

Г. П. Бурчак, А. Л. Матвеевичев и др. ; ред. А. Н. Савоськин. – М. : Машиностроение, 1990. – 288 с.

2. **Разработка** технологий освидетельствования и восстановления рам тепловоза серии ТЭ10 М для продления срока их службы : отчет о НИР / Ташкентский ин-т инж. транспорта. – Ташкент : ТашиИТ, 2007.

3. **Применение** методов расчёта несущей способности и малоциклового усталости для

оценки ресурса ответственных узлов локомотивов / Э. С. Оганян // Сборник трудов ПГУПС. – СПб. : ПГУПС, 2004. – С. 163–167.

4. **Нормы** для расчета и оценка прочности несущих элементов динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М. : ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.

5. **Продление** срока службы подвижного состава / А. В. Третьяков. – М. : МБА, 2011. – 303 с.

УДК 625.15, 625.151.53

В. С. Майоров

БГТУ «Военмех»

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГАРНИТУР СТРЕЛОЧНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ С ВНЕШНИМИ ЗАМЫКАТЕЛЯМИ

Произведён анализ причин отказов оборудования стрелочных переводов, оснащённых внешними замыкателями, предложен новый кулачковый механизм внешнего замыкателя. Рассмотрены вопросы динамического синтеза механизмов замыкателей новой конструкции и компьютерного моделирования движения механизмов. Приведены результаты расчётов.

внешний замыкатель, кулачковый механизм, динамический синтез, моделирование.

Введение

В связи с непрерывным техническим совершенствованием транспортных систем, в частности подвижного состава железных дорог, возрастают скорости движения грузовых и пассажирских поездов, что ведёт к повышению требований по обеспечению безопасности движения. На железных дорогах во всём мире разработано и используется множество устройств и систем, предназначенных для повышения безопасности.

В истории развития железных дорог давно имеет место проблема фиксации острижков стрелочного перевода в крайних положениях. Установка устройств блокировки в механизмах стрелочных переводов необходима для предотвращения самопроизвольного перевода острижков под действием нагрузки

от проходящего состава. Данные устройства называются внешними замыкателями и являются одним из наиболее важных узлов гарнитуры стрелочного электропривода.

В настоящее время на железнодорожном транспорте разработано множество вариантов конструкций данных механизмов, в частности вертикальные и горизонтальные кляммерные замыкатели, зубчатые шарнирно-рычажные замыкатели и т. д.

Наибольшее распространение на российских железных дорогах, особенно на скоростных и высокоскоростных линиях, получили кляммерные замыкатели. Несмотря на относительно несложную конструкцию механизма, опыт эксплуатации показывает, что механизмы существующих конструкций гарнитур стрелочных электроприводов не обладают достаточной надёжностью. Об

этом говорят данные статистики, поступающие с линейных предприятий. Отказы внешних замыкателей приводят к неправильному функционированию стрелочных переводов, что может повлечь сход поезда с рельсов.

1 Постановка задачи синтеза

В ходе исследования существующих конструкций гарнитур электропривода для стрелочного перевода с системой механического запираания остряжков было установлено, что основная доля отказов стрелочных переводов обусловлена конструкцией внешних замыкателей гарнитур. Следовательно, создание новой конструкции гарнитуры необходимо начать с синтеза механизма внешнего замыкателя.

Проведённый в ходе исследования обзор научно-технической литературы и патентный поиск позволили установить, что ранее неоднократно предпринимались попытки улучшения работы гарнитур стрелочных электроприводов. С учётом опыта предыдущих разработок была поставлена задача синтеза для нового механизма замыкателя гарнитуры электропривода стрелочного перевода.

Различают три стадии синтеза механизмов. Первая стадия – синтез структурной схемы. Он относительно прост и сводится к выбору механизма, удовлетворяющего общим требованиям к нему. Вторая стадия – метрический синтез. Здесь определяются размеры звеньев механизма, при которых удовлетворяются поставленные требования. Метрический синтез опирается на приёмы кинематического анализа, так что зачастую синтез сводится к многократному повторению анализа. Третья стадия – динамический синтез. Это наиболее общая задача синтеза, в которой учитываются не только кинематические, но и динамические требования к механизму. При решении задачи синтеза дополнительно следует предусмотреть возможность совместимости нового механизма с эксплуатируемым оборудованием.

