливает необходимость упрочнения картера и рамы в местах крепления. При этом ограничиваются возможности использования стандартных механизмов,

Усилители, выполненные по такой компоновочной схеме, применяют в основном на легковых автомобилях в сочетании с передачами шестерня—рейка или винт—шариковая гайка—рейка—зубчатый сектор и на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Встроенные рулевые усилители используют и на тяжелых автомобилях, например, усилители на грузовых автомобилях модельного ряда КАМАЗ, Урал и ЗиЛ, МАН 40.365 и ФАУН Р2 40,45/45 и т.д. с нагрузками на управляемый мост 8,5 и 10 т соответственно.

В отдельном усилителе лучше защищенность деталей рулевого управления, так как цилиндр расположен ближе к колесам, облегчена компоновка усилителя и можно использовать стандартные рулевые механизмы и распределители на автомобилях повышенной грузоподъемности. Однако чувствительность и быстродействие усилителя снижены из-за увеличения зазоров в цепи управления распределителем. Поскольку возрастает число деталей в цепи обратной связи и протяженность магистралей, повышается вероятность возникновения колебаний в усилителе.

Полувстроенный рулевой усилитель обеспечивает сравнительно высокую чувствительность при включении, имеет большее число передаточных звеньев в цепи обратной связи и величину свободного хода в ней за счет зазоров в рулевой передаче. Вместе с тем сохраняется возможность использования стандартных рулевых механизмов, распределителей и цилиндров в более широком диапазоне нагрузок на управляемые колеса.

В объединенном усилителе можно использовать стандартный рулевой механизм при меньшей длине трубопроводов. Применение подвижного гидроцилиндра, скомпонованного совместно с распределителем, усложняет установку усилителя на автомобиле и создает дополнительные нагрузки на золотник при повороте колес. Таким образом, для грузовых автомобилей с повышенными нагрузками на управляемые колеса, в том числе и многоосных с несколькими управляемыми колесами, предпочтительно применение полувстроенного и отдельного усилителей. Следует отметить, что первый из них обеспечивает более высокую чувствительность.

При наличии нескольких управляемых осей гидроцилиндры ставят на каждую ось и подключают к одному распределителю. Ввиду увеличения длины магистралей возрастают потери давления жидкости. Различие моментов сопротивления повороту колес, наличие зазоров в механическом приводе и его упругости обуславливают появление дополнительных усилий и колебаний в межосевом рулевом приводе, а также нарушение кинематических связей между колесами, выражающееся, например, в том, что задние колеса остаются неподвижными в начале поворота передних колес или при изменении направления их поворота. В этом случае предпочтительнее применение индивидуальных усилителей на удаленных осях с командной связью между распределителями. Межосевой рулевой привод разгружается от значительных усилий и может быть выполнен более легким.

Схема компоновки усилителя и его характеристики выбираются в основном в зависимости от нагрузки, приходящейся на управляемые колеса. Кроме того, принимаются во внимание конструктивная и технологическая приемлемости.

Характеристика гидроусилителя зависит от конструкции распределителя. Распределители бывают:

1) открытого и закрытого типов. В первом случае ширина кромок золотника меньше ширины соответствующих отверстий в корпусе. В результате при прямолинейном движении автомобиля нагнетательная и сливная магистрали усилителя через распределитель оказываются связанными с рабочими полостями цилиндра. Поскольку насос усилителя работает постоянно, жидкость непрерывно циркулирует через распределитель. В распределителях второго типа в нейтральном положении золотника все магистрали перекрыты. Жидкость к распределителю подводится от гидроаккумулятора. Насос усилителя включается периодически и служит для подзарядки гидроаккумулятора. Такая система позволяет использовать насос с меньшей подачей и снизить затраты энергии на его привод;

2) с осевым или угловым перемещением золотника. В настоящее время большее распространение имеют распределители первого типа. Распределители с угловым перемещением золотника отличаются высокой чувствительностью и простотой привода;

3) с реактивными элементами и без них;

с самоустанавливающимся золотником или с его центрированием при помощи упругих элементов (пружин, торсиона). В первом случае центрирование осуществляется за счет действия жидкости на реактивные элементы, во втором — при смещении золотника возникает сила со стороны упругих элементов, стремящаяся вернуть золотник в нейтральное положение.

Наибольшее распространение получили распределители трех типов: с реактивными плунжерами и центрирующими предварительно сжатыми пружинами (тип А); с реактивными камерами и самоустанавливающимся золотником (тип Б); без реактивных элементов с центрирующими предварительно сжатыми пружинами (тип В).

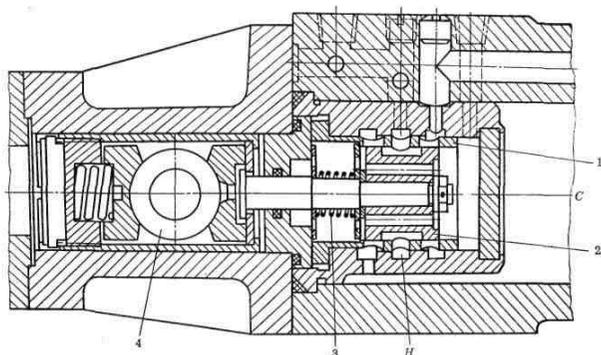


Рисунок 3 – Распределитель типа В(МАЗ-525)

Наиболее простым является распределитель типа В, обеспечивающий только кинематическое слежение (рисунок 3). Золотник 2 перемещается относительно гильзы 1 с помощью шарового пальца 4, соединенного с сошкой рулевого механизма. Для этого необходимо преодолеть усилие установленной с предварительным натягом пружины 3. При этом нагнетательная магистраль Н соединяется с одной из полостей силового цилиндра, а сливная С — с другой. При отпуске рулевого колеса пружина возвращает золотник в среднее положение, в котором нагнетательная и сливная магистрали соединены между собой и с рабочими полостями цилиндра. В случае выхода из строя усилителя сохраняется возможность управления автомобилем при значительном увеличении усилия на рулевом колесе. Для снижения гидравлических потерь при неработающем насосе в корпус распределителя встроен шариковый клапан, через который при повороте автомобиля перетекает жидкость из одной полости цилиндра в другую.

Вариант конструкции распределителя типа Б показан на рисунок 4. Пальцы 5 и 4 крепятся соответственно к сошке и продольной тяге, а корпус 3 — к корпусу цилиндра, шток которого закреплен на левом лонжероне рамы. Палец 5 сошки может смещать золотник 1 в осевом направлении с помощью стакана 2 и тяги 6 на величину зазора б.

Реактивные площади золотника выполняются пропорциональными рабочим площадям силового цилиндра справа и слева от поршня.

Вследствие этого золотник при прямолинейном движении автомобиля несколько смещен от среднего положения в сторону реактивной камеры с меньшей площадью. Это обуславливает равенство сил, действующих на поршень справа и слева при различных давлениях жидкости. Работает данный распределитель в соответствии со схемой, показанной на рисунке 1.

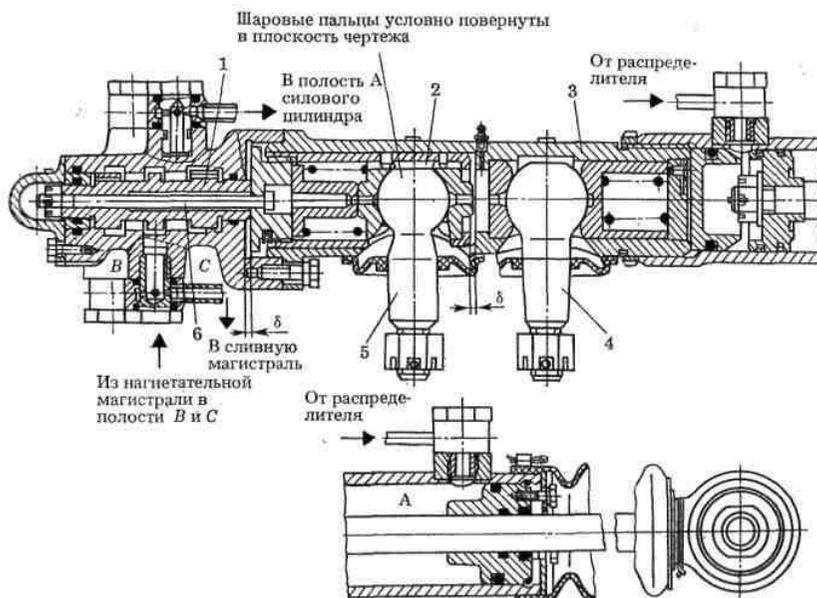


Рисунок 4 – Распределитель типа Б, выполненный в одном блоке с силовым цилиндром (МАЗ-500)

Из-за отсутствия центрирующих упругих элементов усилие, необходимое для смещения золотника относительно среднего положения, незначительно. Вследствие этого распределители типа Б обладают повышенной чувствительностью к случайным воздействиям со стороны дороги, которые могут приводить к самовключению усилителя и вилянию управляемых колес. Этот недостаток устранен в распределителях типа А с реактивными плунжерами и центрирующими предварительно сжатыми пружинами. Несмотря на

более сложную конструкцию, они широко используются на автомобилях и им отдается предпочтение при разработке усилителей для перспективных автомобилей. Эти конструкции, как и рассмотренные выше, относятся к распределителям с осевым перемещением.

В усилителе (рисунок 5), выполненном по схеме, показанной на рисунке 2, а, нагнетательная магистраль постоянно соединена с полостью А между реактивными плунжерами 1 и 3. Максимальное осевое смещение золотника из среднего положения составляет 1,1 мм. Если повернуть рулевое колесо на некоторый угол, например вправо, винт 5 повернется по часовой стрелке, стремясь переместить вправо поршень-рейку 4. При неподвижных управляемых колесах винт вывернется из неподвижной гайки и сместит золотник из среднего положения влево. Для смещения золотника б необходимо дополнительно сдвинуть влево плунжеры 3, на которые действуют силы пружин 2 и давление жидкости, стремящиеся вернуть золотник в среднее положение. В остальном работа данного усилителя аналогична работе рассмотренных выше усилителей.

В распределителе, расположенном в одном корпусе с рулевым механизмом, винт 5, установленный в радиально-упорных роликоподшипниках, не имеет осевого перемещения (рисунок 6). При повороте рулевого колеса винтовая втулка 3 с закрепленным на ней золотником 2 перемещается в осевом направлении, в результате чего усилитель начинает работать. Смещение золотника определяется угловым зазором в шлицевом соединении вала 4 и винта 5. Для удержания золотника в среднем положении имеется торсион 1, соединяющий вал и винт. В остальном работа данного распределителя принципиально не отличается от рассмотренных выше.

В распределителях типа А обеспечивается равенство давлений в рабочих полостях цилиндра. Поскольку активная площадь поршня со стороны штока меньше, при прямолинейном движении создается небольшая сила, стремящаяся повернуть управляемые колеса в одну сторону.

