

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ
ГИДРОПРИВОДА РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ
С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ
СВЯЗЬЮ

Управление колесными машинами с шарнирно-сочлененной рамой осуществляется с помощью гидромеханического или гидравлического привода рулевого управления.

Гидромеханический привод представляет собой гидроруль, рулевое колесо которого механически связано с распределителем, управляющим потоком жидкости, нагнетаемым в рабочие гидроцилиндры (рис. 1).

Гидравлический привод (рис. 2) отличается тем, что в нем отсутствует механическая связь между элементами. Рулевое колесо гидропривода в этом случае связано непосредственно с дозировочным гидронасосом, включенным в управляющий контур и воздействующим с помощью жидкости на распределитель.

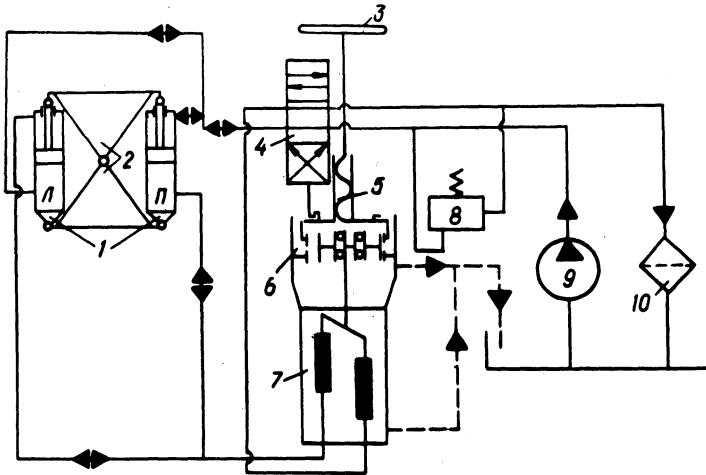


Рис. 1. Схема гидромеханического привода рулевого управления с гидромеханической обратной связью:
1—рабочий гидроцилиндр; 2—полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—механизм привода распределителя; 6—редуктор; 7—гидродвигатель; 8—предохранительный клапан; 9—гидронасос; 10—фильтр.

Распределитель управляет потоком жидкости, подаваемым к рабочим гидроцилиндрам. Обратная связь осуществляется с помощью специального гидроцилиндра, подсоединенного параллельно к управляющему контуру. Гидроцилиндр обратной связи шарнирно связан с полурамами колесной машины. Гидромеханические приводы рулевых управлений различаются по типу обратной связи. Имеются гидромеханические приводы с механической и гидромеханической обратными связями.

Механическая обратная связь состоит из механических звеньев, соединяющих одну из полурам с механическим узлом, который управляет распределителем. Гидромеханический привод с механической обратной связью (рис. 3) устанавливается на автомобилях-тягачах БелАЗ-531, МоАЗ-529, колесных тракторах Т-150 К и др.

Гидромеханическая обратная связь осуществляется потоком жидкости, вытесняемой из нерабочих полостей гидроцилиндров и воздействующей через механическое звено (гидродвигатель) на распределитель (рис. 1).

Гидромеханический привод рулевого управления с гидромеханической обратной связью применяется на погрузчиках ТО-18. Для установки на них проработан гидравлический привод рулевого управления с гидравлической обратной связью.

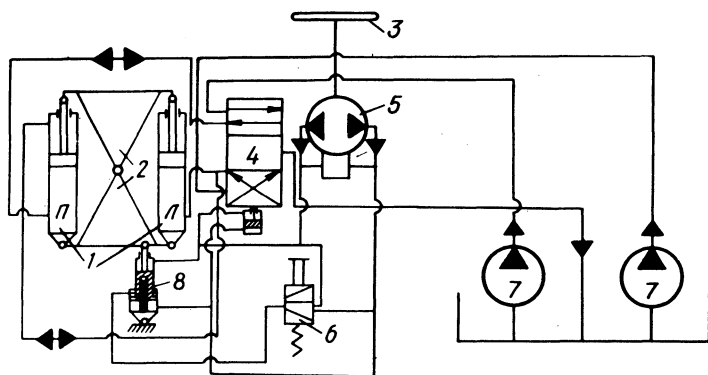


Рис. 2. Гидравлический привод рулевого управления с гидравлической обратной связью:

1— рабочий гидроцилиндр; 2— полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—дозировочный насос; 6—переключатель; 7—гидронасос; 8— гидроцилиндр обратной связи.

