

4204



Министерство образования
Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Автомобили»

О.С. Руктешель

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
АГРЕГАТАМИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2012**

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Автомобили»

О.С. Руктешель

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
АГРЕГАТАМИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2012

УДК 629.~~43.02~~^{13.02}-027.43 (075.8)

~~ББК 39.33-04я7~~

Р 85

Рецензенты:

Л.А. Молибошко, Г.М. Кухарёнок

Руктешель, О.С.

Р 85 Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2012. – 111 с.

ISBN 978-985-525-651-0.

Учебно-методическое пособие предназначено для приобретения студентами специальности «Автомобилестроение» практических навыков по проектированию систем автоматического управления (САУ) узлами и агрегатами автомобиля, их поэтапной разработке, рассмотрению специфики системного подхода и задач подготовительного этапа оптимального проектирования САУ на примере синтеза функциональной структуры и законов переключения передач для САУ двигателем, моторным тормозом, сцеплением и коробкой передач в процессе переключения передач в механической ступенчатой трансмиссии транспортного средства. Пособие также будет полезно при выполнении курсовой работы или дипломного проекта при разработке имитационной модели движения автомобиля, оборудованного САУ.

УДК 629.33.02-027.43 (075.8)
ББК 39.33-04я7

ISBN 978-985-525-651-0

© Руктешель О.С., 2012
© БНТУ, 2012

Введение

Одним из основных способов повышения эффективности автомобильного транспорта является автоматизация управления его рабочими процессами. Достигнутое к настоящему времени увеличение технической скорости и энергонасыщенности автотранспортных средств (АТС) показывает, что чем выше энергонасыщенность и грузоподъемность АТС, тем более значительны потери от недоиспользования их потенциальных возможностей. Следовательно, с повышением технической скорости АТС все большее значение приобретает оптимальное управление их рабочими процессами, которое может быть успешно реализовано только при помощи систем автоматического управления (САУ).

Автоматизации в первую очередь подвергаются такие узлы и агрегаты автомобиля как двигатель; двигатель и сцепление (САУ троганием с места); двигатель, сцепление и коробка передач, т. е. силовой агрегат в целом (САУ переключением передач и (или) САУ поддержанием заданной скорости); силовой агрегат и тормозная система (антиблокировочная САУ и (или) противобуксовочная САУ); подвеска (различные виды активных подвесок); дифференциал, рулевое управление и др.

Современные САУ способствуют совершенствованию отдельных эксплуатационных свойств автомобиля, увеличивают надежность его агрегатов, улучшают комфортность и безопасность водителя и пассажиров, производят контроль и диагностику узлов автомобиля в процессе его эксплуатации.

Всего в настоящее время на автомобилях насчитывается свыше ста функций, которые выполняют САУ. Конечно, они не находятся на каком-то одном конкретно взятом автомобиле, но имеют место и право на внедрение в будущем.

Несмотря на различный характер задач, решаемых САУ узлами и агрегатами автомобиля, можно выделить общую для них черту – все они содержат в своем составе три основных блока: измерительный (информационный), управляющий и исполнительный.

В процессе своего развития блоки САУ претерпели значительные изменения. Первые САУ (50-е гг. XX в.) базировались, как правило, на логических элементах и исполнительных механизмах механического, пневматического или гидравлического принципов

действия (типа центробежных регуляторов, гидравлических преобразователей, сервоприводов и т. д.). Несколько позже стали применяться электрические устройства. Удовлетворительные результаты по автоматизации управления силовым агрегатом АТС были достигнуты лишь на наиболее приспособленных для автоматизации гидромеханических трансмиссиях.

Решить проблему автоматизации управления узлами и агрегатами автомобиля на качественно новом уровне, в том числе создать САУ для управления агрегатами ступенчатой механической трансмиссией, стало возможным лишь с использованием средств электронной, а затем и микропроцессорной техники в системах управления.

Применение микропроцессорных САУ позволяет:

- 1) повысить надежность и точность работы САУ;
- 2) устранить механические, гидравлические или пневматические звенья и связанные с ними недостатки;
- 3) максимально приблизить режимы работы САУ к оптимальным;
- 4) увеличить скорость обработки информации;
- 5) унифицировать основные элементы САУ для различных по передаваемой мощности и числу ступеней коробок передач;
- 6) упростить обслуживание (устранена опасность засорения трубопроводов, имеющих место в гидросистемах САУ);
- 7) использовать элементы конкретной САУ в качестве одной из составных частей других управляющих систем или общей, централизованной системы автоматического управления рабочими процессами автомобиля;
- 8) ввести самодиагностику элементов САУ.

1 Необходимость и задачи автоматизации управления силовым агрегатом автотранспортных средств

Одной из наиболее сложных операций, выполняемых водителем в процессе управления автомобилем, является переключение передач. Оно требует нескольких манипуляций и, как правило, производится в наиболее трудные моменты движения, когда все внимание водителя должно быть сосредоточено на наблюдении за дорогой. В этих условиях водителю тяжело одновременно объективно оценивать дорожные условия и режимы работы двигателя и на базе данной оценки правильно выбирать нужные моменты переключения.

Существенно осложняет процесс переключения передач в механической ступенчатой трансмиссии необходимость строгого согласования всех действий водителя. Так, если водитель, начиная процесс переключения, выключит сцепление, но несколько запоздает с уменьшением скоростного режима работы двигателя, то угловая скорость коленчатого вала быстро увеличится, что затруднит последующее включение сцепления при переключении на смежную высшую передачу. Если, наоборот, водитель, уменьшив угол поворота педали управления двигателем, не успеет вовремя выключить сцепление, то двигатель может заглохнуть, а автомобиль резко замедлить свое движение. Аналогичные трудности возникают в конце переключения передач при одновременном включении сцепления и увеличении угла поворота педали управления двигателем. Процесс переключения с высших передач на низшие в большинстве случаев требует еще ряда дополнительных действий.

В зависимости от условий эксплуатации и типа трансмиссии АТС на 100 км пробега приходится в среднем от 50 до 1200 переключений. При управлении легковым автомобилем процесс выключения-включения сцепления и манипулирование рычагом коробки передач (КП) не вызывает больших затруднений, особенно у квалифицированного водителя. Однако на грузовом автомобиле с механической КП или городском автобусе, где переключение происходит каждые 15–30 с и занимает от 5 до 15 % времени движения, этот процесс сильно утомляет даже высококвалифицированного водителя. Кроме того, при большом количестве передач неквалифицированный водитель часто затрудняется в выборе оптимальной передачи. Все это снижает рабо-

тоспособность водителя, ведет к ухудшению безопасности движения, снижению средней скорости и увеличению расхода топлива.