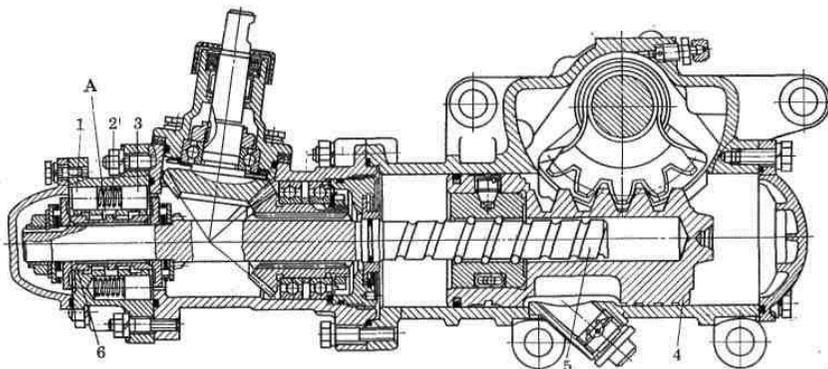


Рисунок 5 – Гидророль (КамАЗ)

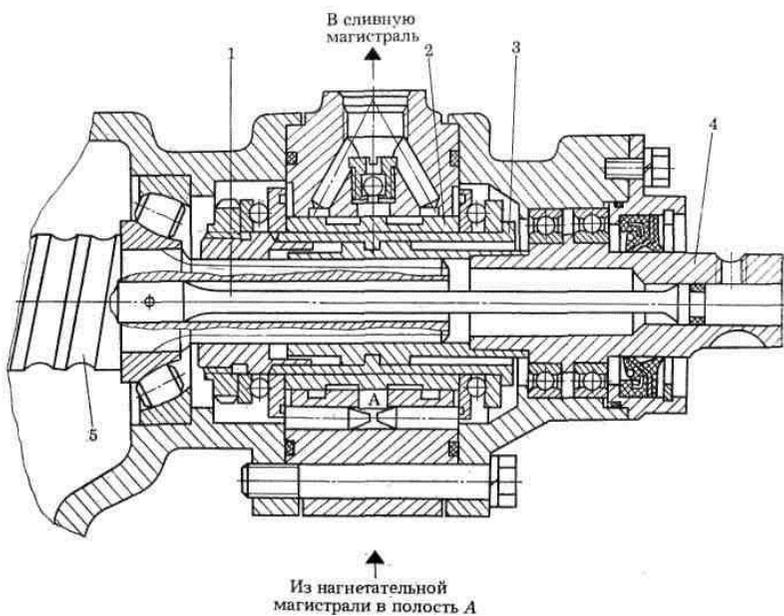


Рисунок 6 – Распределитель усилителя рулевого управления автомобилей МАЗ

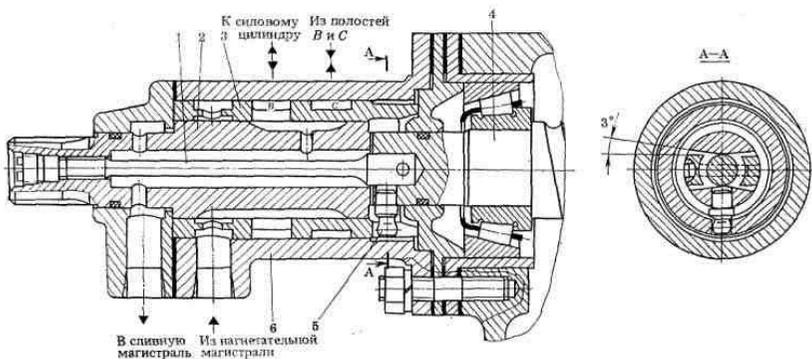


Рисунок 7 – Вариант конструкции роторного распределителя

Момент на рулевом колесе от действия реактивных элементов распределителя в легковых автомобилях может достигать $\frac{1}{3}$ момента сопротивления повороту колес. Чтобы сохранить следящее действие по усилию и не допускать чрезмерного усилия на рулевом колесе, в некоторых усилителях вводят устройства, ограничивающие реактивное действие распределителя.

Все рассмотренные выше распределители имеют осевое перемещение золотника. В наиболее распространенных схемах усилителей (рисунок 2 а, б) привод золотника достаточно сложен, что является существенным недостатком конструкции. Привод существенно упрощается, если использовать золотник не с осевым, а с угловым перемещением (роторный). Такие усилители имеют незначительный гидравлический люфт, так как в этом случае золотник непосредственно соединен с нижним концом рулевого вала. Роторным распределителем трудно придать слежение по усилию, что является их недостатком.

На рисунок 6 показан вариант конструкции роторного распределителя. Золотник 2 имеет четыре длинных продольных паза, соединенных с нагнетательной магистралью, и четыре коротких, соединенных со сливом радиальными отверстиями. При отпущенном рулевом колесе золотник удерживается в среднем положении торсионом 1, соединяющим золотник и винт 4 рулевого механизма.

Винт имеет беззазорное соединение с гильзой 3 при помощи пальца 5 и соединение с золотником при помощи торцевых зубьев, допускающих относительное угловое смещение золотника и гильзы до 3° . Таким образом обеспечивается необходимое смещение золотника относительно гильзы для включения усилителя.

При повороте рулевого колеса золотник поворачивается относительно гильзы на угол 3° , закручивая торсион и включая усилитель. При дальнейшем вращении рулевого колеса вместе с золотником вращается гильза относительно корпуса 6. Работа распределителя понятна из рисунка, она принципиально не отличается от работы рассмотренных выше распределителей с осевым перемещением золотника.

Существенное влияние на работу усилителя оказывает расположение и место отбора мощности для насоса. Для уменьшения потерь давления жидкости и ее нагрева при постоянной циркуляции насосы стремятся приблизить к распределителю и цилиндру. Режим работы насоса с приводом от двигателя или механизмов трансмиссии с переменной частотой вращения ведущего вала часто не согласуется с требуемым режимом работы усилителя. При компоновке насоса с приводом от двигателя водитель имеет возможность регулировать эффективность работы усилителя изменением частоты вращения вала двигателя при выключенном сцеплении. Однако при внезапной остановке двигателя усилитель выключается. В связи с этим целесообразно применять комбинированный привод насоса от двигателя и механизма трансмиссии, позволяющий обеспечить аварийный режим управления до остановки автомобиля. На автомобилях повышенной грузоподъемности и сочлененных автомобилях, управление которыми усилиями водителя даже при повышенных значениях момента на рулевом колесе M_p затруднено, используют схемы со сдвоенными насосами.

В схеме, представленной на рисунке 8, основной насос 11 дублируется насосом 10 с приводом от трансмиссии, При работающем двигателе насос 11 подает жидкость через расходомер 4 и переключатель 5 насосов к распределителю 2 и далее к двум гидроцилиндрам 1 усилителя. Давление жидкости в усилителе ре-

гулируется клапаном 3. В процессе движения подача насоса 10 ограничивается регулятором расхода, а давление - клапаном 7. При снижении производительности насоса 11 или останове двигателя пружина расходомера 4 смещает золотник, отключая насос 11, включает лампу 8, сигнализирующую об аварийном режиме работы усилителя. При отключении насоса 11 пружина переключателя 5 смещает его золотник и соединяет насос 10 с усилителем. Шариковый клапан (левый) дублирует отключение насоса 11. При снижении скорости движения автомобиля давление жидкости, развиваемое насосом 10, уменьшается. С выходом усилителя на критический режим работы давление жидкости в полости расходомера 6 падает. Пружина расходомера смещает его золотник, включая лампу 9, сигнализирующую о необходимости увеличения скорости движения или остановки автомобиля. Наличие двух гидроцилиндров улучшает демпфирующие свойства усилителя, обеспечивает равномерную нагрузку в рулевом приводе. Кроме того, можно использовать стандартные гидроцилиндры при увеличенных нагрузках на управляемые колеса.

Компоновочная схема в значительной мере определяет конструкцию усилителя и его сборочных единиц. Например, при размещении распределителя на рулевом валу применяются осевые и роторные распределители. Компоновка распределителя в рулевом приводе целесообразна при использовании осевого распределителя.

Наибольшее распространение получили распределители с цилиндрическими четырехдроссельными золотниками. Четырехдроссельные золотники компактны, легко уравниваются в потоке жидкости и komponуются с реактивными устройствами распределителя. Вместе с тем требуется высокая точность выполнения трех взаимосвязанных размеров в корпусе и на золотнике, определяющих рабочие характеристики распределителя и усилителя в целом. Применение вместо одинарных сдвоенных золотников, механически связанных между собой, позволяет упростить технологию производства распределителей.

Компоновочная схема усилителя влияет и на конструктивные особенности гидроцилиндров. Например, во встроенном усилителе размещение цилиндра в одном картере с рулевой передачей усложняет технологию производства, ремонта и повышает его стоимость, В определенной мере усложняется конструкция гидроцилиндра и при совместной его компоновке с распределителем в объединенном усилителе. Наиболее просты в конструктивном и технологическом отношении гидроцилиндры, применяемые в отдельном и полувстроенном усилителях.

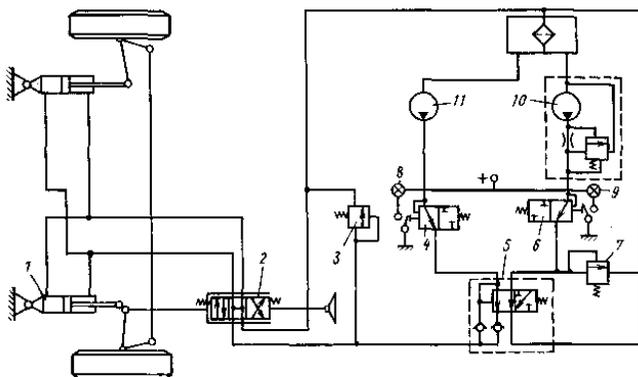


Рисунок 8 – Схема рулевого управления с дублирующим насосом усилителя

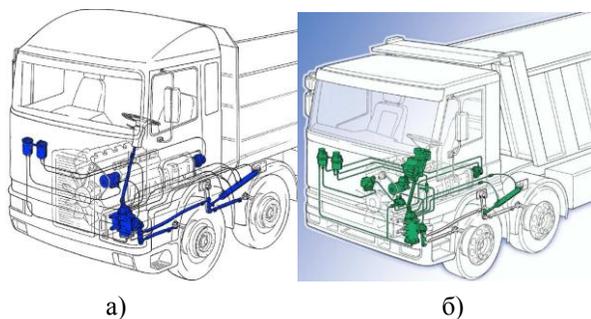


Рисунок 9 – Рулевое управление грузового автомобиля с двумя передними управляемыми осями и двухконтурной системой ГУР: а) с двумя насосами; б) с тремя насосами.