Синтез структуры механизма является одним из наиболее ответственных этапов про-

ектирования. Синтез представляет собой процедуру анализа решений многовариантной задачи и выбора наиболее подходящего варианта. Задача синтеза в данном случае может иметь бесконечно большое количество решений, поэтому средства автоматизированного проектирования целесообразно применять на этапе анализа некоторой выборки возможных решений, полученных методом случайного поиска.

Новая конструкция механизма должна обеспечивать его компактность, простоту и высокую надёжность, а также удобство обслуживания и экономичность эксплуатации.

При этом механизм должен обладать свойствами реверсивности и самоторможения. Для повышения надёжности в некоторых конструкциях необходимо использовать дополнительные тормозные устройства, например упоры. Указанными свойствами обладают, в частности, клиновые, винтовые, червячные и кулачковые механизмы.

В ходе синтеза были составлены и проанализированы с учётом специфики использования в устройствах гарнитур стрелочных электроприводов структурные схемы данных механизмов. По результатам анализа был выбран кулачковый механизм как наилучший вариант из предложенных, поскольку он обеспечивает быстрый перевод остряжков с их надёжным замыканием и фиксацией, возможность установки устройства ручного перевода, а также совместим с эксплуатируемыми приводами. Кроме того, данный механизм не обладает существенными недостатками эксплуатируемых типовых механизмов, например широко распространённого на сети российских железных дорог кляммерного замыкателя. Он более компактен и удобен для обслуживания, а также защищён от действия вредных факторов, наиболее часто вызывающих отказы оборудования.

Таким образом, дальнейшее решение задачи синтеза будет направлено на разработку конструкции нового кулачкового механизма внешнего замыкателя. Для решения задачи синтеза механизма после определения структуры применим методы метрического синтеза, а затем динамического.

2 Принцип работы кулачкового механизма замыкателя

Устройство нового механизма показано на рисунке 1.

Кулачковый внешний замыкатель для стрелки представляет собой механизм зажимного типа, установленный между рамными рельсами и соединённый с межостряковой тягой посредством пальца 5.2 замыкающей рамы 5.

Основание 2 крепится к подошве рамного рельса с помощью зажимов 3. На основании 2 закреплён упор 4. Боковая поверхность выступа фигурной накладки 4.2 упора 4 является рабочей гранью зажима. Внутри основания 2 размещается ведущая планка 1, имеющая фигурный выступ, а также ушко для присоединения рабочей тяги гарнитуры стрелочного электропривода. Вертикальные

стержни 5.4 замыкающей рамы 5 располагаются между упором 4 и выступом ведущей планки 1.

Взаимодействуя с выступами ведущей планки 1, соединённой через рабочую тягу с шибером электропривода, и упора 4, замыкающая рама 5 переводит, заклинивает прижатый остряк и фиксирует отжатый. Таким образом достигается перевод остряков и запирание их в одном из крайних положений, когда перевод остряков невозможен под действием нагрузки от проходящего подвижного состава. При этом механизм замыкателя имеет компактную конструкцию ввиду того, что зажимной механизм расположен между рамными рельсами. Компактные размеры механизма позволяют разместить его в герметичном защитном корпусе для исключения внешних воздействий и повышения надёжности.