Как известно, средняя скорость и расход топлива при движении автомобиля, особенно в сложных дорожных условиях, значительно зависят от индивидуальных качеств водителя: его квалификации, опыта и стиля вождения. Так, при сравнении результатов испытаний полноприводного грузового автомобиля на песчаном участке, управляемого водителями разной квалификации, оказалось, что средняя скорость автомобиля, управляемого неопытным водителем (стаж менее года), снизилась на 26 % по сравнению со средней скоростью автомобиля, управляемого опытным водителем (стаж 15 лет), а расход топлива повысился на 17 %. У водителя со стажем 3 года разница сократилась до 8 % по скорости и до 7 % по расходу топлива.

Расход топлива в зависимости от стиля вождения на одном и том же автомобиле может изменяться на 30 %. В то же время известно, что затраты на топливо составляют 22 % в общей сумме эксплуатационных затрат при перевозке грузов на автомобильном транспорте вообще и 26 % при перевозке грузов автомобилями с карбюраторными двигателями.

Переходные режимы, вызванные процессом трогания автомобиля с места и переключением передач, вносят до 10 % общего накопления повреждений в подшипниках, 7 % – в контактную усталость и около 50 % – в изгибную усталость колесной передачи ведущего моста. Наибольшее влияние на уровень среднего динамического момента, возникающего на указанных режимах, и величину его среднеквадратического отклонения оказывают положение педали управления двигателем, время рассогласования воздействия на педали управления сцеплением и двигателем и величина относительной угловой скорости ведущей и ведомой частей сцепления при его включении. Следовательно, одним из резервов повышения долговечности агрегатов трансмиссии является правильная организация режимов трогания автомобиля с места и переключения передач. Введение автоматического управления силовым агрегатом автомобиля призвано устранить влияние субъективного фактора на переходные режимы в трансмиссии и ликвидировать указанные недостатки.

Таким образом, задачи автоматизации управления силовыми агрегатами АТС состоят в том, чтобы во-первых, уменьшить утомляемость водителя и, как следствие, повысить безопасность движения

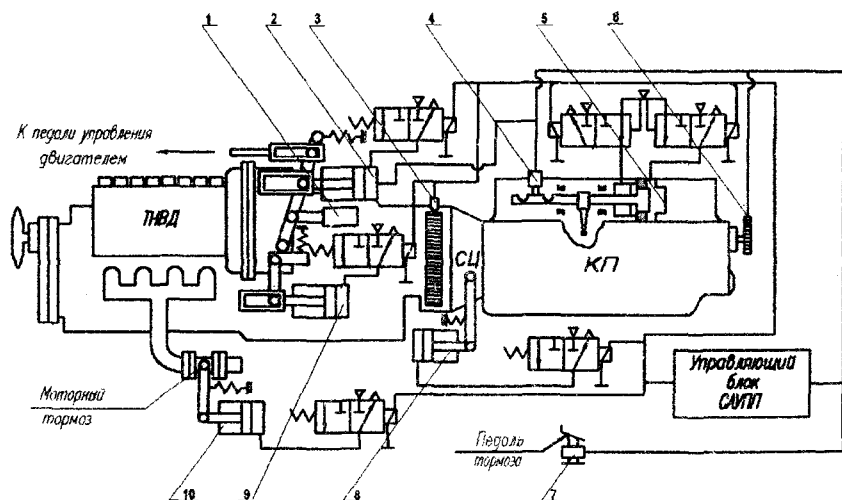
и производительность автомобиля; во-вторых, обеспечить низкую себестоимость перевозок за счет увеличения средней скорости движения и (или) снижения расхода топлива; в-третьих, снизить нагрузку агрегатов трансмиссии автомобиля.

Решение первой задачи достигается регулированием скорости движения автомобиля при помощи одного органа – педали управления двигателем, за исключением тех случаев, когда с целью интенсивного торможения приходится пользоваться второй pedalью, pedalью тормоза, т. е. требуется к одной педали свести управление тремя агрегатами: двигателем, сцеплением и коробкой передач; решение второй задачи достигается выбором требуемой передачи и момента переключения, позволяющим оптимально использовать мощность двигателя, обеспечить автомобилю наиболее выгодные тяговые и топливно-экономические качества и уменьшить или исключить время разрыва потока мощности на ведущих колесах; решение третьей задачи – оптимальной организацией процесса переключения передач.

2 Краткий обзор современных автоматизированных механических ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей

Автоматизированные коробки передач могут быть полностью автоматическими, полуавтоматическими или иметь командное управление, при котором водитель управляет процессом переключения передач вручную.

Систему, которая собирает и обрабатывает информацию о состоянии и режиме движения автомобиля, выбирает направление и момент переключения, управляет двигателем, моторным тормозом, сцеплением и коробкой передач в процессе переключения, производит выбор и включение требуемой передачи после торможения или движения автомобиля накатом, называют системой автоматического управления переключением передач (САУПП), а систему, состоящую из узлов силового агрегата и САУПП, – системой автоматического переключения передач, или САПП (рисунок 2.1).




датчики: 1 – положения рычага регулятора ДВС; 3 и 6 – соответственно оборотов коленчатого вала ДВС и выходного вала КП; 4 – нейтраль в КП; 7 – педали тормоза; силовые цилиндры управления: 2 и 9 – соответственно увеличением и уменьшением оборотов коленчатого вала ДВС; 5 – коробкой передач; 8 – сцеплением; 10 – моторным тормозом

Рисунок 2.1 – Схематическое изображение основных элементов системы автоматического переключения передач

Далее приведены наименования, эмблемы и продукция основных фирм, выпускающих автоматизированные коробки передач.

2.1 Фирма ZF (Zahnradfabrik Friedrichshafen AG)

(Германия) 

Компания ZF [1] разработала автоматизированные трансмиссии серии **AS Tronic**. Эта серия представлена семейством из трех моделей: **ZF-AS Tronic** – для тяжелых грузовых автомобилей, работающих в составе автопоездов, **ZF-AS Tronic mid** – для среднетоннажных автомобилей и **ZF-AS Tronic lite** – для легких грузовиков.