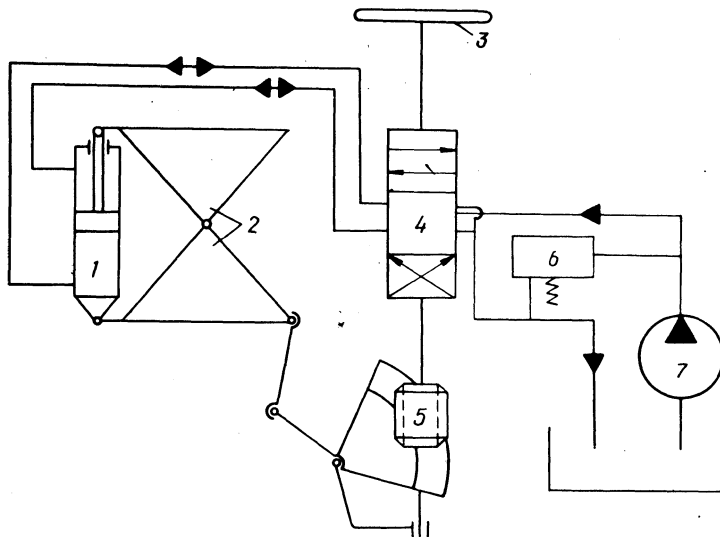


Рис. 3. Схема гидромеханического привода рулевого управления с механической обратной связью:
 1—рабочий гидроцилиндр; 2—полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—рулевой механизм; 6—предохранительный клапан; 7—гидронасос.

Гидромеханический и гидравлический приводы обладают некоторыми преимуществами по сравнению с механическим: 1) удобство компоновки узлов гидропривода на машинах с шарнирной рамой; 2) малое усилие на рулевом колесе (легкость управления машиной). Но им присущи также и некоторые недостатки: 1) при выходе из строя одного из шлангов, подводящих рабочую жидкость под давлением к гидроцилиндрам поворота, колесная машина становится неуправляемой; 2) большая стоимость гидропривода; 3) значительно большие трудозатраты (по сравнению с механическим приводом) на техобслуживание.

Испытания колесных машин с гидромеханическим приводом рулевого управления, имеющим механическую обратную связь, показали, что машина имеет плохую устойчивость (виляние) при повороте. При определенных величинах производительности питающих насосов и давлении в шинах работа механического привода резко ухудшается и весь процесс поворота происходит в автоколебательном режиме [1].

Причина плохой устойчивости в том, что гидромеханический привод представляет собой колебательный контур, связанный с большими инерционными массами. Кроме того, значительное влияние оказывает величина коэффициента усиления обратной связи и наличие зазоров в шарнирах кинематических пар привода.

Проблемной лабораторией автомобилей Белорусского политехнического института проведены сравнительные испытания гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью, предназначенных для установки на колесную машину с шарнирной рамой. Для сравнительного анализа были выбраны оценочные критерии, практически не зависящие от квалификации водителя:

1. Статическая точность работы гидропривода — степень соответствия углов поворота рулевого колеса и рамы в установленном режиме поворота. Статическая точность определяется коэффициентом статической точности K_c , равным отношению площади, ограниченной кривыми плавного входа в поворот и выхода из него, к площади между кривой выхода из поворота и осью абсцисс.

2. Динамическая точность — степень соответствия во времени углов поворота рулевого колеса и рамы при максимально возможной скорости поворота рулевого колеса. Характеризуется коэффициентом динамической точности K_d , равным отношению площади, ограниченной кривой угла поворота рулевого колеса во времени и приведенной кривой угла поворота полурам во времени, к площади, ограниченной кривой угла поворота рулевого колеса и осью абсцисс. Приведение угла поворота полурам осуществляется с помощью статической характеристики входа в поворот.

3. Колебательность системы — склонность системы гидропривода к колебаниям, возникающим вследствие импульсного воздействия водителя на рулевое колесо и неровностей дороги на шины. Определяется числом и максимальной амплитудой колебаний давления жидкости в магистралях системы.

4. Курсовая устойчивость — способность колесной машины, управляемой водителем, сохранять заданное направление прямолинейного движения. Определяется максимальной величиной и количеством отклонений угла складывания полурам от прямолинейного направления движения на мерном участке пути.

5. Собственная устойчивость — способность колесной машины без участия водителя противостоять действию внешних возмущающих сил. Определяется максимальной величиной и ко-

Таблица 1. Оценочные критерии рулевого управления

| Варианты рулея | Курсовая устойчивость | | Собственная устойчивость | | Коэффициент статической точности K_c |
|-------------------|-----------------------|---------------------|--------------------------|---------------------|--|
| | число отклонений | величина отклонений | число отклонений | величина отклонений | |
| Гидромеханический | 10 | $\pm 1,0^\circ$ | 10 | $\pm 1,5^\circ$ | 0,25--0,30 |
| Гидравлический | 15 | $\pm 1,5^\circ$ | 11 | $\pm 3,0^\circ$ | 0,25--0,62 |

личеством отклонений угла складывания полурам от прямолинейного движения машины при отпущенном рулевом колесе на мерном участке.