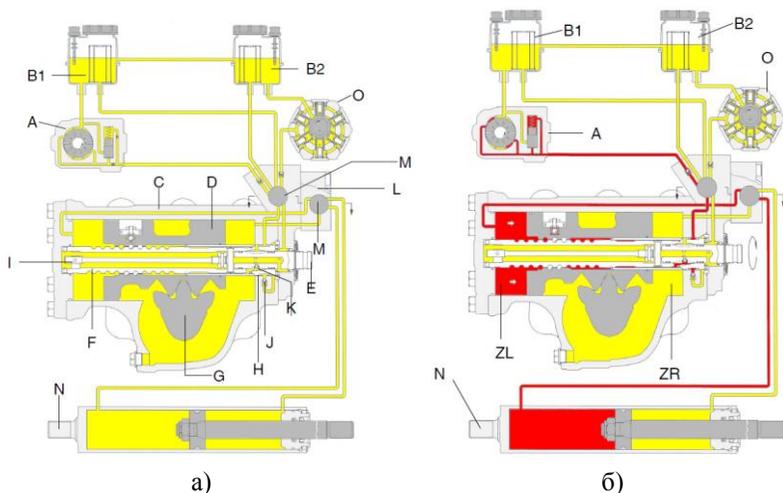


Рисунок 10 – Двухконтурный гидравлический усилитель руля с двумя насосами и однопоршнемвым вспомогательным цилиндром:

а) в нейтральном положении, б) поворот направо

B1 и B2 – масляные баки; А – насос с приводом от двигателя; О – насос с приводом от коробки передач; С – корпус рулевого механизма; D – поршень; F – винт; I – торсион; G – вал сошки; N – вспомогательный цилиндр; М –плунжер; L – переключающий клапан; E – вал-золотник; Н – гильза распределителя; J – клапан ограничения давления; К – противокавитационный клапан. ZL и ZR – соответственно левая и правая полости цилиндра.

Согласно требованиям правила ЕЭК ООН № 79 грузовые автомобили должны оборудоваться двухконтурным рулевым управлением. В связи с этим требованием самыми распространенными схемами рулевого управления являются компоновки с двумя и тремя насосами (один из которых берет привод от агрегатов трансмиссии, обычно КПП); с одно- и двухпоршневым вспомогательным цилиндром; с одним и двумя распределителями.

Резервный насос устанавливается на коробке передач с целью обеспечения работы усилителя руля при неработающем (вышедшем из строя) двигателе на движущемся автомобиле.

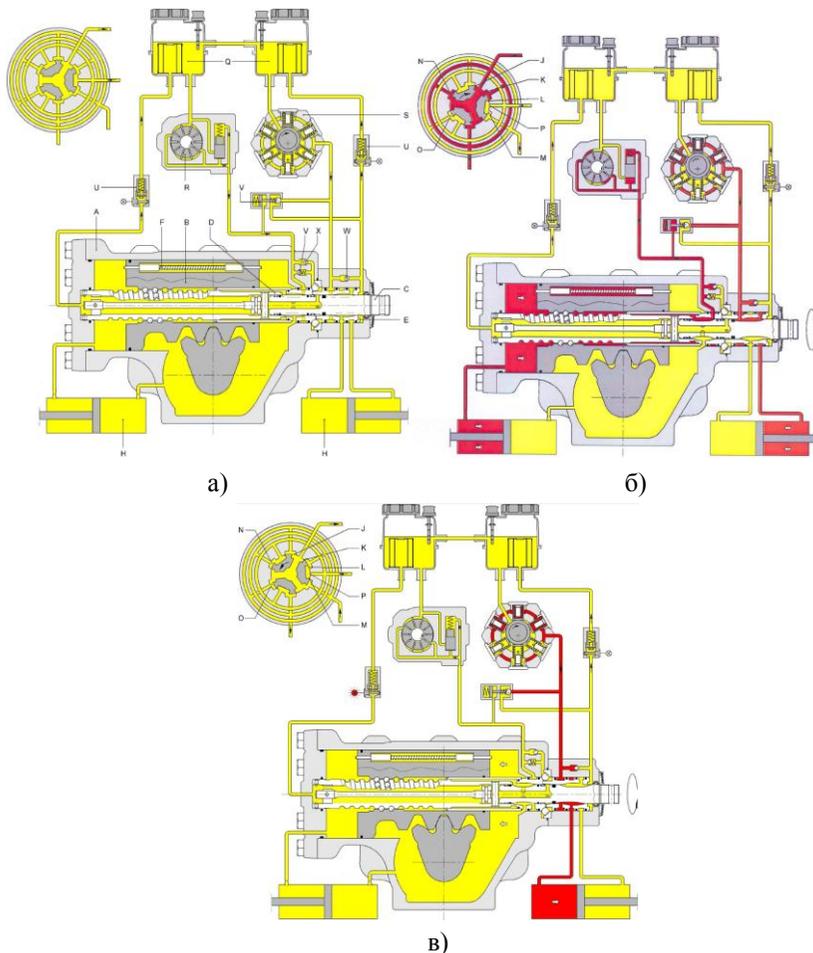


Рисунок 11 – Двухконтурный гидравлический усилитель руля с двумя насосами, двумя распределителями и двумя вспомогательными цилиндрами (двухпоршневым вспомогательным цилиндром):

а) в нейтральном положении; б) поворот налево; в) с неработающим двигателем

В1 и В2 – масляные баки; А – корпус рулевого механизма; В – поршень; С – вал – золотник; D – распределитель первого контура; Е – распределитель второго контура; F – концевой ограничитель хода поршня; H – вспомогательный цилиндр; Q – масляный бак; R –

масляный насос первого контура; S – масляный насос второго контура; U – расходомер; V – клапан ограничения давления; W и X – противокавитационные клапаны.

1.3 Принцип работы гидравлического усилителя руля

В настоящее время применяются исключительно гидравлические усилители. Поскольку принцип работы гидравлических и пневматических усилителей одинаков, ниже рассмотрены только гидравлические усилители.

Принцип работы гидравлического усилителя руля (ГУР) с осевым распределителем рассмотрим на примере работы ГУР ЗИЛ – 130 (рисунок 12).

Распределитель и гидроцилиндр усилителя автомобиля ЗИЛ-130 выполнены в одном блоке с рулевым механизмом (рисунок 9).

Опорами винта 4 служат роликовый подшипник 17, установленный в крышке 16, и шариковая гайка 5, закрепленная в поршне 3. Винт может незначительно перемещаться в осевом направлении относительно поршня вследствие разности длины золотника 12 и корпуса 13. Это перемещение составляет примерно 1,1 мм в каждую сторону.

На золотнике имеются три пояска, а в корпусе распределителя – три окна в виде кольцевых канавок. Золотником образуются в корпусе две камеры В и Г. Жидкость от насоса поступает по шлангу в среднее окно, а отводится от распределителя на слив от двух крайних, соединенных между собой окон через другой шланг. В каждом из шести каналов корпуса распределителя между промежуточной и верхней крышками установлено по два реактивных плунжера 23. Каждая пара реактивных плунжеров разжимается центрирующей пружиной 22. Предварительное сжатие всех центрирующих пружин осуществляется при закручивании гайки 75. Внутренние полости каналов с реактивными плунжерами соединяются со средним окном корпуса. В корпусе распределителя установлен шариковый клапан 11, сообщающий напорную магистраль со сливной, когда насос усилителя не работает.

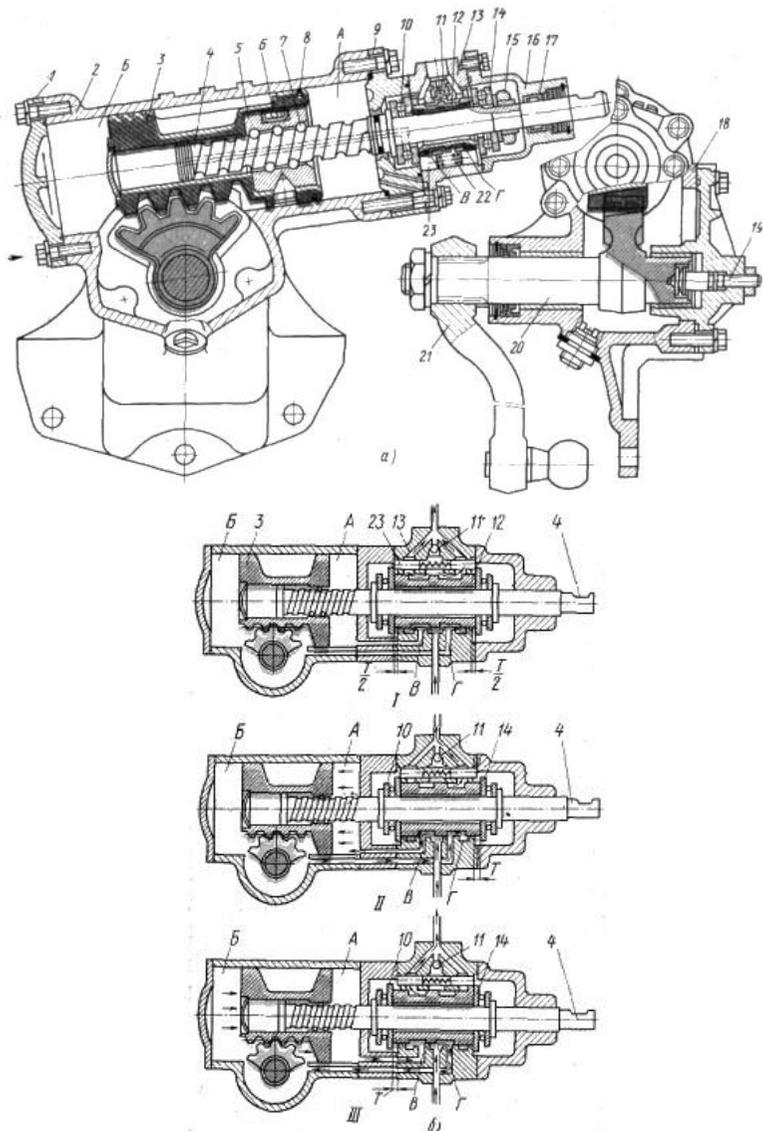


Рисунок 12 – Гидроусилитель автомобиля ЗИЛ – 130:

а – конструкция; б – схема работы гидроусилителя; 1 – нижняя крышка; 2 – картер рулевого механизма; 3 – поршень-рейка; 4 – винт; 5 – шариковая гайка; 6 – желоб; 7 – шарик; 8 – поршневое кольцо; 9 –

промежуточная крышка; 10 и 14 – упорные подшипники; 11 – шариковый клапан; 12 – золотник; 13 – корпус распределителя; 15 – гайка; 16 – верхняя крышка; 17 – роликовый подшипник; 18 – боковая крышка; 19 – регулировочный винт; 20 – вал рулевой сошки; 21 – сошка; 22 – центрирующая пружина; 23 – реактивный плунжер; *I* – при движении автомобиля по прямой; *II* – при повороте направо; *III* – при повороте налево.

Картер 2 рулевого механизма служит гидроцилиндром усилителя. Поршень 3 делит цилиндр на две полости А и Б, каждая из которых соединена с соответствующими камерами распределителя.

При прямолинейном движении автомобиля реактивные плунжеры, находящиеся под действием сжатых пружин и давления масла, заставляют золотник 12 занять в корпусе 13 распределителя среднее положение (рисунок 12, б, I). В этом положении между большими кольцами упорных подшипников и торцами корпуса распределителя будут примерно одинаковые зазоры ($T/2$). Масло от насоса проходит через камеры В и Г распределителя и поступает в сливную магистраль.