Модель **ZF-AS Tronic lite** (рисунок 2.2) создана на базе новой конструкции механической КП **Ecosplite** и имеет следующие характеристики: 6-ступенчатая КП с диапазоном 8,65, передаваемый крутящий момент 700–1050 Нм. **ZF-AS Tronic lite**, в отличие от более мощных и крупных вариантов **AS Tronic**, оснащена электрогидравлическим блоком управления. Мощные и компактные гидравлические исполнительные механизмы имеют меньшие размеры по сравнению с пневматическими, поэтому их проще встроить в агрегат. Кроме того, характеристики коробки не зависят от работы пневмосистемы автомобиля (не надо модернизировать пневмосистему автомобиля, возможно использование автомобиля, вообще не оборудованного пневмосистемой).

Автоматизированная КП **AS Tronic mid** (рисунок 2.3) предназначена для установки на большегрузные автомобили и представляет собой синхронизированную трехступенчатую базовую КП с синхронизированным демультипликатором и делителем; КП имеет 12 передач переднего хода с пневматическим исполнительным механизмом переключения, с диапазоном 12,8 и может быть нагружена моментом 1000–1600 Нм. В **AS Tronic mid** применено то же программное обеспечение системы управления, что и в **AS Tronic** для тяжелых грузовиков.

Коробка передач **ZF-AS Tronic** (рисунок 2.4) предназначена для установки на автомобили-тягачи повышенной грузоподъемности, имеет 16 передач и два промежуточных вала. Диапазон коробки передач равен 17, передаваемый ею крутящий момент составляет 1600–3100 Нм. Данная коробка позволяет в любой момент времени перейти с автоматического режима управления на ручное и обратно.

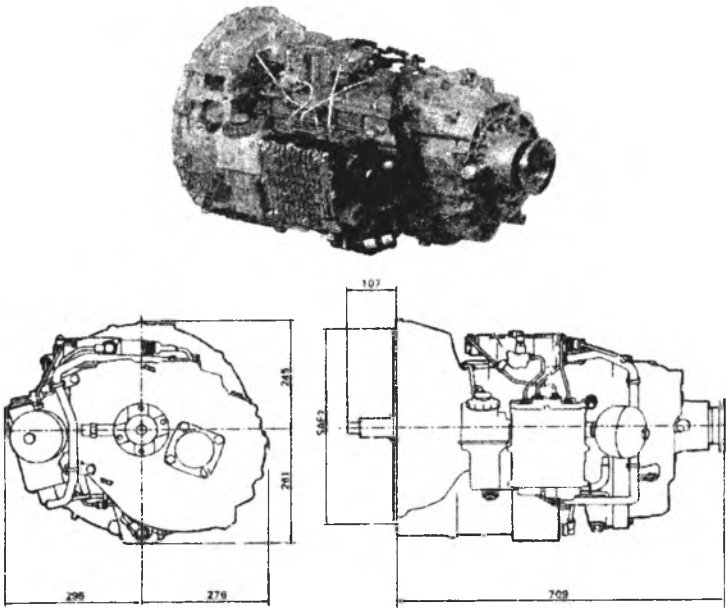


Рисунок 2.2 – Внешний вид КП ZF-AS Tronic lite

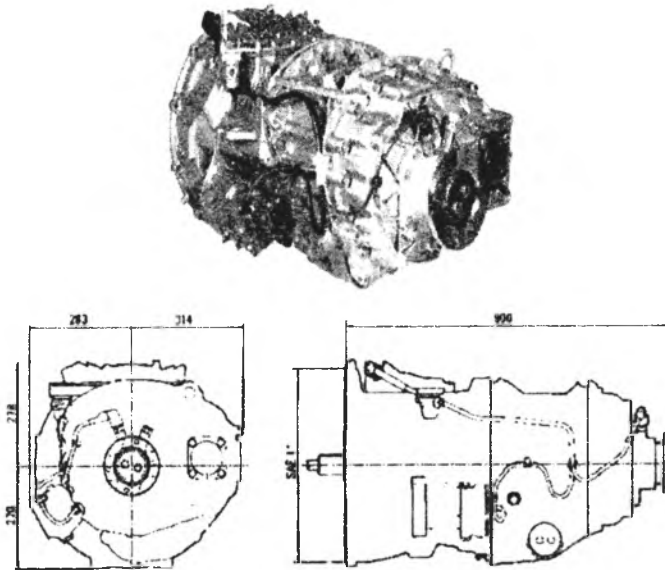
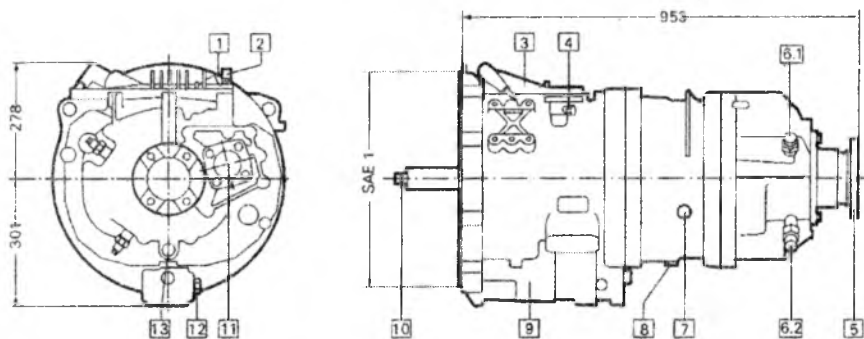


Рисунок 2.3 – Внешний вид КП ZF-AS Tronic mid



1 – электрический разъем; 2 – сапун; 3 – модуль управления КП; 4 – вход для сжатого воздуха; 5 – выходной вал; 6.1 – датчик скорости трансмиссионный; 6.2 – датчик скорости автомобиля; 7 – датчик уровня масла; 8 – маслосливное отверстие; 9 – модуль управления сцеплением; 10 – входной вал; 11 – соединение для вала отбора мощности; 12 – вход для сжатого воздуха; 13 – маслосливное отверстие

Рисунок 2.4 – Внешний вид КП ZF-AS Tronic

В системе ZF-AS Tronic сцепление автоматизировано и на рабочем месте водителя педаль управления сцеплением отсутствует. Система гарантирует точную и плавную работу сцепления при трогании, маневрировании на ограниченной площадке, при переключении передач и при остановке.

Механическая часть автоматизированной системы ZF-AS Tronic имеет отработанную и традиционную для ZF конструкцию. Сухое дисковое сцепление аналогично сцеплениям, применяемым в трансмиссиях с ручным управлением. Коробка передач оснащена делителем и демультипликатором. Передачи основной коробки не синхронизированы, а делителя и демультипликатора – синхронизированы. На передних концах промежуточных валов установлены масляный насос и пневматический многодисковый трансмиссионный тормоз.

