

## Литература

1. Савицкий, В.П. Направления по совершенствованию пневмоконтейнерных установок / В.П. Савицкий // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхнічных навук. – 1994. – С. 41–44.

УДК 69.002.5-82

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОАППАРАТОВ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

*Смоляк А.Н., канд. техн. наук, доцент*

***Белорусский национальный технический университет***

***(г. Минск, Республика Беларусь)***

### Введение

Интенсивное развитие гидропривода в качестве интеллектуальной приводной технологии в настоящее время все более ярко проявляется в области строительных и дорожных машин. Мировые лидеры производства электрической (электронной), гидравлической и пневматической приводной техники реализуют приводы от персональных компьютеров, все ближе подходят к полноценной автоматизации технологических процессов.

Например, автогрейдеры и бульдозеры оснащаются автоматическими системами стабилизации положения отвала, одноковшовые экскаваторы и погрузчики обеспечиваются системами автоматической корректировки траектории движения ковша, асфальтоукладчики, бетоноукладчики, работают в режиме совмещения движений

рабочих органов при соответствующей корректировке их положения при заданных параметрах и т.д.

В гидроприводах строительных и дорожных машин, оснащенных автоматическими следящими системами за положением рабочих органов, преобразование электрического управляющего сигнала в гидравлический осуществляется при помощи гидрораспределителей с реверсивными золотниками с электрическим или электрогидравлическим приводом [1].

Для успешного выбора из существующей номенклатуры гидроаппаратов, представленных на мировых рынках, а также для проектирования конкурентоспособных устройств автоматического управления, необходимо рассмотреть группу задач по определению статических и динамических характеристик устройств, выбору средств демпфирования, обеспечивающих нужную интенсивность затухания колебаний запорных элементов при переходных процессах, оптимизацию времени их быстроедействия [2].

### **Определение величины транспортного запаздывания элементов управления гидроаппаратов в исполнительных устройствах строительных и дорожных машин**

Важной задачей при исследовании характеристик гидроаппаратов для автоматического управления рабочими органами строительных и дорожных машин является определение частных и суммарной величин транспортного запаздывания в исполнительных устройствах гидропривода.

Современные автоматизированные гидроприводы строительных и дорожных машин включают дросселирующие гидрораспределители с двухступенчатой электрогидравлической системой управления обеспечивающей плавное и реверсивное движение рабочих органов, а также управление режимами разгрузки насосов [3].

Анализ работы гидроприводов в составе мобильных строительных и дорожных машин проводился на основе имитационного моделирования рабочих процессов с использованием метода конечных элементов с привлечением современных программных продуктов САПР.

В системах с высокой точностью управления к гидроприводам предъявляется требование обеспечить малые фазочастотные и амплитудно-частотные искажения в области малых сигналов, соответствующих десятым долям миллиметра. В этой области изменения управляющих сигналов существенное влияние на движения выходных звеньев гидродвигателей оказывают такие нелинейные факторы, как зазоры между сопрягаемыми поверхностями, утечки рабочей жидкости, отклонения геометрических размеров дросселирующих окон от номинальных и другие технологические параметры.

Динамические характеристики систем автоматической стабилизации рабочих органов строительных и дорожных машин – устойчивость, точность, быстроедействие – существенно зависят от величины

транспортного запаздывания в передаче управляющего сигнала от электрического и электронного регулятора к гидродвигателям приводов рабочих органов.

В нелинейных системах с релейным трехпозиционным законом регулирования транспортное запаздывание золотников гидрораспределителей часто является препятствием для повышения точности позиционирования и стабилизации, поэтому для определения предельных возможностей как существующих, так и вновь проектируемых гидроприводов необходимы данные по величинам транспортного запаздывания.

Суммарное транспортное запаздывание в исполнительном устройстве автоматизированной землеройно-транспортной машины может быть представлено в виде

$$t_{\text{сум}} = t_{\text{зр}} + t_{\text{пз}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{ц}} \text{ с,} \quad (1)$$

где  $t_{\text{зр}}$  – время срабатывания реверсивного золотника гидрораспределителя;

$t_{\text{пз}}$  – время срабатывания управляемого переливного золотника,

$t_{\text{тр}}$  – транспортное запаздывание гидравлического сигнала в трубопроводах;

$t_{\text{ц}}$  – время протекания переходного процесса в гидроцилиндре привода рабочего органа (отвала или ковша) до начала перемещения штока.

Для двухступенчатого гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением второй ступенью при помощи управляющего золотника, время срабатывания реверсивного золотника в общем виде может быть записано:

$$t_{\text{зр}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \text{ ,} \quad (2)$$

где  $t_1$  – время протекания переходного процесса в электромеханической системе магнита до начала изменения переходного сечения 1-й ступени;

$t_2$  – время рабочего хода золотника 2-й ступени;

$t_3$  – время протекания переходного процесса в гидромеханической системе управления 2-й ступенью до начала изменения проходного сечения основного золотника;

$t_4$  – время рабочего хода 2-й ступени.

На основе полученных в результате обработки серии имитационных экспериментов средних значений составляющих рабочего процесса гидрораспределителей системы автоматического регулирования составлена диаграмма, наглядно иллюстрирующая рабочий цикл золотников (рис. 1).