При повороте, например, направо винт 4 (рисунок 12, б, II) вывертывается из гайки и перемещается вместе с золотником до упора большого кольца подшипника 10 в торец корпуса. Усилие пружин, действующих на реактивные плунжеры, будет передаваться на рулевое колесо. Зазор между подшипником 14 и торцом корпуса станет максимальным Т. Камера В распределителя будет отсоединена от сливной магистрали, а камера Г – от насоса. Давление жидкости в полости А гидроцилиндра возрастет и начнет вместе с силой, передающейся на поршень от рулевого колеса, перемещать поршень, и управляемые колеса повернутся. Вместе с поршнем в осевом направлении будут перемещаться винт и золотник (обратная связь) до тех пор, пока золотник не займет в корпусе распределителя среднее положение. При этом угол поворота управляемых колес будет соответствовать углу поворота рулевого колеса. Аналогично работает усилитель при повороте управляемых колес налево (рисунок 9, б, III).

Давление жидкости, действующей на реактивные плунжеры, повышается по мере увеличения сопротивления повороту управляемых колес. Вследствие этого увеличивается сила на рулевом колесе.

Для поворота управляемых колес при неработающем усилителе водитель вынужден прикладывать к рулевому колесу значительно большее усилие, которое затрачивается как на поворот управляемых колес, так и на вытеснение жидкости из одной полости гидроцилиндра в другую, через шариковый клапан 11.

Общая схема компоновки усилителя с роторным распределителем представлена на рисунке 13.

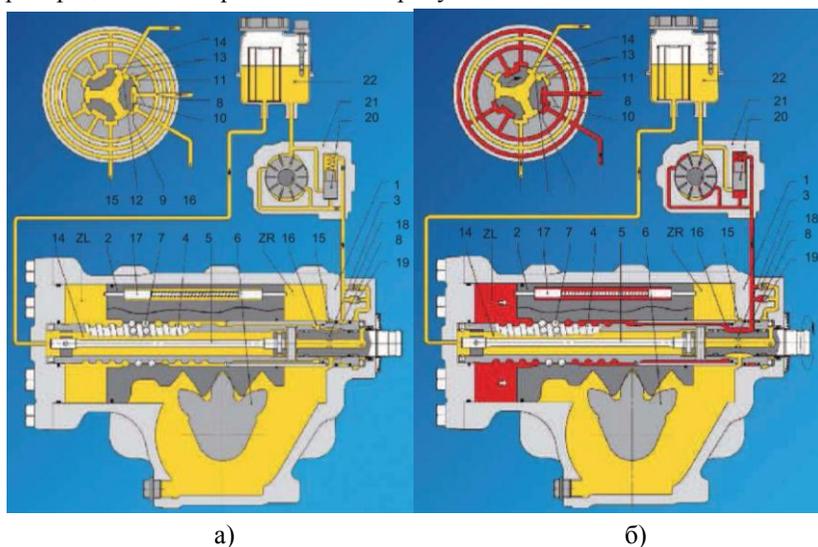


Рисунок 13 – Гидравлический усилитель руля грузового автомобиля колесной формулой 4x2 (4x4) и 6x2 (6x6):

1. Корпус; 2. Поршень; 3. Входной вал-распределитель; 4. Винт; 5. Торсион; 6. Вал сошки; 7. Шарик; 8. Радиальный канал гильзы; 9. Продольная канавка распределителя; 10. Впускное окно; 11. Продольный паз гильзы; 12. Продольный паз распределителя; 13. Выпускное окно; 14. Сливная магистраль; 15. Радиальный канал правой полости силового цилиндра; 16. Радиальный канал левой полости силового цилиндра; 17. Концевой ограничитель хода поршня; 18. Предохранительный клапан; 19. Противокавитационный клапан;

20. Редукционный клапан; 21. Насос ГУР; 22. Бочек насоса. а) нейтральное положение распределителя, б) поворот налево.

Роторный распределитель, устанавливаемый на большинство рулевых механизмов грузовых автомобилей и автобусов, является органом распределения течения рабочего тела по полостям силового цилиндра и имеет ряд достоинств по сравнению с осевым. Важными достоинствами являются компактность и меньший гидравлический люфт (в 2-3 раза).

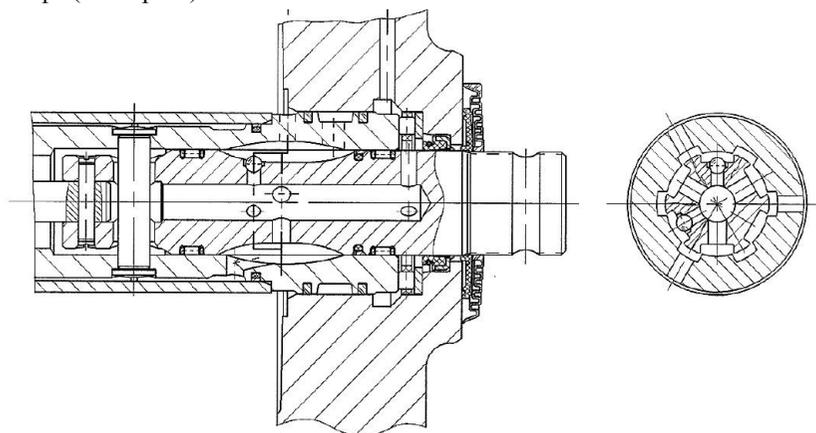


Рисунок 14 – Роторный распределитель

Концевой ограничитель играет не маловажную роль в работе усилителя руля. Он позволяет снять нагрузку с элементов крепления рулевого механизма к раме автомобиля в крайних положениях поршня усилителя руля.

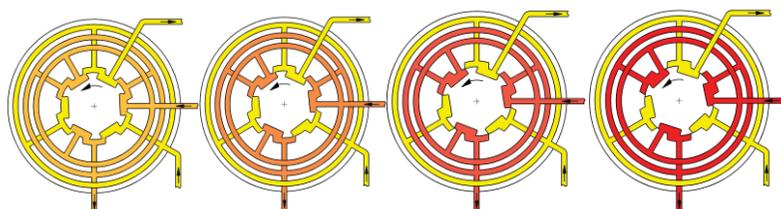


Рисунок 15 – Поворот налево

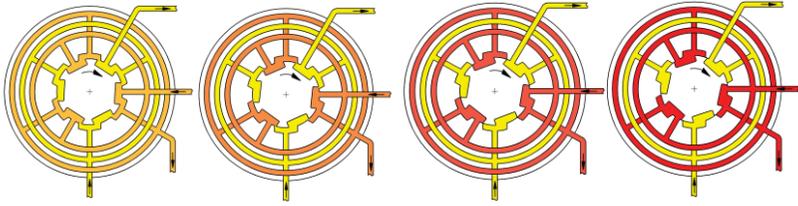


Рисунок 16 – Поворот направо

Регулировка начала срабатывания концевого ограничителя производится посредством вворачивания или выворачивания регулировочного винта (болта) в корпусе рулевого механизма.

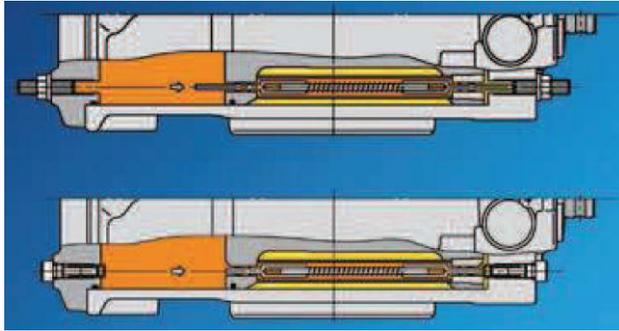


Рисунок 17 – Регулировка начала срабатывания концевого ограничителя.

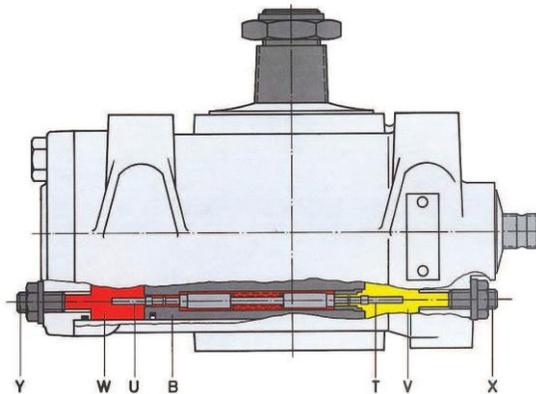


Рисунок 18 – Нейтральное положение поршня

У и Х – регулировочные винты; W и V – полости силового цилиндра; В – поршень; Т и U – концевые ограничители.

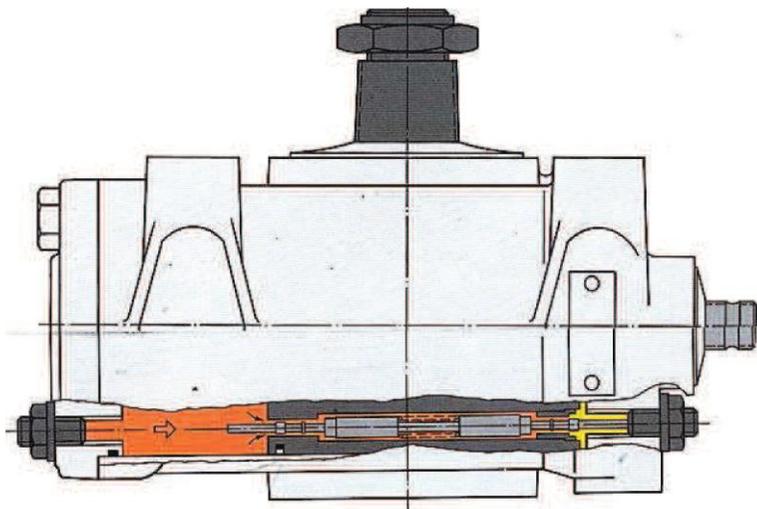


Рисунок 19 – Срабатывание концевого ограничителя

Сброс давления происходит за счет смещения клапанов от давления в цилиндре и смещения при упоре в регулировочный винт.

Насос, является гидромашинной, которая преобразует механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, регулируя давление системы.

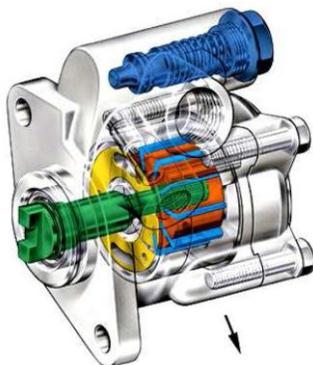


Рисунок 20 – Насос гидравлического усилителя

Привод вала насоса грузового автомобиля осуществляется от коленчатого вала через зубчатую передачу с передаточным числом от 1 до 1,5 в зависимости от назначения автомобиля.