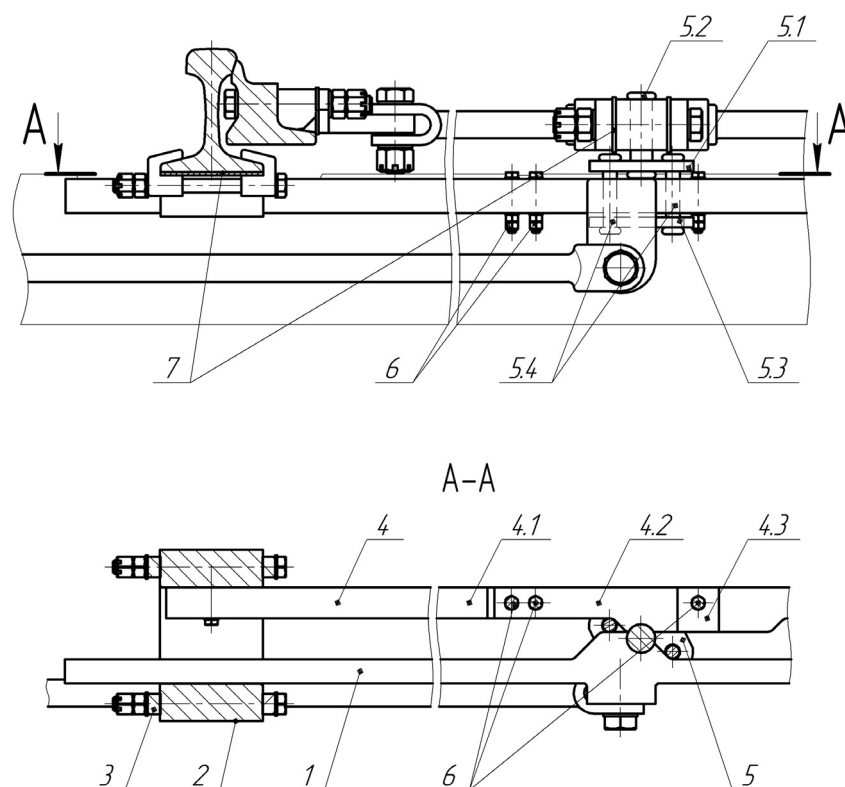


Рис. 1. Устройство внешнего замыкателя для стрелки:

1 – планка ведущая; 2 – основания; 3 – зажимы для крепления к рельсам; 4 – упор; 4.1 – планка опорная; 4.2 – накладка фигурная; 4.3 – шайба регулировочная; 5 – рама замыкающая; 5.1 – пластина горизонтальная верхняя; 5.2 – палец; 5.3 – пластина горизонтальная нижняя; 5.4 – стержни вертикальные; 6 – крепёжные детали; 7 – элементы электрической изоляции

Конструкция данного механизма разработана автором, на разработку получен патент на полезную модель.

3 Динамический синтез механизма

Динамический синтез необходим для согласования ускорений стрелочного электропривода с ускорениями звеньев механизма внешнего замыкателя. Данный метод позволит добиться безотказной работы механизма. В противном случае, без использования данного метода синтеза, возможно существование положений механизма, в которых будет происходить заклинивание ввиду свойства самоторможения. Поэтому необходимо согласование профиля фигурного выступа ведущей планки с ускорениями шибера электропривода.

Исходными данными для задачи являются данные синтеза, полученные в предыдущем разделе, а также график движения острия, определяемый характеристиками привода. В результате решения определим требуемые законы движения звеньев и получим уравнение реального профиля кулачка.

Рассмотрим новый механизм замыкателя гарнитуры стрелочного электропривода с точки зрения терминологии, принятой в теории механизмов. Фигурный выступ ведущей планки в этом случае будет являться поступательно движущимся кулачком, а замыкающая рама – двуплечим роликовым коромыслом.

Для обеспечения нормальной работы кулачкового механизма необходимо, чтобы угол давления (острый угол между направлениями абсолютной скорости ролика и нормали к теоретическому профилю кулачка в той же точке) ни в одном из положений механизма не был больше некоторого заданного угла λ_{\max} , при котором сопротивления трения достаточно велики для того, чтобы приложенная к ведущему звену сила оказалась недостаточной для того, чтобы привести в движение ведомое звено:

$$\lambda < \lambda_{\max}. \quad (1)$$

В рассматриваемом случае предельный угол давления может быть найден из коэффициента трения стали по стали в условиях ограниченной смазки:

$$\lambda_{\max} = \arctg(1/f), \quad (2)$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения. Таким образом, примем $\lambda_{\max} = 60^\circ$.