Работая совместно с системой управления двигателем, трансмиссионный тормоз обеспечивает быструю и точную синхронизацию включаемых элементов во время переключения на высшую передачу.

При проектировании системы использовался модульный принцип и принцип интеграции, когда все компоненты размещены в едином корпусе коробки передач. Таким образом, все компоненты, включая электрические разъемы и пневматические соединения, защищены от вредного воздействия извне. Оба модуля – модуль переключения передач и модуль сцепления – имеют свои собственные встроенные блоки управления, устойчивые к воздействию высоких и низких температур. Центральный микропроцессор находится внутри корпуса коробки передач. Его можно диагностировать отдельно от других модулей и легко заменять.

Все действия контролируются электронным блоком управления, содержащим в памяти программы переключения передач и различные стили вождения. Электронный блок управления подает сигналы на исполнительный блок и управляет двигателем и сцеплением во время переключения передач.

Система ZF-AS Tronic работает с двигателями, имеющими электронное управление Electronic Diesel Control. Обмен данными между всеми электронными компонентами автомобиля производится по сети CAN.

CAN (Controller Area Network – контроллер локальной сети) – это коммуникационная последовательная сеть.

Уровень передачи данных и физический уровень определены согласно стандарту ISO 11519-1 (низкоскоростная сеть CAN до 125 Кбит/с) и стандарту ISO 1898 (высокоскоростная сеть CAN до 1 Мбит/с). Стандарты определяют передачу между различными видами встроенных электронных модулей: контроллерами управления двигателем, трансмиссией, АБС/ПБС, освещением, датчиками, электронной панелью приборов и т. д.

Весь процесс переключения на смежную передачу занимает от 0,3 до 0,6 с.

Управление системой ZF-AS Tronic производится с помощью селектора ручного переключения передач и кнопок, которые могут быть встроены в рулевую колонку, прикреплены к сиденью водителя или располагаться в любом удобном месте. Дисплей располагается на панели приборов.

2.2 Фирма Volvo (Швеция)



Завод Volvo [2] выпускает автоматизированные трансмиссии **I-Shift** (рисунок 2.5). Эти трансмиссии предназначены для автопоездов полной массой 7–44 т. КП имеет 12 ступеней переднего и 4 заднего хода. Механизм переключения передач пневматический, интегрированный в коробку, в системе отсутствует педаль сцепления и синхронизаторы. Делитель интегрирован в основную коробку, демультипликатор планетарного типа устанавливается за основным блоком. Данная коробка полностью автоматизирована, оснащена трансмиссионным тормозом. Система имеет два режима работы: автоматический и полуавтоматический.

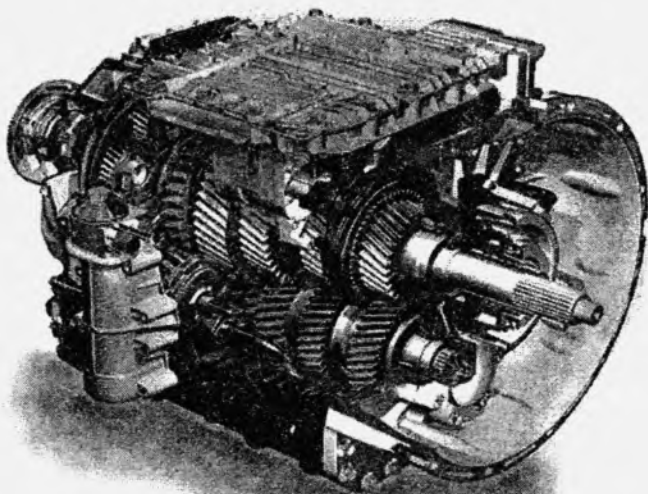


Рисунок 2.5 – Внешний вид КП Volvo I-Shift

2.3 Фирма Scania (Швеция)



Автоматизированные КП производства завода Scania **Opticruise** [3] (рисунок 2.6) имеют синхронизаторы, но их наличие в системе обусловлено только необходимостью обеспечения переключения передач при отказе электроники. Система оснащена педалью сцепления,

которая используется для трогания с места и переключения передач в аварийном режиме. Система предусматривает как автоматическое, так и командное переключение. Трансмиссия снабжена трансмиссионным и моторным тормозом. Переключение передач происходит при помощи пневматического сервопривода.

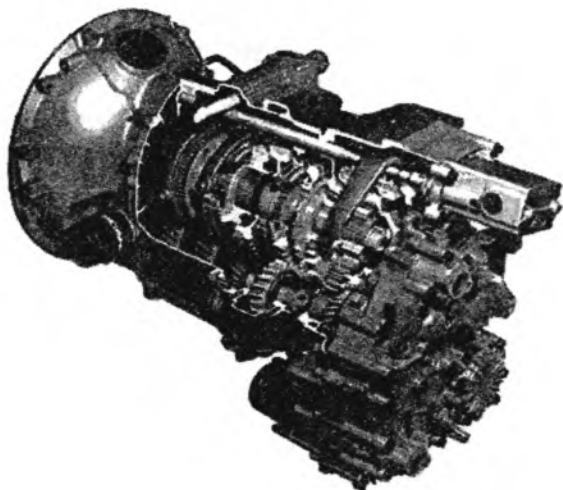


Рисунок 2.6 – Внешний вид КП Scania Opticruise

Автоматизированная КП Volvo Geartronic спроектирована для автопоездов полной массы 44–60 т и состоит из 14-ступенчатой синхронизированной КП и электронной системы переключения передач. Переключение передач полностью автоматизировано, имеется моторный тормоз. Водитель имеет возможность ручного выбора передачи. Существует также возможность выбора одного из двух законов переключения – динамического и экономического.

2.4 Фирма Mercedes-Benz (Германия)



Mercedes-Benz

Фирма Mercedes-Benz [4] разработала систему Telligent, осуществляющую совместное управление двигателем, трансмиссией и тормозами. Все компоненты системы Telligent сообщаются между собой через шину CAN.

В автоматизированной трансмиссии **Telligent** используется механическая коробка с 16 передачами переднего хода и двумя передачами заднего хода. Диапазон передаточных чисел для различных модификаций коробки 16,99–17,11. Сцепление сухое или с гидротрансформатором.