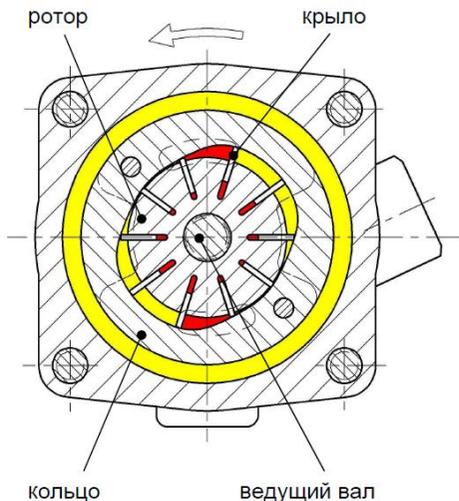


Рисунок 21 – Работа насоса ГУР

Давление создается за счет изменения объемов во всасывающей и напорных полостях насоса. Полости насоса образуются объемами, которые ограничиваются поверхностями ротора, пластин (крыло), корпусом и крышкой насоса и внутренней поверхностью кольца. При вращении ротора, пластины (крыло) за счет центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности кольца (рис. 21) замыкая объёмы. На рис. 21 желтым цветом показаны объемы с низким давлением, красным – с высоким.

Глава 2. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Для оценки рулевых усилителей используется ряд показателей. Индикаторная характеристика представляет собой зависимость усилия $P_{инд}$ на штоке гидроцилиндра (или момента на валу сошки при совместной компоновке усилителя и рулевого механизма) от смещения золотника:

$$P_{инд}(\Delta) = S_{гц}(p_1 - p_2) + S_{шт}p_2 \quad (1)$$

где $S_{гц}$ и $S_{шт}$ – площади соответственно исполнительного цилиндра и штока;

p_1 и p_2 – давление рабочего тела в полости прямого давления и в штоковой полости.

По индикаторной характеристике определяют максимальное индикаторное усилие, развиваемое исполнительным цилиндром при полном ходе золотника.

Нагрузочная характеристика – зависимость усилия P_B на рулевом колесе от момента M_c сопротивления колес (звеньев) повороту. Вид характеристики во многом определяется конструкцией распределителя. Чувствительность усилителя к включению по усилию на рулевом колесе составляет 20 – 50 Н.

С помощью нагрузочной характеристики определяют показатель эффективности усилителя $R = P'_B / P_B$ (где P'_B – усилие на рулевом колесе при отсутствии усилителя) и показатель реактивного действия $\rho_y = dP_B / dM_c$. Значения ρ_y изменяются от 1 до 10 – 15. Величины $\rho_y = 0,02 \div 0,05$ Н/(Н·м), что обеспечивает хорошую точность управления.

Показатель эффективности ρ_y целесообразно применять для усилителей автомобилей, управление которыми в безусилительном режиме возможно при усилиях на рулевом колесе до 700 Н. Для тяжелых автомобилей, где это условие не выполняется, для оценки эффективности усилителя лучше использовать нагрузочный коэффициент

$$K_{py} = M_{cy} / M_{cb} \quad (2)$$

где M_{cb} и M_{cy} – слагаемые суммарного момента, равного моменту M_c сопротивления повороту колес (секций), обусловленные

соответственно приложенным к рулевому колесу усилием водителя и действием усилителя.

Коэффициент K_{py} показывает, во сколько раз результирующее воздействие усилителя на управляемые колеса превышает воздействие водителя. Коэффициент K_{py} связан с показателем эффективности соотношением

$$R=K_{py}+1 \quad (3)$$

Быстродействие усилителя оценивают временем достижения заданного (например, 90%-ного) уровня установившегося давления в исполнительном цилиндре после резкого смещения золотника.

Значительное влияние на свойства усилителя оказывают характеристики отдельных элементов: распределителей, насосов, гидроцилиндров, магистралей и др. Оценочными показателями распределителей являются герметичность при максимальном давлении и пропускная способность при перепаде давлений 0,5 МПа. Статические характеристики распределителей – зависимость давления в рабочей полости от смещения золотника и осевого усилия (или момента) на золотнике от давления при заданном расходе. Первая зависимость позволяет оценить величину зоны гистерезиса, чувствительность усилителя к включению по смещению золотника и углу поворота рулевого колеса, полный ход золотника, влияющий на свободный ход рулевого колеса при отказе усилителя, плавность включения и склонность усилителя к возбуждению колебаний управляемых колес. Смещение Δ_1 золотника, необходимое для включения усилителя при увеличении давления на $0,01p_{\text{так}}$, и соответствующий угол α_{yc} поворота рулевого колеса (без учета зазоров в рулевом механизме и приводе) связаны соотношением

$$\alpha_{yc} = \Delta_1 U_3 \quad (4)$$

где U_3 – передаточное число привода между рулевым колесом и золотником.

Величина α_{yc} является одним из слагаемых суммарного свободного хода рулевого колеса. Поэтому целесообразно уменьшать α_{yc} .

Оценочными показателями насосов усилителей, работающих совместно с регулирующими устройствами, являются диапазон частоты вращения, рабочий объем, максимальное давление, мощность привода, зависимости подачи от угловой скорости вала насоса при различном давлении нагнетания. Свойства рабочих жидкостей оценивают вязкостью, сжимаемостью, стабильностью при изменении температуры.

Глава 3. ИСПЫТАНИЯ

Гидравлический усилитель руля автомобилей – один из наиболее ответственных узлов, непосредственно влияющих на безопасность движения. Эксплуатационными документами предписываются периодические осмотры и проверки на транспортном средстве, а после пробега 200 – 300 тыс. км – ремонт в специализированной мастерской.

Работоспособность отремонтированных гидравлических усилителей устанавливается при стендовых испытаниях. Номенклатура стендовых испытаний представлена тремя группами:

- группа I – оценка герметичности агрегата и проверка его работоспособности;
- группа II – определение функциональных статических характеристик распределителя и определение функциональных статических характеристик рулевого механизма;
- группа III – определение внутренних утечек в распределителе и исполнительном цилиндре усилителя и определение коэффициента полезного действия рулевого механизма.

Испытания проводятся в последовательности, соответствующей нумерации групп.

Таблица 1 – Нормируемые показатели и их значения

№ п/п	Наименование	Обозначение	Нормированное значение
1	Давление холостого хода, МПа, не более	p_0	0,5
2	Давление нецентрирования, МПа, не более	Δp_0	0,05
3	Угол поворота рулевого вала, соответствующий давлению p_{max} , град, не более	α_{max}	50
4	Гидравлический люфт, град, не более	α_0	6,5

Таблица 1. Продолжение

5	Механический люфт, град, не более	α_m	2,0
6	Упругий люфт, град, не более	α_y	40
7	Угол поворота вала сошки из края в край, град, не более	θ_Σ	90
8	Момент на рулевом валу, соответствующий включению усилителя, Н·м, не более	M_0	3
9	Момент на рулевом валу, соответствующий давлению p_{max} , Н·м, не более	M_{max}	450
10	Момент на валу сошки, соответствующий моменту M_{max}	$M_{c\ max}$	$(1,0 \div 1,2) M_{c\ ном}$
11	Эффективность реактивного свойства распределителя, м ³	R_0	$(1,5 \div 4,0) 10^{-6}$
12	Приведенный момент трения в приводе распределителя, не более	m_0	0,6
13	Эффективность реактивного свойства гидравлического усилителя	R	$(1,5 \div 3,0) 10^{-2}$
14	Внутренние утечки, не более	ΔQ	$0,15 Q_{ном}$
15	Прямой коэффициент полезного действия, %, не менее	$KПД$	
	интегрального механизма без углового редуктора		75
	интегрального механизма с угловым редуктором		70

В таблице 1 представлены нормы на показатели оценки функциональных свойств и качества гидравлических усилителей рулевого управления.

3.1. Состав оборудования и средств измерения, применяемых при испытании

Стенд должен быть оборудован насосной станцией с производительностью не менее $40 \text{ дм}^3/\text{мин}$. Гидравлическая система стенда должна быть укомплектована: клапаном (или клапанами) регулирования расхода жидкости в пределах $5 \div 40 \text{ дм}^3/\text{мин}$; регулируемым клапаном (или клапанами) ограничения давления в напорной магистрали p в пределах $0 \div 18 \text{ МПа}$; подпорным клапаном для принудительного регулирования давления в сливной магистрали $p_{\text{сл}}$ в пределах $0 \div 5 \text{ МПа}$; системой регулирования температуры рабочей жидкости и ее поддержания в процессе испытаний в пределах $(50 \pm 5)^\circ\text{C}$; системой фильтрации рабочей жидкости в процессе испытаний с тонкостью очистки не грубее 10 мкм .

Стенд должен обеспечивать возможность жесткого крепления рулевого механизма, исключая влияние податливости крепления на результаты испытаний; приложения к валу сошки внешнего нагружающего момента, величина которого может регулироваться в пределах $\pm 0,1 \cdot 10^6 \text{ Н-м}$; блокирования вала сошки в любом положении и освобождения вала сошки и рулевого вала; плавного ручного поворота рулевого вала на любой заданный угол в пределах 4-х оборотов в каждую сторону при приложении активного момента в прямом направлении, потребная величина которого может меняться в пределах $\pm 6 \cdot 10^2 \text{ Н-м}$; плавного ручного поворота вала сошки на любой заданный угол в пределах 1/4 оборота в каждую сторону при приложении активного момента в обратном направлении, потребная величина которого может меняться в пределах $\pm 16 \cdot 10^2 \text{ Н-м}$.

Измерительная аппаратура должна обеспечивать возможность измерения и постоянного контроля:

- ✓ расхода жидкости Q в пределах $2 \div 45 \text{ дм}^3/\text{мин}$;
- ✓ внутренних утечек ΔQ в пределах $0 \div 5 \text{ дм}^3/\text{мин}$;
- ✓ давления в напорной магистрали p в пределах $0 \div 20 \text{ МПа}$;

- ✓ давления в сливной магистрали $p_{сл}$ в пределах $0 \div 5$ МПа;
- ✓ температуры рабочей жидкости T в пределах $15 \div 100$ °С.

А так же непрерывной регистрации во времени давления в напорной магистрали p , углов поворота рулевого вала и вала сошки α и Θ , моментов на рулевом валу и на валу сошки M и M_c .

Погрешность измерений не должна превышать пределов, указанных в таблице 2.

Таблица 2 – Погрешности измерений контролируемых величин

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Погрешность
1	Давление в напорной магистрали, МПа	p	0,02 при $p \leq 0,1 p_{max}$
2	Давление в сливной магистрали, МПа	$P_{сл}$	0,02
3	Угол поворота рулевого колеса, град	α	0,5
4	Угол поворота вала сошки, град	Θ	0,5
5	Момент на рулевом колесе, Н·м	M	1
6	Момент на валу сошки, Н·м	M_c	10
7	Расход жидкости, дм ³ /мин	Q	0,1
8	Внутренние утечки, дм ³ /мин	ΔQ	0,05
9	Температура жидкости, °С	T	1

Общий вид стенда для проведения ремонта и испытания усилителя руля показан на рисунке 22.