Запишем закон движения коромысла в виде табличной функции:

$$\begin{cases} \beta = \beta(\bar{\mu}_1); \\ \sigma = \sigma(\bar{\mu}_2), \end{cases} \quad (3)$$

где функции углового перемещения коромысла $\beta(\bar{\mu}_1)$ и линейного перемещения кулачка $\sigma(\bar{\mu}_2)$ заданы в виде кусочно заданных интерполирующих сплайнов, состоящих из пяти полиномиальных сегментов, а $\bar{\mu}_{1,2}$ – векторы параметров, содержащие координаты

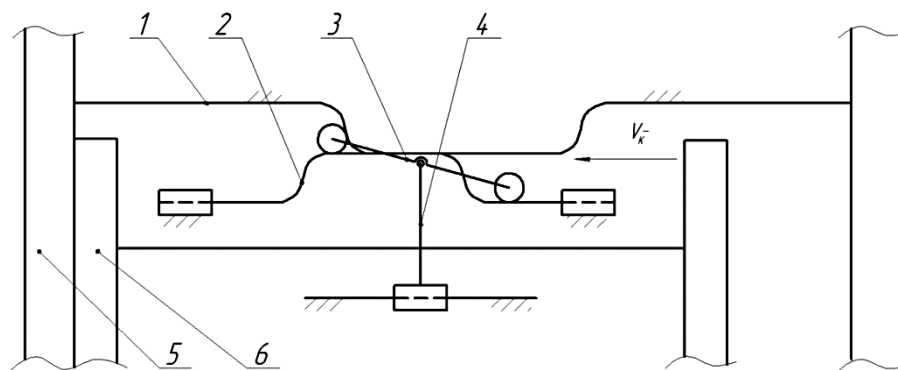


Рис. 2. Структурная схема замыкателя:

1 – стойка; 2 – кулачок; 3 – коромысло; 4 – ползун; 5 – рамный рельс; 6 – остриек

наты узлов сплайнов и порядок полиномиальных сегментов.

Тогда координаты теоретического профиля кулачка можно записать в виде функции угла β :

$$\begin{cases} x = \sigma + l(\cos\beta_0 - \cos\beta); \\ y = l - \sin\beta, \end{cases} \quad (4)$$

где l – длина коромысла, равная половине расстояния между осями стержней замыкающей рамы; β_0 – начальный угол поворота коромысла.

При этом угол давления найдём как

$$\lambda = \arctg\left(\frac{l\partial\beta/\partial\sigma}{\cos\beta} + \operatorname{tg}\beta\right). \quad (5)$$

Найдём такой профиль, который будет удовлетворять условию (1) при любом положении механизма и при этом обеспечивать наименьшее время переключения, а также наилучшие конструктивные параметры фигурного выступа ведущей планки. Для этого целесообразно воспользоваться средствами математического моделирования.

Произведём расчёт теоретического профиля кулачка для разных вариантов и $\sigma(\bar{\mu}_2)$ с помощью математической модели, составленной согласно расчётной схеме, показанной на рисунке 3, с помощью средств MatLab.

Зададим графики зависимости угла поворота коромысла от времени при заданной

скорости движения кулачка, равной номинальной скорости движения ведущей планки при переводе стрелок. На рисунках 4 и 5 приведены графики углового перемещения коромысла $\beta(\bar{\mu}_2)$ и линейного перемещения кулачка $\sigma(\bar{\mu}_2)$ соответственно.

Вид функции $\sigma(\bar{\mu}_2)$ обусловлен динамическими характеристиками привода, управлять им можно с помощью электронной системы управления двигателем (содержащей, например, цифровой тиристорный инвертор), однако такие системы устанавливаются далеко не на все стандартные приводы стрелочных переводов. Поэтому функцию $\sigma(\bar{\mu}_2)$ примем для всех вариантов расчёта одинаковой и соответствующей графику движения рабочей тяги стандартного привода. С другой стороны, управляя функцией $\beta(\bar{\mu}_2)$, которая зависит только от параметров самого кулачка, можно найти такой вектор $\bar{\mu}_2$, который обеспечит наилучшие динамические характеристики механизма.

На рисунках 4, а и 4, б показаны три варианта закона изменения угла поворота замыкающей рамы. Ниже приведены полученные в результате расчётов теоретические профили, соответствующие каждому из вариантов.

В результате расчёта по приведённой выше расчётной схеме получим следующие результаты, представленные на рисунках 6 и 7.