Система **Telligent** позволяет автомобилю автоматически трогаться с места и производить переключение передач. Команда на переключение подается либо автоматически, либо вручную водителем. Система управления трансмиссией **Telligent** включает следующие подсистемы:

- автоматического управления сцеплением;
- привод сцепления;
- автоматического выбора передач;
- привод переключения коробки передач;
- управления трансмиссионным тормозом.

Система переключения передач поставляется с пневматическим приводом или пневмогидравлическим. В случае пневматического привода для выбора режимов работы трансмиссии и ручного переключения передач имеется электронный джойстик. Исполнительные пневмоцилиндры установлены на коробке передач.

Пневмогидравлический привод переключения отличается тем, что в нем применен гидравлический джойстик и исполнительные гидроцилиндры переключения передач основной коробки. Джойстик управляет четырьмя гидроцилиндрами. Из них два для выбора штоков переключения передач и два для передвижения штоков коробки. С помощью рычага создается давление жидкости для соответствующего переключения. На коробке передач установлены исполнительные гидроцилиндры выбора и перемещения штоков основной коробки и пневмоцилиндры выбора диапазона делителя и демультипликатора. Давление рабочей жидкости в гидросистеме развивается до 10 МПа.

Электронный блок управления (ЭБУ) трансмиссией получает сигналы от ЭБУ других систем: значения средних скоростей передней и задней оси, ускорения автомобиля, частоты вращения коленчатого вала двигателя, крутящего момента двигателя, состояния ABS и ПБС, включение/отключение рабочего и стояночного тормоза, включение дополнительных потребителей, состояние сцепления.

Обработывая полученные сигналы, электронный блок выдает сигналы на сцепление, систему переключения передач в основной коробке, делителе и демультпликаторе. При переключении в ручном режиме производится индикация номера рекомендуемой передачи на мониторе и раздаются предупреждающие сигналы зуммера при попытке неверного переключения.



Рисунок 2.7 – Внешний вид КП Mercedes-Benz Telligent

2.5 Фирма EATON (США) **E·T·O·N**

Автоматизированные коробки передач **Eaton Fuller AutoShift** [5] (рисунок 2.8 и 2.9) имеют конструкцию без синхронизаторов. Они имеют 7, 10, 16 или 18 передач и выполнены по схеме с двумя промежуточными валами. Возможна установка встроенных гидрозамедлителей Voith на выходном валу отбора мощности или отдельных тормозных систем Telma за коробкой передач. Встроенный гидрозамедлитель Voith предлагает ряд расширенных возможностей, включая поддержание постоянной скорости при движении на спуске, независимое питание маслом, низкую рабочую температуру и небольшое потребление электроэнергии.

Система **AutoShift** работает только с двигателями, имеющими электронное управление. Моторный тормоз также должен иметь электронное управление. Для обмена данными используется протокол SAE-J1939. Электронное управление позволяет повысить точность управления функционированием двигателя и трансмиссии. Установлено нерегулируемое необслуживаемое сцепление.

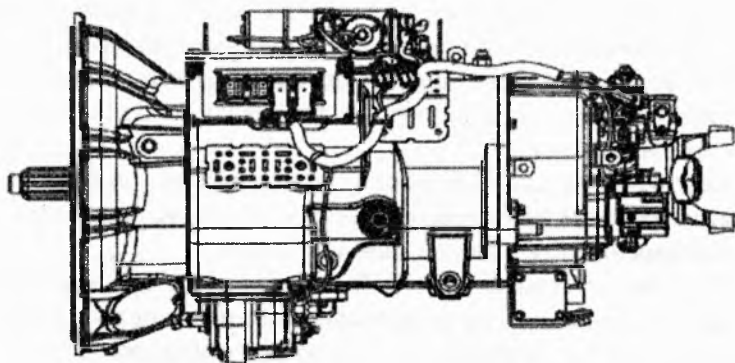


Рисунок 2.8 – Внешний вид КП Eaton Fuller AutoShift

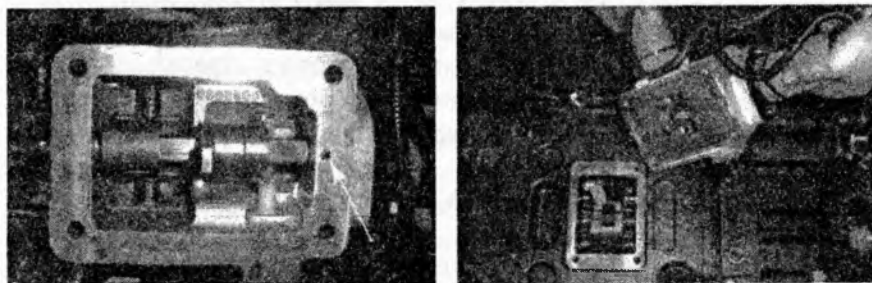


Рисунок 2.9 – Внешний вид механизма переключения передач
КП Eaton Fuller AutoShift

Педаля управления сцеплением на рабочем месте водителя сохранена. Водитель пользуется ею в начале движения, при маневрировании с низкими скоростями на площадке ограниченных размеров и остановке. В режиме ручного переключения действует функция защиты двигателя от перекрутки, таким образом исключаются ошибки и вероятность нежелательных перегрузок двигателя и трансмиссии.

Использован модульный принцип построения системы автоматизации, что облегчает ее диагностику и техническое обслуживание.

Имеется встроенная система самодиагностики, постоянно следящая за состоянием компонентов автоматизированной трансмиссии и выявляющая ее неисправности. Система также позволяет производить ручное переключение всех передач в случае неисправности какого-либо из компонентов САУ. Простые диагностические коды отображаются на дисплее.

Момент переключения передач рассчитывается управляющим компьютером в зависимости от нагрузки и скорости по законам, оптимизированным с помощью правил нечеткой логики для получения наилучшей приемистости на низших передачах и топливной экономичности – на высших.

Существует функция выбора стартовой передачи, на которой производится трогание автомобиля с места. Стартовую передачу можно перепрограммировать в любой момент времени.

Управление системой **AutoShift** производится с помощью консоли переключения и рычага переключения передач вверх/вниз. На консоли находятся: клавиша выбора ручного или автоматического режимов, клавиша ручного переключения вверх/вниз, клавиша блокировки переключения на следующую высшую передачу, индикаторы режимов движения и работы трансмиссии и дисплей, на котором отображаются номер включенной передачи, стрелки, информирующие о том, на сколько передач можно переключиться вверх или вниз в ручном режиме, а также диагностические коды.