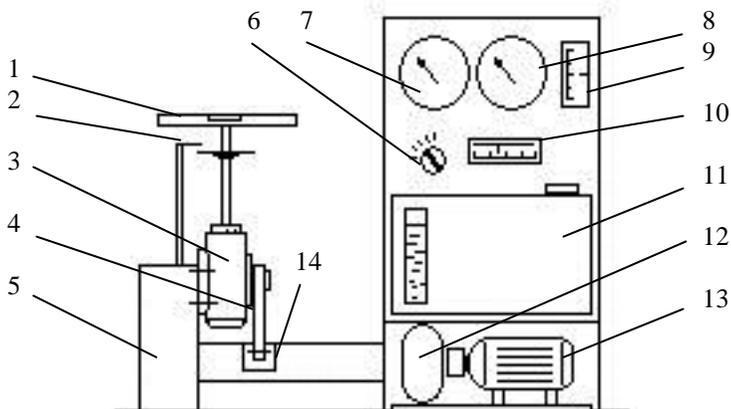


Рисунок 22 – Стенд по ремонту и испытанию усилителей руля

1 – измерительный руль; 2 – указатель угла поворота руля; 3 – гидравлический усилитель руля; 4 – сошка; 5 – станина стенда; 6 – регулятор расхода рабочей жидкости; 7 – манометр напорной магистрали; 8 – манометр сливной магистрали; 9 – указатель температуры рабочей жидкости; 10 – указатель расхода рабочей жидкости (логометр); 11 – маслобак; 12 – гидронасос; 13 – электродвигатель; 14 – нагружающее устройство (фиксатор сошки).

Стенд предназначен для определения основных параметров рулевых механизмов:

- ✓ внешних и внутренних утечек рабочей жидкости;
- ✓ гидравлического и механического люфта;
- ✓ момента поворота при прямой и обратной подаче;
- ✓ максимального давления рабочей жидкости, поддерживаемого усилителем.

Стенд включает в себя следующие основные системы (рисунок 22): измерительный руль 1 с указателем угла поворота руля (лимб) 2; фиксатор сошки 14; станина стенда 5; регулятор расхода рабочей жидкости 6; манометр напорной магистрали 16 МПа 7; манометр сливной магистрали 5 МПа 8; указатель температуры рабочей жидкости 9; указатель расхода рабочей жидкости 10; маслобак 11; гидронасос 12; электродвигатель 13.

3.2. Подготовка к проведению испытаний

При подготовке к испытаниям необходимо произвести осмотр рулевого механизма. Установить внешние дефекты, которые влияют на работоспособность. Установить агрегат на стенд, подготовить приспособление для приложения активного крутящего момента в прямом и обратном направлениях, приложения к валу сошки внешнего нагружающего момента, а также для блокирования вала сошки. Подготовить трубопроводы для соединения гидравлического насоса стенда с распределителем рулевого усилителя. Соединить насос с распределителем, заполнить гидравлическую систему рабочей жидкостью, которая соответствует ТЗ или КД на рулевой механизм. Удалить воздух из гидравлической системы. Включить подачу рабочей жидкости, прогреть жидкость до температуры $T = 50 \pm 5$ °С; отрегулировать клапан ограничения давления гидравлической системы стенда на величину $(1,2 \div 1,3)p_{max}$ и клапан расхода жидкости на величину $(0,95 \div 1,05)Q_{ном}$. Настроить измерительную и регистрирующую аппаратуру в соответствии с технической характеристикой рулевого механизма для обеспечения измерения, визуального контроля и регистрации необходимых параметров, а также получения статических функциональных характеристик распределителя и рулевого механизма.

3.3. Испытания группы I

3.3.1. Испытание «Герметичность»

Перед началом испытания выполняется дополнительная подготовительная операция: регулирование подпорного клапана с целью повышения давления в сливной магистрали. При испытании рулевого механизма, имеющего клапан ограничения давления, подпорный клапан регулируется таким образом, чтобы срабатывание клапана ограничения давления рулевого механизма происходило при давлении $(1,2 \div 1,3)p_{max}$. Если рулевой механизм не имеет клапана ограничения давления, то подпорный клапан регулируется так, чтобы повысить давление в сливной магистрали до $1,2 \div 1,5$ МПа. Вал сошки блокируется в любом положении. Перед выполнением зачетного опыта выполняется предварительный опыт, который

заключается в следующем: производится плавный поворот рулевого вала из исходного положения на угол, при котором срабатывает клапан ограничения давления рулевого механизма, а в случае отсутствия в механизме такого клапана – клапан ограничения давления гидравлической системы станда; в повернутом положении рулевой вал удерживается в течение 30 с, а затем возвращается в исходное положение; с наружных поверхностей рулевого механизма удаляются следы рабочей жидкости.

Зачетный опыт проводится таким образом: рулевой вал плавно поворачивается из исходного положения до тех пор, пока срабатывает один из названных клапанов и в напорной магистрали устанавливается давление, равное соответственно $(1,2 \div 1,3)p_{max}$. Рулевой вал удерживается в повернутом положении в течение 30 с, после этого также плавно возвращается в исходное положение, а затем таким же образом поворачивается в противоположном направлении, удерживается в повернутом положении в течение 30 с и вновь возвращается в исходное положение.

Опыт выполняется три раза.

В процессе опыта визуально контролируется появление жидкости на наружных поверхностях рулевого механизма и возникновение ее каплепадения.

После окончания испытания подпорный клапан возвращается в исходное состояние, соответствующее нормальному уровню давления в сливной магистрали.

3.3.2 Испытание «Работоспособность»

Испытания проводятся в прямом направлении (с включенной и выключенной подачей рабочей жидкости) и в обратном направлении (с выключенной подачей рабочей жидкости).

Испытание интегрального рулевого механизма в прямом направлении с включенной подачей рабочей жидкости.

Вал сошки нагружается внешним моментом $(0,9 \div 1,0)M_{с ном}$ при прохождении рулевым валом среднего положения, а наибольшая величина внешнего момента при повороте рулевого вала из края в край равна $(1,2 \div 1,3)M_{с ном}$. Рулевой вал плавно поворачивается в крайнее положение и в повернутом положении останавливается и

освобождается, а затем к валу прикладывается активный момент, обеспечивающий поворот вала из одного крайнего положения в другое, после чего вал в повернутом положении останавливается и освобождается и вновь плавно возвращается в исходное положение, в котором он также освобождается.

В процессе опыта непосредственно контролируются плавность поворота рулевого вала (отсутствие рывков и заеданий) и остаточное давление p_{Δ} ; косвенно контролируется (по величине давления нецентрирования Δp_0) возвращение золотника распределителя в среднее положение после освобождения рулевого вала как в среднем, так и в крайних положениях.

В процессе опыта регистрируются угол поворота вала сошки из края в край Θ_{Σ} , угол срабатывания концевых выключателей Θ_{Δ} и вычисляется запас по углу поворота вала сошки

$$\Delta\Theta = \Theta_{\Sigma} - \Theta_{\Delta} \quad (5)$$

Величины p_{Δ} , Θ_{Σ} и Θ_{Δ} контролируются и регистрируются при испытании рулевых механизмов, имеющих концевые выключатели.

Испытание интегрального рулевого механизма в прямом направлении с выключенной подачей рабочей жидкости.

Вал сошки устанавливается в среднее положение и освобождается. Рулевой вал плавно поворачивается, из среднего положения в крайнее, затем из одного крайнего положения в другое крайнее и возвращается в исходное положение.

В процессе опыта контролируется плавность поворота рулевого вала (отсутствие рывков и заеданий).

Испытание в обратном направлении с выключенной подачей рабочей жидкости.

Рулевой вал устанавливается в среднее положение и освобождается. Вал сошки плавно поворачивается из среднего положения в крайнее, из одного крайнего положения в другое крайнее и возвращается в исходное положение.

В процессе опыта контролируется плавность поворота вала сошки (отсутствие рывков и заеданий).

3.4. Испытания группы I I

3.4.1. Испытание «Характеристики распределителя $p(a)$ и $p(M)$ »

Характеристики распределителя $p(a)$ и $p(M)$, показанные соответственно а) и б) на рисунке 23, получают непосредственно без перестроения с целью замены осей координат.

Испытание проводится в прямом направлении с включенной подачей рабочей жидкости, вал сошки блокируется в среднем положении. К рулевому валу прикладывается активный момент M , обеспечивающий плавный поворот вала из среднего положения до тех пор, пока срабатывает клапан ограничения давления рулевого механизма или, если таковой отсутствует, то клапан ограничения давления гидравлической системы стенда, и в напорной магистрали устанавливается давление, равное соответственно $(1,0 \div 1,1)p_{\max}$ или $(1,2 \div 1,3)p_{\max}$. Затем момент постепенно снимается таким образом, чтобы обеспечить плавный возврат рулевого вала в исходное положение (приложение к рулевому валу момента противоположного знака не допускается). В исходном положении рулевой вал освобождается, а затем он таким же образом поворачивается в противоположном направлении и вновь возвращается в исходное положение.

Опыт выполняется три раза.

Из характеристик на рисунке 29 непосредственно определяют следующие показатели:

p_0 – давление холостого хода, МПа;

Δp_0 – давление нецентрирования, МПа;

α_0 – гидравлический люфт, град;

α_{\max} – угол поворота рулевого вала, соответствующий давлению p_{\max} , град;

M_0 – момент на рулевом валу, соответствующий включению усилителя, Н·м;

M_{\max} – момент на рулевом валу, соответствующий давлению p_{\max} , Н·м.

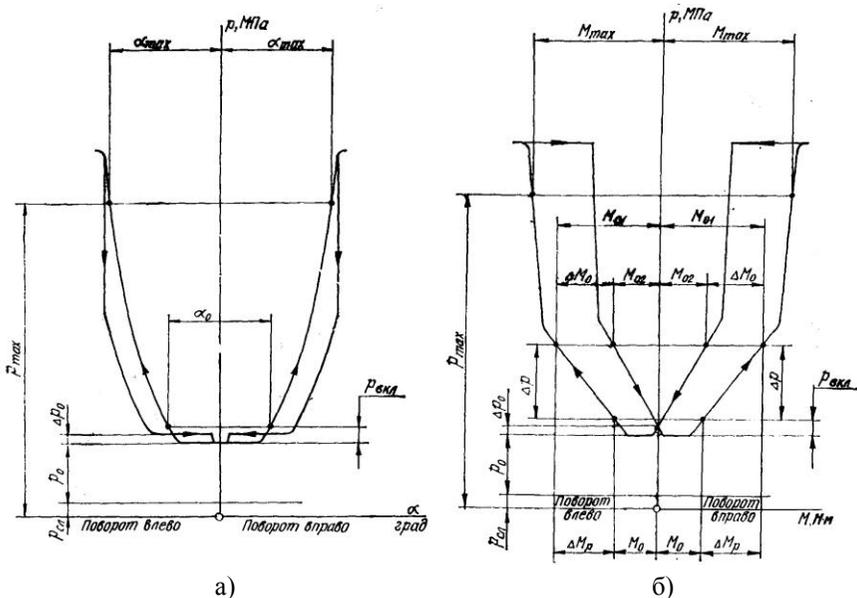


Рисунок 23 – Характеристики распределителя
 а – нагрузочная характеристика распределителя; б – характеристика реактивного свойства распределителя.