На рисунке 7, помимо соответствующих полученным теоретическим профилям гра-

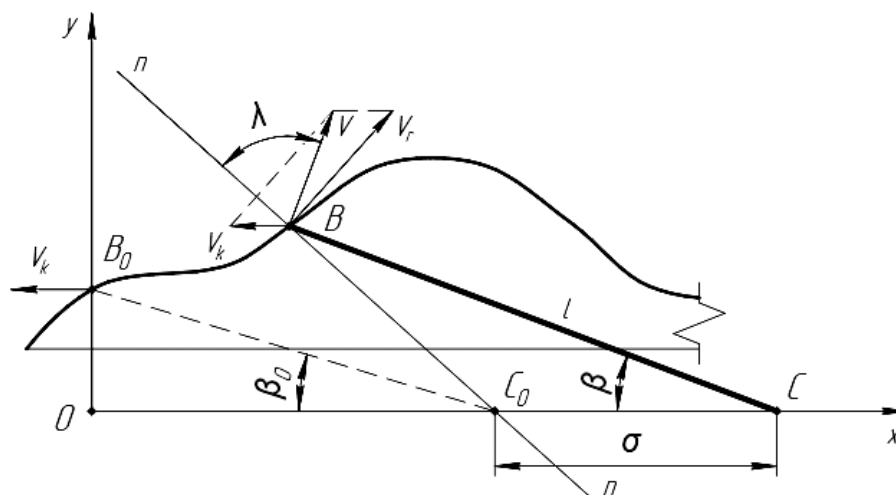


Рис. 3. Расчётная схема теоретического профиля кулачка

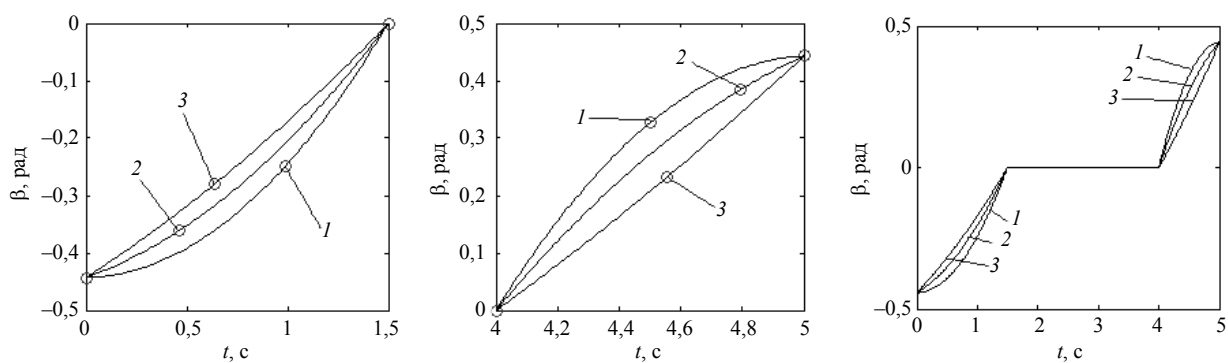


Рис. 4. Графики углового перемещения коромысла $\beta(t)$:
 а – на фазе размыкания; б – на фазе замыкания; в – для всего периода движения механизма