2.6 Фирма IVECO (Италия)

Iveco Eurotronic [6] – автоматизированная трансмиссия с пневматическим приводом (рисунок 2.10). Сцепление снабжено автоматизированным пневматическим управлением. Имеет два режима: ручной и автоматический. В коробке передач применены косозубые шестерни для снижения шума и повышения их несущей способности. В командном режиме переключение можно осуществлять как на смежную ступень, так и через передачу.

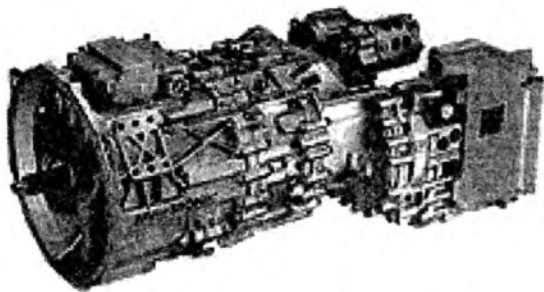


Рисунок 2.10 – Внешний вид КП Iveco Eurotronic

ные решения, принимаемые на этапе предварительного проектирования вследствие ограниченных сроков разработки системы в дальнейшем могут быть скорректированы с большим трудом. Например, можно условно считать, что если не устранить ошибку, допущенную при выполнении НИР, своевременное исправление которой обойдется в 1 денежную единицу, то на стадии ОКР цена ее возрастает в 10 раз, на стадии опытного производства – в 100 раз и, наконец, на стадии серийного производства составит 1000 денежных единиц. Поэтому методология проектирования САУПП должна быть ориентирована, в первую очередь, на решение задач оптимизации проектных решений на этапе предварительного проектирования. Необходимость оптимального проектирования САУПП связана также с недопустимой продолжительностью сроков традиционного проектирования САУ и с несоответствием спроектированных систем тем требованиям, которые к ним сейчас предъявляются.

Вопросы оптимального проектирования машин вообще и систем автоматического управления агрегатами транспортных машин в частности поставлены и развиваются уже в течение 70 лет. Однако оптимальное проектирование САУ имеет ряд существенных особенностей по сравнению с проектированием других объектов. Данные особенности заключаются в следующем:

1) основные трудности и наибольшая трудоемкость при проектировании САУ связаны с выбором структуры, информационных, функциональных, логических и алгоритмических связей между уже готовыми элементами и подсистемами, в отличие от проектирования, например, сооружений, конструкций, транспортных средств или их агрегатов, когда центр тяжести сосредоточен на этапах конструкторского и технологического проектирования;

2) объект управления (силовой агрегат) проектируется заранее, большинство его свойств уже не подлежат изменению и его необходимо рассматривать как неизменяемую часть системы. Следует надеяться, что именно оптимальное проектирование приведет к тому, что объект управления и управляющая им система будут проектироваться комплексно, т. е. эта особенность исчезнет;

3) математические модели САПП составляют в условиях неполной информации об объекте управления (автомобиле), о действующих на него возмущениях, а также в условиях неполной измерительной информации;

4) системам автоматического переключения передач адекватны не статические, а логико-динамические модели большой размерности, учитывающие, что САПП представляют собой системы с обратной связью;

5) при оптимальном проектировании САУПП необходимо учитывать пространственную разнесенность подсистем САПП, объединенных в единую систему потоками информации между ними.

4 Системный подход к оптимальному проектированию системы автоматического управления переключением передач

Оптимальное проектирование, как процесс принятия наилучших по отношению к заданному критерию решений, возможно лишь на основе системного подхода.

Системный подход – это направление методологии научного познания и социальной практики, в основе которого лежит исследование объектов как систем. Специфика системного подхода направлена на выявление многообразных типов связи сложного объекта и сведении их в единую теоретическую картину.

Системный подход, как метод комплексного рассмотрения свойств и состояний системы, был известен давно. Он применялся и раньше, когда поиск технических решений осуществлялся с наиболее полным охватом всех факторов и ситуаций, а также оценкой последствий от реализации принятых решений.

Научно-техническая революция способствовала увеличению сложности проектируемых объектов. Раньше основное внимание уделялось динамическим характеристикам объекта, таким как устойчивость движения, время переходного процесса и т. д. В настоящее время основное внимание должно уделяться исследованию систем, представляющих собой совокупность объектов. Это прежде всего автоматизированные системы управления агрегатами мобильных объектов, технологическими процессами, интегрированные системы управления предприятиями и т. п. Большинство задач, возникающих при исследовании таких систем, невозможно решить, если втиснуть все их многообразие в один прямоугольник, который на структурной схеме отображает объект управления, как это было при исследовании простых систем. Теряется возможность ставить такие зада-

чи, как выявление взаимосвязей между компонентами рассматриваемых систем, оптимизация законов и алгоритмов функционирования отдельных подсистем и системы в целом и т. п.

Сейчас, когда для получения технических решений требуется обработка за ограниченное время больших объемов информации, когда цена ошибки в технических и организационных решениях возрастает во много раз, применение традиционных методов проектирования становится малоэффективным. Развитие вычислительной техники, большие успехи прикладной математики, появление таких наук, как исследование операций, теория сложных систем, системный анализ, системное программирование, создание математической теории планирования эксперимента позволили разработать новые эффективные методы исследования и проектирования, которые были объединены под названием «системный подход».

Традиционные теории технического направления (теория машин и механизмов, теория автоматического управления, теория дискретных автоматов и др.) изучают внутренние свойства исследуемых объектов, в результате чего этим теориям удалось достичь определенного совершенства. Однако ни одна из этих теорий не решает задачи архитектурного плана. Для теории автоматического управления – это, например, синтез оптимальной структуры САУ, для теории автоматов – синтез законов их оптимального функционирования и т. д.

Сущность системного подхода к проектированию заключается в рассмотрении проектируемого объекта как сложной системы, построении его математической модели, исследовании его свойств методом имитационного моделирования, решении задач анализа и синтеза проектируемой системы. Модель при этом не только представляет систему в процессе проектирования, но и сам процесс проектирования трактуется как некоторая система моделей.

Основное целевое назначение системного подхода к проектированию – это сокращение сроков, затрат и улучшение качества проектных работ.

4.1 Многоуровневое иерархическое представление системы автоматического переключения передач

При системном подходе процесс проектирования и сама система расчленяются на уровни. На высшем уровне используется наименее

детализированное представление, отражающее только самые общие черты проектируемой системы. На каждом последующем уровне разработки степень подробности рассмотрения возрастает, при этом система рассматривается не в целом, а отдельными блоками. Такой иерархический подход позволяет на каждом уровне формулировать и решать задачи приемлемой сложности, т. к. в этом случае задача большой размерности разбивается на последовательно решаемые задачи малой размерности.