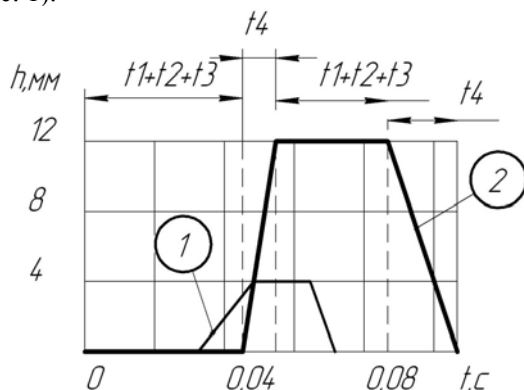


Рис. 1. Диаграмма перемещения  $h$  золотников гидрораспределителя в период рабочего цикла:  $t$  – время перемещения золотников, с; 1 – управляющий золотник; 2 – основной золотник гидрораспределителя

Дополнительно исследовалось влияние установившейся скорости перемещения штока гидроцилиндра на суммарное транспортное запаздывание  $t_{\text{сум}}$  системы рабочий орган дорожно-строительной машины – гидродвигатель.

Скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей рабочего оборудования дорожно-строительных машин варьировалась в пределах от 0,01 до 0,04 м/с с двукратным запасом относительно скорости входного воздействия в системе объемного гидропривода. Рассматриваемая зависимость для принятых схем исполнительных устройств, приведенная на рисунке 1, позволяет оценить долю транспортного запаздывания в исполнительном устройстве в общем запаздывании передачи сигнала управления от регулятора автоматической системы к рабочему органу землеройно-транспортной машины, а также установить время срабатывания золотника гидрораспределителя с учетом влияния параметров линии управления.

Для рассмотренного случая при длине линии управления  $l=2$  м и внутреннем диаметре трубопровода  $d=4$  мм величина транспортного запаздывания гидравлического сигнала в трубопроводе составит  $t_{пз}=0,025-0,035$  с.

Снижение быстродействия исполнительных устройств на малых скоростях (расходах рабочей жидкости в гидроприводе) может быть связано с увеличением составляющей  $t_{ц}$  из-за наличия молекулярного воздуха в гидросистеме.

### **Выводы**

1. В схемах исполнительных устройств систем автоматизированных гидроприводов рабочих органов дорожно-строительных машин при малых расходах рабочей жидкости целесообразно применять золотниковые гидрораспределители с автоматическим управлением, позволяющие повысить быстродействие систем, точность и одновременно снизить их стоимость.

2. Резервы совершенствования золотниковых гидрораспределителей систем управления заложены в снижении электромеханической постоянной времени приводного электромагнита и постоянной времени второй ступени для золотника управления при отключении электрического сигнала управления.

3. При условии применения в гидроприводах дросселирующих гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением желательно, чтобы время перемещения управляющего золотника не зависело от параметров работы основной гидросистемы. Для этого сила электромагнита должна значительно превышать максимальную силу давления рабочей жидкости в линии управления и силу трения между золотником и корпусом.

4. Данные частотного анализа по быстродействию золотников в гидрораспределителях могут быть использованы при проектировании новых и совершенствовании существующих систем автоматического управления для дорожно-строительных машин, а также при разработке методики и оборудования для ускоренных испытаний.

### **Литература**

1. Вавилов, А.В. Повышение уровня автоматизации строительных машин – гарант их конкурентоспособности / А.В. Вавилов, А.Н. Смоляк // Строительная наука и техника. – 2008. – № 3 (18). – С. 74–78.

2. Вавилов, А.В. Анализ динамики и минимизация времени переходных процессов в гидроприводе малогабаритной многофункциональной дорожно-строительной машин / А.В. Вавилов, А.Н. Смоляк // Вестник КГТУ. Выпуск Транспорт: сб. науч. тр. – Красноярск, 2001. – С. 166–171.

3. Смоляк, А.Н. К вопросу совершенствования автоматизации управления строительными и дорожными машинами с гидравлическим приводом / А.Н.Смоляк // Вестник БНТУ. – 2007. – № 2. – С. 9–12.

УДК.539.316-601.751

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТАНКА ДЛЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ВИТКОВ ШНЕКОВ ИЗ ПЛОСКИХ РАЗВЕРТОК**

*Скоробогатый В.А.,  
Новиков Д.П., студент*

**Белорусский национальный технический университет  
(г. Минск, Республика Беларусь)**

### **Введение**

В настоящее время рабочие органы дорожно-строительных машин (бульдозеры, скреперы, транспортеры, разгрузчики, погрузчики др.) содержат шнеки, которые представляют собой прямые геликоиды, что значительно снижает область их рационального использования. Предложенная работа позволяет расширить область применения указанных шнеков, а именно преобразовать их из транспортирующих в режущие-транспортирующие. Данная работа предлагает способ и приспособление для изготовления таких новых шнеков, а также помогает научиться определять параметры такого приспособления с целью практического использования при изготовлении в промышленности на основании предложенной методики.

Обычный шнек винтового конвейера представляет поверхность, которая получена движением образующей перпендикулярной оси шнека и совершающей одновременно поступательное и вращательное движение [5]. Использование такого шнека для рабочих органов землеройно-транспортных машин весьма ограничено, так как его