По характеристике на рисунке 23 вычисляются: эффективность реактивного свойства распределителя, которая оценивается изменением ΔM_p момента на рулевом валу на ветвях его нарастания, отнесенным к заданному нарастанию давления в напорной магистрали $\Delta p = 1$ МПа, и вычисляется из выражения

$$R_0 = \Delta M_p / \Delta p \quad (6)$$

приведенный момент трения в приводе распределителя, который оценивается относительной шириной петли гистерезиса характеристики $p(M)$ на уровне давления $p_{сл} + p_0 + p_{вкл} + \Delta p = p_{сл} + p_0 + 1.1$ МПа и вычисляется из выражения

$$m_0 = \frac{2 \Delta M_{01}}{M_{01} + M_{02}} \quad (7)$$

3.4.2. Испытание «характеристика механизма $M_c(M)$ »

Характеристику, показанную на рисунке 23 б), определяют только при испытании интегрального рулевого механизма и получают непосредственно, без перестроения с целью замены осей координат.

Испытание проводится в прямом направлении, с включенной подачей рабочей жидкости. Вал сошки нагружается внешним моментом $(0,9 \div 1,0)M_{c \text{ ном}}$ при прохождении рулевым валом среднего положения, а наибольшая величина внешнего момента при повороте рулевого вала из края в край равна $(1,2 \div 1,3)M_{c \text{ ном}}$.

Исходным при проведении испытания положением рулевого вала является положение, соответствующее повороту вала сошки в какую-либо сторону на $5 \div 7$ град. В этом положении к рулевому валу прикладывается активный момент, обеспечивающий плавный поворот вала в противоположную сторону. После поворота вала сошки в противоположную сторону на угол $5 \div 7$ град вал возвращается с той же угловой скоростью в исходное (повернутое) положение.

Опыт выполняется три раза.

Из характеристики на рисунке 23 непосредственно определяют следующие показатели:

M_m – зона нечувствительности рулевого механизма по моменту на рулевом валу;

$M_{c \text{ max}}$ – момент на валу сошки, соответствующий моменту M_{max} (который получен из характеристики $p(M)$ на рисунке 23 б)).

По характеристике на рисунке 30 вычисляется: R – эффективность реактивного свойства гидравлического усилителя, которая оценивается изменением ΔM_m момента на рулевом валу на ветвях его нарастания, отнесенным к заданному изменению момента на валу сошки $\Delta M_c = 0,1M_{c \text{ max}}^I + 0,1M_{c \text{ max}}^{II}$, вычисляется из выражения

$$R = \Delta M_m / \Delta M_c \quad (8)$$

где $M_{c \text{ max}}^I$ и $M_{c \text{ max}}^{II}$ – значения $M_{c \text{ max}}$ соответственно при левом и правом поворотах рулевого колеса.

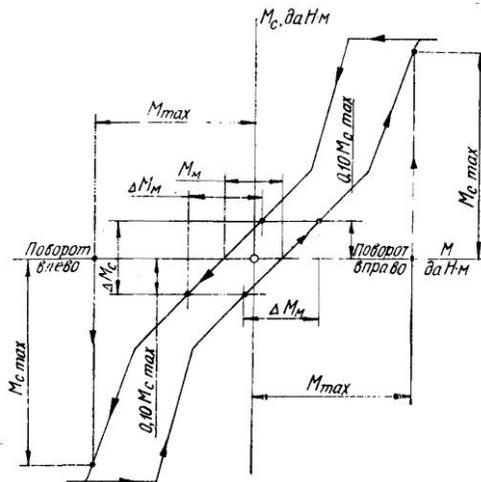


Рисунок 24 – Характеристика реактивного свойства рулевого механизма

3.4.3. Испытание «характеристика механизма $\Theta(\alpha)$ »

Испытание проводится в прямом направлении с выключенной подачей рабочей жидкости. Вал сошки устанавливается в среднее положение и освобождается. Рулевой вал плавно поворачивается из среднего положения в крайнее, затем из одного крайнего в другое крайнее и возвращается в исходное положение.

Опыт выполняется три раза.

Из характеристики на рисунке 25 непосредственно определяют следующие показатели:

α_{Σ} – угол поворота рулевого вала из края в край;

Θ_{Σ} – угол поворота вала сошки из края в край;

α_k – кинематический люфт;

По характеристике на рисунке 25 вычисляются:

n_{Σ} – число поворотов из края в край;

i – передаточное отношение рулевого механизма.

$$n_{\Sigma} = \alpha_{\Sigma} / (2\pi) \quad (9)$$

$$i = \Delta\alpha / \Delta\Theta \quad (10)$$

где $\Delta\Theta$ и $\Delta\alpha$ – приращение угла Θ и соответствующее ему приращение угла α .

Приращение определяется как разность последующего и предыдущего значений на ветвях одновременного нарастания Θ и α .

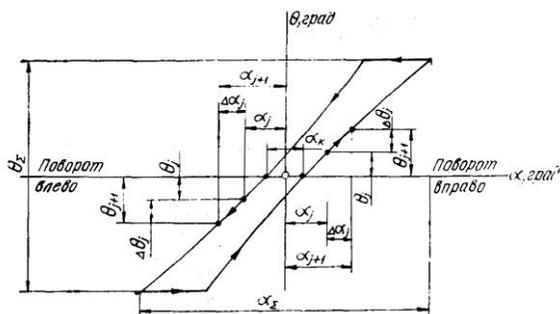


Рисунок 25 – Кинематическая характеристика рулевого механизма

3.4.4. Испытание «характеристика механизма М (α)»

Испытание проводится в прямом направлении с выключенной подачей рабочей жидкости. Вал сошки блокируется в среднем положении. Рулевой вал поворачивается из среднего положения до упора в ограничитель привода распределителя, а затем – от упора до упора в противоположном направлении и возвращается в исходное положение.

Опыт выполняется три раза.

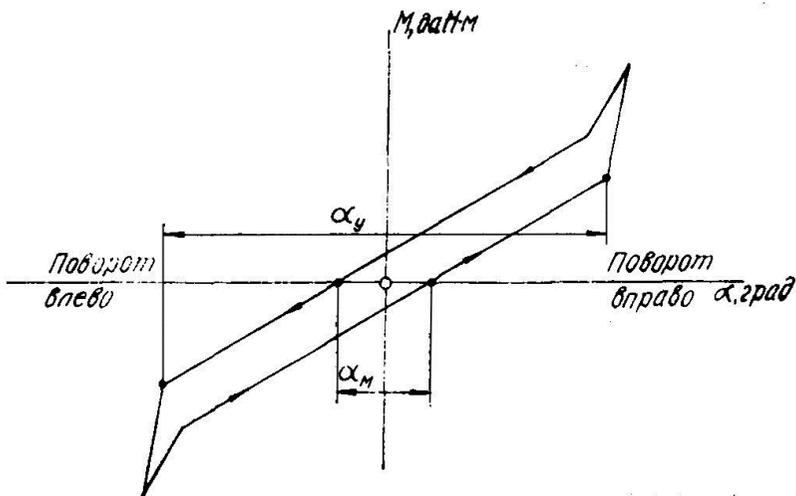


Рисунок 26 – Характеристика жесткости рулевого механизма

Из характеристики на рисунке 26 непосредственно определяют следующие показатели:

α_m – механический люфт;

α_y – упругий люфт.

3.5. Испытания группы III

3.5.1. Испытание «внутренние утечки»

Испытание проводится в прямом направлении с включенной подачей рабочей жидкости. Перед началом испытания выполняются дополнительные подготовительные операции: клапан ограничения давления гидравлической системы стенда регулируется на величину давления в напорной магистрали $(0,75 \div 0,85)p_{\text{тах}}$; в сливную магистраль гидравлической системы на выходе из распределителя подключается прибор для измерения внутренних утечек. Вал сошки блокируется в среднем положении. Рулевой вал плавно поворачивается из среднего положения до тех пор, пока произойдет упор в ограничитель привода золотника и в напорной магистрали установится давление, равное $(0,75 \div 0,85)p_{\text{тах}}$. В повернутом положении вал удерживается для проведения измерения ΔQ , которое начинается через 5 с после того, как установится давление, и продолжается в течение времени $t = 30$ с. После этого перечисленные операции повторяют при повороте рулевого вала в противоположном направлении. Опыт выполняется три раза.

В документ, представляющий результаты испытаний, заносятся средние по трем выполненным опытам значения показателя ΔQ , отдельно для левого и правого поворотов рулевого вала.

3.5.2. Испытание «КПД»

Испытание проводится в прямом направлении с выключенной подачей рабочей жидкости. Вал сошки нагружается внешним моментом таким образом, что бы момент на рулевом валу был равен $4,5 \cdot 10^2 \pm 0,25 \cdot 10^2$ Н· м при прохождении рулевым валом среднего положения.

Рулевой вал плавно поворачивается из среднего положения на угол, соответствующий повороту вала сошки не менее чем на 18° , а

затем – на тот же угол в противоположном направлении и вновь возвращается в исходное положение.

Опыт выполняется три раза.

В процессе опыта непрерывно регистрируются во времени момент на рулевом валу, момент на валу сошки M_c и угол поворота вала сошки Θ . Выбираются два значения угла $\Theta = \pm 18^\circ$ на участках его нарастания (при левом и правом поворотах рулевого вала) и при этих значениях угла в определяются соответствующие значения M и M_c . Для рулевых механизмов с переменным передаточным отношением при этих же значениях угла Θ определяются два значения передаточного отношения i_{var} .

Значение прямого коэффициента полезного действия вычисляется из выражения:

$$\text{КПД} = M_c / iM \quad (11)$$

где $i = i_{const}$ или $i = i_{var}$ при $\Theta = \pm 18^\circ$.

3.6. Представление результатов испытаний

Полученные результаты испытаний заносятся в таблицу 3. Так же следует отметить номинальный расход рабочей жидкости $Q_{ном}$ с которым проводились испытания.