Схема САПП автомобиля с дизельным двигателем и ступенчатой механической трансмиссией как многоуровневой иерархической системы представлена на рисунке 4.1.

Система автоматического переключения передач (первый уровень), являющаяся в общем случае подсистемой центральной САУ рабочими процессами автомобиля расчленяется на две подсистемы второго уровня: **САУПП** и **силовой агрегат** (объект автоматизации). Подсистемы САУПП (измерительный, управляющий и исполнительный блоки) и силовой агрегат (двигатель, сцепление и коробка передач) представляют собой третий уровень. Элементы, входящие в подсистемы третьего уровня, образуют четвертый уровень.

Так, элементами **измерительного блока** являются датчики, которые отображают состояние узлов силового агрегата, автомобиля в целом и снабжают управляющий блок необходимой информацией; а также коммутирующее устройство, служащее для передачи информации от датчиков к управляющему блоку.

Управляющий блок – микро-ЭВМ – представляет собой единую интегральную схему, включающую микропроцессор (МП), который выполняет универсальный набор инструкций; запоминающее устройство с постоянной, допускающей только считывание, памятью (ПЗУ) для хранения программ и данных; запоминающее устройство с произвольной выборкой, допускающее считывание и запись (ЗУПВ), и устройство ввода-вывода (УВВ) для сопряжения микро-ЭВМ с измерительным и исполнительным блоками.

Элементами **исполнительного блока** являются распределительные устройства (электромагнитные клапаны) и исполнительные механизмы (силовые цилиндры), осуществляющие силовые воздействия на органы управления двигателем, сцеплением, моторным тормозом и коробкой передач.

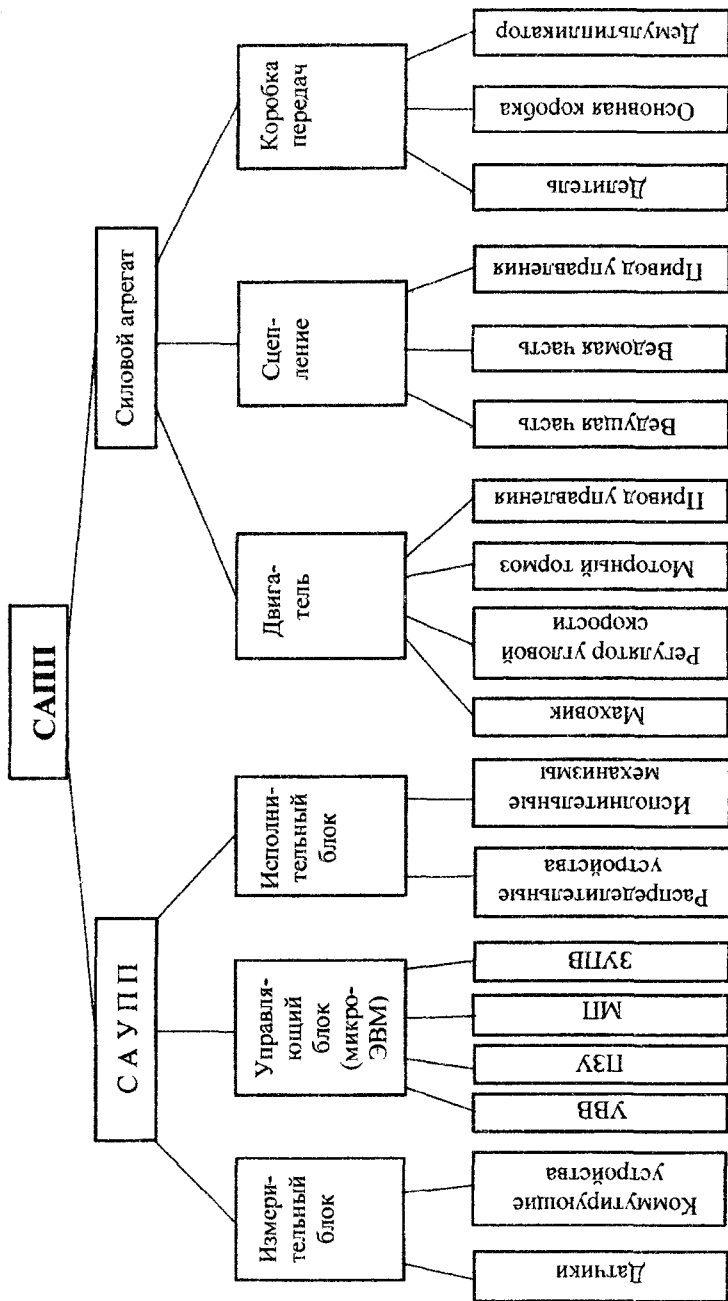


Рисунок 4.1 – Многоуровневое представление САПП

В качестве элементов двигателя выделены: маховик, регулятор угловой скорости, моторный тормоз и привод управления.

Сцепление представлено приводом управления, ведущей и ведомой его частями, а **коробка передач** – делителем, основной коробкой и демультипликатором.

В зависимости от цели исследования элементы четвертого уровня могут восприниматься как подсистемы, т. е. их деление может быть продолжено.

Выделение подсистем в проектируемой системе упрощает ее изучение и повышает наглядность результатов структурного анализа.

4.2 Математические модели при проектировании системы автоматического управления переключением передач

4.2.1 Назначение и виды математических моделей

Для расчета критерия (критериев) эффективности необходимо создать математическую модель, позволяющую выявить зависимость критерия (критериев) эффективности от параметров системы и внешней среды, структуры и алгоритмов взаимодействия элементов в системе.

Математическая модель является аналогом проектируемой системы и основой для решения главных задач системного подхода: анализа – определения свойств системы при заданных ее параметрах и характеристиках внешней среды, фиксированной структуре и алгоритмах взаимодействия элементов; синтеза – выбора оптимальной структуры, алгоритмов взаимодействия и параметров системы по заданным свойствам.

Для каждой проектируемой системы можно построить несколько математических моделей. Степень адекватности их реальной системе определяется постановкой задачи проектирования. Однако общее требование к любой модели состоит в том, что ее математическое описание должно с заданной точностью отражать существенные свойства, присущие конкретной системе.