Для получения численных значений оценочных критериев при испытаниях выполнялись следующие этапы:

1) ступенчатый поворот рулевого колеса (с интервалами между ступенями в 1--2 с) в обе стороны для снятия статической характеристики гидропривода;

2) резкий поворот рулевого колеса автопогрузчика в обе стороны до полного складывания полурам. Время резкого поворота рулевого колеса определялось возможностями водителя;

3) плановый поворот рулевого колеса в движении в обе стороны (движение змейкой). Время плавного поворота 5--10 с;

4) резкий поворот рулевого колеса до полного складывания полурам в обе стороны. Движение восьмеркой на II передаче транспортного диапазона при скорости 20 км/ч на асфальте и грунте;

5) прямолинейное движение на различных скоростях (от v_{max} до v_{min});

6) упор правым (левым) краем ковша при нейтральном положении рулевого колеса на I передаче рабочего диапазона (включены оба моста);

7) резкий рывок рулевого колеса (импульсное воздействие) на месте и в движении;

8) забор грунта при прямолинейном движении и в движении с поворотом в обе стороны.

Испытания на всех режимах проводились при минимальных, средних и максимальных оборотах двигателя. Испытания всех вариантов гидроприводов проводились в идентичных условиях.

автопогрузчика

| Коэффициент динамической точности K_d | Колебательность давления нагнетания | | | Усилие на рулевом колесе, кгс | | |
|---|-------------------------------------|--------------------------------|-------------|-------------------------------|------------------------|-----------------|
| | число колебаний | амплитуда, кгс/см ² | частота, Гц | поворот налево | прямолинейное движение | поворот направо |
| 0,05--0,20 | 13 | 55 max | 2 | 4 | 2 | 4 |
| 0,07--0,10 | - | - | - | 10 | 4 | 10 |

В результате обработки осциллограмм, полученных при испытаниях гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью, были определены численные значения критериев (см. табл. 1), позволяющие произвести сравнительную оценку гидроприводов рулевых управлений обоих типов. Из таблицы видно, что по величине статической и динамической точности гидравлический привод рулевого управления уступает гидромеханическому. Как следствие показатели курсовой устойчивости у гидравлического привода также хуже.

Существенный недостаток гидравлического привода рулевого управления -- несимметричность статической характеристики при повороте влево и вправо и отсутствие устойчивого нейтрального положения.

По склонности системы к колебаниям гидромеханический привод рулевого управления уступает гидравлическому. Усилие на рулевом колесе у гидравлического привода рулевого управления при различных дорожных условиях примерно в два раза выше, чем у гидромеханического привода.

Таким образом, из результатов испытаний следует, что оба вида гидроприводов рулевых управлений нуждаются в дальнейшей конструктивной доработке.

Для гидромеханического привода следует вести работы по уменьшению склонности системы к колебаниям при работе машины в различных условиях эксплуатации.

Гидравлический привод нуждается в добавочных работах по увеличению статической и динамической точности, снижению усилия на рулевом колесе, повышению устойчивости прямолинейного движения и симметричности работы.

Л и т е р а т у р а

1. Калиновский И.Ф. К выбору оптимальных параметров системы рулевого управления с гидравлическим следящим приводом трактора Т-150 К. — "Тракторы и сельхозмашины", 1974, №10.

А.И. Гришкевич, В.И. Чечик, В.Б. Альгин

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При исследовании нагрузок, действующих в трансмиссии автомобиля, всегда возникает вопрос о выборе целесообразной расчетной схемы машинного агрегата. Для выбора расчетной схемы необходимо проанализировать диапазон частот возмущений и частоты собственных колебаний.

Частоты возмущений трансмиссии автомобиля от дорожных неровностей не превосходят 120 рад/с. Частотный диапазон возмущений от двигателя внутреннего сгорания определяется зоной рабочих чисел оборотов и числом цилиндров.

При равномерном чередовании вспышек в цилиндрах четырехтактного двигателя частота возмущений от мажорной гармоники k -го порядка может быть вычислена по формуле $f_k = 0,5 i \omega_{\varnothing} k$, где ω_{\varnothing} — частота вращения коленчатого вала; i — число цилиндров; k — порядок гармоник.

При неравномерном чередовании вспышек в цилиндрах двигателя частота f_k определяется циклом колебаний суммарного крутящего момента двигателя. Например, для двигателя ЯМЗ-236 этот цикл равен 240° по углу поворота коленчатого вала.

Для определения частот собственных колебаний машинный агрегат заменяют системой сосредоточенных маховых масс и безынерционных упругих звеньев. Конфигурация и число степеней свободы расчетной системы зависят от содержания решаемой задачи и возможности применения того или иного метода расчета.

Большинство методов определения собственных частот динамических систем предназначено для простых цепных систем и счета вручную. При анализе сложных разветвленных и кольцевых систем, к которым сводятся различные колебательные сис-