Таблица 3 – Результаты испытаний гидравлического усилителя руля

№ п/п	Наименование	Обозначение	Результат при повороте	
			влево	вправо
1	Запас по углу поворота вала сошки, град	$\Delta \Theta$		
2	Остаточное давление, МПа	Δp		
3	Давление холостого хода, МПа	p_0		
4	Давление нецентрирования, МПа	Δp_0		

Таблица 3. Продолжение

5	Угол поворота рулевого вала, соответствующий давлению p_{max} , град	α_{max}		
6	Угол поворота рулевого вала из края в край, град	α_{Σ}		
7	Число поворотов рулевого вала из края в край	n_{Σ}		
8	Гидравлический люфт, град	α_0		
9	Механический люфт, град	α_m		
10	Упругий люфт, град	α_y		
11	Угол поворота вала сошки из края в край, град	Θ_{Σ}		
12	Передаточное отношение рулевого механизма	i		
13	Момент на рулевом валу, соответствующий включению усилителя, Н·м	M_0		
14	Момент на рулевом валу, соответствующий давлению p_{max} , Н·м, не более	M_{max}		
15	Момент на валу сошки, соответствующий моменту M_{max}	$M_{c\ max}$		
16	Зона нечувствительности рулевого механизма по моменту на рулевом валу, Н·м	M_m		
17	Эффективность реактивного свойства распределителя, м ³	R_0		
18	Приведенный момент трения в приводе распределителя	m_0		

Таблица 3. Продолжение

19	Эффективность реактивного свойства гидравлического усилителя	R		
20	Внутренние утечки	ΔQ		
21	Прямой коэффициент полезного действия, %	КПД		
	интегрального механизма без углового редуктора			
	интегрального механизма с угловым редуктором			

Глава 4. ВОЗМОЖНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ

Автомобили имеют сложную конструкцию рулевого управления, включающего как механическую, так и гидравлическую части. Неисправности системы рулевого управления проявляются в снижении устойчивости движения автомобиля, когда требуется дополнительная работа рулевым колесом для поддержания необходимого направления движения. Это, в частности, объясняется характерной для рулевых управлений неисправностью — увеличением свободного поворота рулевого колеса, что, в свою очередь, зависит от износов деталей рулевой передачи, шарнирных соединений рулевого привода, шарнирных соединений карданной передачи рулевого управления, и износом шлиц в соединении рулевого вала и скользящей вилки кардана, а также ослаблением креплений рулевого механизма, гидроусилителя, рычагов поворотных кулаков и рулевой сошки. Резкое увеличение усилий на рулевом колесе, необходимых для поворота автомобиля, обычно объясняется неисправностями в гидравлической части рулевого управления. В частности, возможно наличие воздуха в трубопроводах и гидроустройствах, отвергивание седла предохранительного клапана или зависание перепускного клапана насоса усилителя. Возможны также утечка масла в распределительном устройстве, гидроусилителе, уменьшение производительности насоса усилителя.

Возможные неисправности рулевого управления и способы их устранения приведены в табл. 4. При этом надо иметь в виду, что безотказная эффективная работа рулевого управления определяется не только исправностью входящих в него элементов, но и правильной работой других узлов автомобиля, в первую очередь ходовой части.

Таблица 4 – Неисправности и способы их устранения

Причины неисправностей	Способы устранения неисправностей
Неустойчивое движение автомобиля	
Повышенный свободный поворот рулевого колеса	Отрегулировать свободный поворот рулевого колеса

Таблица 4. Продолжение

Износ деталей винтовой пары рулевой передачи (автомобили КамАЗ)	Заменить комплект шариковинтовой пары
Заедание золотника или реактивных плунжеров в корпусе клапана управления гидроусилителем	Промыть детали, устранить заедание
Рулевое колесо поворачивается с большим усилием	
Недостаточный уровень масла в бачке	Долить масло до нормального уровня
Наличие воздуха в системе, появление пены, мутное масло	Удалить воздух из гидравлической системы
Повышенная утечка масла в узлах и агрегатах	Устранить утечку жидкости подтяжкой или заменой уплотнений, заменить поврежденные или изношенные детали
Нарушение регулировки рулевого механизма и привода	Проверить и отрегулировать рулевой механизм и сходжение управляемых колес
Нарушение регулировки предохранительных клапанов	Проверить и отрегулировать натяжение пружины предохранительных клапанов
Отказ насоса гидравлического усилителя	Проверить, отремонтировать или заменить насос
Ослабление затяжки подшипников винта рулевого механизма	Проверить затяжку и стопорение гайки
Повышенный шум при работе насоса	
Недостаточный уровень масла	Долить масло до нормального уровня

Таблица 4. Продолжение

Засорение или повреждение сетчатого фильтра	Промыть фильтр, заменить при повреждении
Разрушение прокладки коллектора насоса	Заменить прокладку
Погнутость коллектора насоса	Устранить погнутость
Выбрасывание масла через клапан бачка	
Избыточное количество масла в бачке насоса	Довести уровень масла до нормы
Засоры или повреждения сетчатого фильтра	Промыть или заменить фильтр
Стуки в рулевом механизме	
Нарушение регулировки или повреждение деталей рулевого механизма	Провести регулировку зацепления, заменить изношенные или поврежденные детали
Удары на рулевом колесе при движении на повышенных скоростях	
Нарушение балансировки колес	Проверить и устранить дисбаланс колес

Глава 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ

В процессе эксплуатации автомобилей следует проводить очистку рулевых управлений, проверку креплений и состояния шлангов деталей, регулировку механизмов и узлов, смазывать узлы и детали, удалять воздух из гидравлической системы усилителя, доливать и периодически менять масло в сроки, указанные в карте смазки.

Проверка уровня масла в бачке гидроусилителя производится на прогревом двигателе при установке колес в положение для прямолинейного движения. Перед снятием пробки заливной горловины следует протереть поверхность бачка.

Масло доливается при работе двигателя на малых частотах вращения вала через воронку с двойной сеткой; уровень масла должен находиться между метками на указателе, закрепленном в пробке.

Во избежание заклинивания и износов тщательно обработанных деталей насоса, рулевого механизма, клапана управления следует применять только чистое масло.

Смена масла в рулевом управлении автомобилей со встроенными усилителями (рисунок 2, а) производится при отсоединенной продольной рулевой тяге. Для слива масла необходимо снять крышку насоса и повернуть управляемые колеса влево до упора, вывернуть сливную пробку рулевого механизма и слить масло.

Затем снять и промыть в бензине фильтр и детали насоса, при наличии вязких отложений использовать для промывки растворитель, поставить детали на место.

Ввернуть сливную пробку. Залить 2 л чистого масла и, поворачивая рулевое колесо до упора в обе стороны, промыть систему усилителя и вновь слить масло.

Вновь ввернуть пробку, поставить крышку бачка, снять резиновый колпачок с перепускного клапана рулевого механизма. На головку перепускного клапана надеть шланг. Его второй конец опустить в прозрачный сосуд емкостью не менее 0,5 л, наполненный наполовину маслом. Через заливную горловину и воронку с двойной

сеткой заливать масло до тех пор, пока уровень его не перестанет снижаться.

Отвернув на 0,5—0,75 оборота перепускной клапан, поворачивать рулевое колесо влево до начала повышения усилий (не доупора).

Пустить двигатель и, работая на малых частотах вращения вала, доливать масло в бачок до тех пор, пока не прекратится выделение пузырьков воздуха из шланга, затем завернуть клапан.

Повторить подобную операцию при повороте рулевого колеса вправо, и так не менее двух-трех раз, пока не прекратится выход воздуха.

После этого следует остановить двигатель, снять шланг, надеть резиновый колпачок, если нужно, долить масло в бачок, закрыть крышку бачка и соединить продольную тягу.

Основные операции по техническому обслуживанию рулевого управления автомобиля с полувстроенным усилителем (рисунок 2, б) во многом аналогичны, но вместе с тем есть и некоторые особенности.

Замена масла в гидравлическом усилителе производится в такой последовательности.

После прогрева двигателя следует прогреть масло в гидроусилителе энергичными поворотами рулевого колеса в обе стороны.

Затем, подняв передний мост домкратом, отсоединяют шланги от цилиндра усилителя: передний от штуцера на раме, задний от гидроцилиндра.

Сняв крышку бачка и поворачивая рулевое колесо в обе стороны, слить масло.

После промывки фильтра и присоединения шлангов заливают масло в бачок.

После этого необходимо пустить двигатель и, работая на малых частотах вращения, повернуть рулевое колесо в обе стороны два-три раза и установить в левое положение до упора. Долить масло в бачок до верхней отметки. Поднять и опустить два-три раза запасное колесо и оставить его в поднятом положении. Вновь повернуть рулевое колесо влево, долить масло в бачок. Слить масло в той же последовательности.

Вновь залить 1,5 л масла, пустить двигатель и поворотом рулевого колеса влево и вправо удалить воздух из системы.

Долить масло в бачок до верхней отметки. Проверить уровень и долить масло в бачок.

При появлении течи масла по штоку цилиндра усилителя следует подтянуть уплотнение.

Разбирать узлы и детали рулевого управления следует лишь в случаях крайней необходимости в закрытых помещениях. Порядок сборки и разборки изложен в соответствующих руководствах.

При замене поврежденных деталей не следует нарушать комплектность шестерен, золотника и корпуса клапана управления, реактивных плунжеров, деталей ротора, статора, лопастей насоса.

В процессе эксплуатации рулевого управления необходимо соблюдать следующие правила.

При выводе автомобиля из колеи не следует продолжительное время двигаться с повернутыми в крайнее положение колесами, так как это может привести к перегреву жидкости в системе гидроусилителя.

По этой же причине при длительной работе двигателя на месте следует устанавливать управляемые колеса в положение прямолинейного движения.

В случае повреждения насоса, разрушения шлангов и при буксировке автомобиля движение должно быть непродолжительным.

При разрыве шлангов следует соединить трубопроводы высокого и низкого давлений, оставив включенным радиатор. Отверстия закрыть деревянными пробками, долить масло в бачок до требуемого уровня. При отсутствии масла для гидроусилителя допускается применение масла, используемого для двигателя. Продолжить движение, стремясь работать на возможно меньших частотах вращения коленчатого вала двигателя. В случае перегрева масла следует делать остановки и охлаждать его.

После устранения неисправностей следует слить масло, промыть систему свежим маслом, предназначенным для работы усилителя, и удалить воздух в последовательности, описанной выше.

Следует помнить, что движение в режимах разгон-накат, на длинных и пологих спусках с выключением двигателя недопустимо,

так как гидравлический усилитель рулевого управления в этом случае не работает. Это увеличивает свободный ход рулевого колеса и усилия на нем, что может привести к аварийной ситуации.

При маневрировании в стесненных условиях следует повышать частоту вращения коленчатого вала двигателя, с тем чтобы повысить производительность насоса и эффективность гидравлического усилителя рулевого управления.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица 5 – Основные технические параметры механизмов
рулевого управления фирм ZF, RBL и КамАЗ

Модели ГУР		Момент на валу сошки, Н·м.	Нагрузка на управляемую ось, т.	Рабочее давление, бар	Масса механизма, кг.
ZF	RBL				
8083		952-1100	до 1,2	н.д.	11
	C-100	1020	до 1,8	100	14
8090		1826-2157	1,5-3,0	150	16
	C-200	2160	до 2,7	145	20
--					
	C-300	3000	до 4,0	145	26
8095		3508-4145	3,5-5,5	150	29
	C-400	2160	до 5,5	150	33
8097		4665-5511	4,5-6,5	145	40
	C-500	6070	до 7,0	150	38
8098		5717-6726	5,5-8,0	150	42
	C-700	7500	до 8,5	150	43
53212-3400020		3300	4,5	85	36,5
4310-3400020		4300	5,5	85	45,6

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гинцбург, Л. Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей: учебник / Л. Л. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1972. 120 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. / Гришкевич А.И. и др. – Мн.: Выш.шк., 1985. - 240с.
3. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / Лукин П.П. и др. – М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.
4. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей: учебник / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с., ил.
5. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. / Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. ОСТ 37.001.477-88. Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем грузовых автомобилей и автобусов. – М.: НАМИ, 1989. – 36 с. – (Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР).
7. Чайковский, И. П. Рулевые управления автомобилей: учебник / И. П. Чайковский, П. А. Саломатин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.: ил
8. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики: учебник / Ю. И. Чупраков – М.: Машиностроение. 1979. – 232 с.