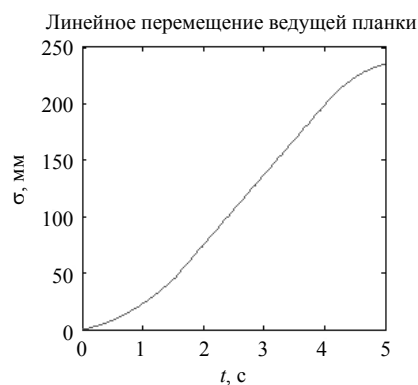


Рис. 5. График линейного перемещения кулачка $\sigma(t)$

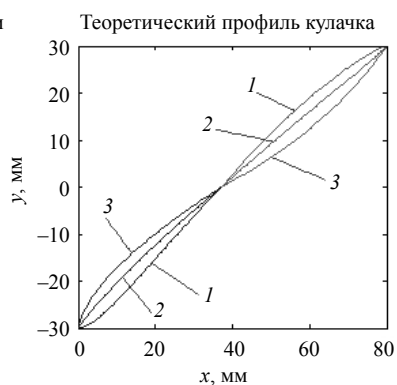


Рис. 6. Теоретический профиль кулачка

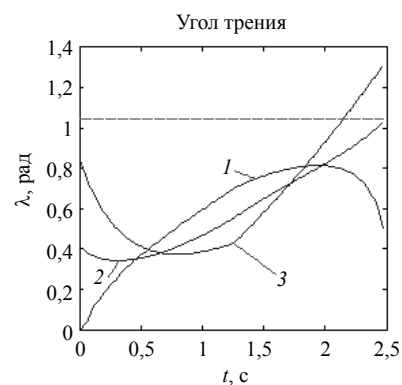


Рис. 7. График изменения угла давления $\lambda(t)$ при движении механизма

фиков изменения угла давления $\lambda(t)$, горизонтальной штриховой линией отмечен критический угол λ_{\max} . Из рисунка видно, что наилучшими динамическими характеристиками обладает механизм с профилем № 1, обеспечивающий необходимую скорость переключения без заклинивания. Механизм с профилем № 2 в некоторых положениях обладает углом трения, близким к критическому, что снижает надёжность его работы. Использование механизма с профилем № 3 недопустимо, так как велика вероятность его заклинивания.

Заключение

Координаты теоретического профиля и соответствующие эквидистанты, получен-

ные в результате расчётов в виде табличных функций, могут быть легко преобразованы в управляющую программу для станка с ЧПУ для изготовления деталей механизма.

Таким образом, описанная математическая модель также может быть использована для вновь проектируемых механизмов данного класса, в том числе для согласования с другими типами приводов.

В заключение стоит отметить, что прежде чем рекомендовать новый механизм для внедрения на сети железных дорог, необходимо провести некоторые дополнительные испытания, в частности исследовать поведение механизма при прохождении подвижного состава через стрелочный перевод. Эта работа проводится в настоящее время.

Библиографический список

1. **Безопасность** и надежность электро-механических устройств железнодорожной автоматики / А. В. Горелик, Е. Ю. Минаков. – М. : РГОТУПС, 2008. – 203 с.

2. **Расчет** и проектирование кулачковых механизмов / Н. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1980. – 214 с.

3. **Конструкция** железнодорожного пути и вопросы технического обслуживания высокоскоростных магистралей : сб. науч. трудов междунар. научно-практич. семинара / ред. Л. С. Блажко. – СПб. : ПГУПС, 2010. – 160 с.

4. **Техническое обслуживание** централизованных стрелок / А. Е. Федотов, О. К. Качмарская. – М. : Транспорт, 1987. – 95 с.

УДК 621.22

А. В. Осипов, В. А. Кручек, Д. Н. Курилкин

Петербургский государственный университет путей сообщения

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ ГИДРОПЕРЕДАЧИ ПРОМЫШЛЕННОГО ЛОКОМОТИВА

Синхронизация процессов переключения гидроаппаратов в многоциркуляционной гидропередаче является одной из самых сложных и важных задач. От того, при каких временных параметрах осуществлено наполнение и опорожнение гидроаппаратов, будет зависеть качество переходного процесса в гидропередаче. В данной работе представлена математическая модель гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами, произведен расчет и анализ характеристик гидромеханической системы в период переключения, выполнена оценка качества процесса переключения гидроаппаратов гидропередачи.

Исследования переходных процессов в гидропередаче в период переключения показали, что наиболее эффективному режиму переключения соответствует снижение времени переходного процесса с запаздыванием времени опорожнения относительно наполнения. Полученные результаты исследования дают возможность выбрать наиболее оптимальный режим переключения для гидропередачи.

гидротрансформатор, гидропередача, гидропривод, гидроаппарат, переходной процесс, переключение гидроаппаратов.

Введение

Одним из важнейших процессов, происходящих в многоциркуляционной гидравлической передаче мощности, является процесс переключения гидравлических аппаратов (ГА). Данный процесс связан с возможными провалами силы тяги, дополнительными потерями энергии и снижением динамических нагрузок в приводе [1]. От того, насколько оптимально произведена синхронизация

процессов переключения ГА при разных временных параметрах наполнения и опорожнения, будет зависеть качество переходного процесса. Под переходным процессом в настоящей статье будем понимать изменение угловой скорости или момента на входном и выходном валах гидравлической передачи мощности.

В данной статье определена система дифференциальных уравнений, описывающая переключение ГА в многоциркуляционной