В зависимости от соотношения между состояниями и параметрами системы, ее модели могут быть **детерминированными** или **вероятностными** (стохастическими). Любому реальному процессу или системе присущи случайные изменения. Поэтому является ли

система детерминированной или стохастической – вопрос методический. Он сводится к возможности и целесообразности представления системы в ее формализованной модели как вероятностной или как детерминированной.

При проектировании САУ предполагаем, что состояние системы в заданный момент времени однозначно определяется через ее параметры, что присуще детерминированным системам. Однако, начальные условия и внешние входные сигналы (возмущающие воздействия со стороны окружающей среды), определяющие состояние системы, носят случайный характер, что присуще стохастическим системам. Поэтому математическую модель САУ следует рассматривать как *квазидетерминированную*.

Кроме того, модели подразделяют на **аналитические** и **имитационные**.

Для аналитических моделей характерно, что процессы функционирования элементов систем записываются в виде явных аналитических зависимостей, связывающих искомые величины с параметрами системы и начальными условиями. Однако такие зависимости удается получить лишь для сравнительно простых систем. Если проектируемая система достаточно сложна, то ради получения аналитического решения задачи необходимо накладывать жесткие ограничения на ее модель и прибегать к упрощениям. При этом приходится пренебрегать некоторыми особенностями системы, от чего созданная модель уже перестает отвечать своему основному назначению – быть средством изучения, доводки и проектирования рассматриваемой системы.

Поэтому при проектировании САУ целесообразно использовать так называемое алгоритмическое описание процесса ее функционирования, т. е. *имитационную модель*.

Имитационная модель приближенно воспроизводит, имитирует сам процесс-оригинал в смысле его функционирования во времени, причем имитируются элементарные явления, составляющие процесс, с сохранением их логической структуры и последовательности протекания во времени. Этот тип моделирования близок к натурному эксперименту. Отсюда происходит и название – имитационное моделирование.

В отличие от аналитической модели имитационная модель допускает вмешательство в ее работу на любом этапе моделирования,

обновление или замену отдельных блоков модели без существенной перестройки остальных.

Основным преимуществом имитационных моделей по сравнению с аналитическими является возможность решения задач высокой сложности. Такие особенности сложной системы как наличие элементов непрерывного и дискретного действия; нелинейные соотношения, описывающие связи между элементами системы; воздействия случайных факторов, которые приводят к принципиальным трудностям при аналитических исследованиях – не являются препятствием при имитации процессов функционирования системы.

4.2.2 Этапы имитационного моделирования

Процесс имитационного моделирования включает:

- 1) постановку проблемы;
- 2) анализ системы – установление границ, ограничений и показателей эффективности системы, подлежащей проектированию;
- 3) конструирование модели – переход от реальной системы к ее схеме;
- 4) подготовку данных – сбор данных, необходимых для построения модели, и представление их в соответствующей форме;
- 5) трансляцию модели – описание модели на языке программирования;
- 6) оценку адекватности – оценку точности получаемых результатов;
- 7) стратегическое планирование – планирование эксперимента, который должен дать необходимую информацию;
- 8) тактическое планирование – определение способа проведения каждой серии испытаний, предусмотренных планом эксперимента;
- 9) экспериментирование – имитационное моделирование с целью получения требуемых данных и анализа чувствительности модели;
- 10) интерпретацию результатов – построение выводов по данным, полученным при имитации;
- 11) реализацию – практическое использование модели и результатов моделирования;
- 12) документирование – регистрацию хода создания модели, экспериментирования и его результатов.

4.2.3 Необходимость совместного использования имитационных и оптимизационных моделей

Применение методов имитационного моделирования позволяет проанализировать только незначительное число вариантов проектируемой системы и выбрать среди них в определенном смысле более приемлемый. Простым перебором вариантов такая задача эффективно не может быть решена, особенно в тех случаях, когда их количество неограниченно, т. к. не определен механизм создания вариантов и правило окончания перебора. Поэтому при проектировании САУ необходимо вести поиск наилучшего варианта системы, т. е. решать задачу оптимизации.

Такая задача решается совместным использованием имитационных и оптимизационных моделей.

Исследования в этом направлении только начинают развиваться. С математической точки зрения данная задача относится к классу задач математического программирования, в которых ряд ограничений задан не в явном виде, а алгоритмически с помощью имитационной модели.

Совместное использование имитационных и оптимизационных моделей при проектировании САУ агрегатами автомобиля может осуществляться различными способами, что во многом определяется спецификой проектируемых систем, степенью их формализованности, размерностью задач и т. д. Следовательно, при проектировании САУ необходимо найти рациональное сочетание оптимизационных и имитационных моделей.

4.3 Схема оптимального проектирования систем автоматического управления агрегатами автомобиля

Из системного подхода к проектированию САУ агрегатами автомобиля следует деление его на уровни. Уровни могут расчленяться на подуровни. На каждом уровне подготовительного этапа процесс оптимального проектирования САУ представляется как решение совокупности задач.

Разработка системы по заданным техническим требованиям начинается с синтеза ее структуры. Предлагается исходный вариант структуры, который затем оценивается с позиций удовлетворения

условий работоспособности, т. е. выполнения требуемых соотношений между выходными параметрами системы и техническими требованиями.

Для каждого варианта структуры предусматривается оптимизация его параметров, поскольку оценка должна выполняться именно при оптимальных значениях параметров системы. В свою очередь оптимизация производится путем многократного анализа. Если для некоторого варианта структуры условия работоспособности выполняются, то решение задачи синтеза структуры считается законченным. Результаты проектирования системы на рассматриваемом уровне оформляются в виде технических требований на разработку следующего уровня проектирования. **Технические требования – это величины, характеризующие требования к выходным параметрам системы.**

Процесс иллюстрируется схемой, изображенной на рисунке 4.2.

Для каждого варианта структуры составляется модель системы. Далее с помощью анализа модели, проверки условий окончания оптимизации и принятия решения по результатам данной проверки производится параметрическая оптимизация. При успешном завершении задачи оптимизации и выполнении условий работоспособности переходят к завершающим процедурам – оформлению отчетности. Если условия работоспособности после оптимизации не выполняются, то переходят к новому варианту структуры и его оценке, т. е. к структурной оптимизации. Если структурная оптимизация не приводит к успеху, то необходимо пересмотреть технические требования на разработку блока данного уровня, т. е. происходит возврат к предыдущему уровню проектирования.

Схема (рисунок 4.2) отражает типичную последовательность процедур при проектировании САУ, однако при решении задач, возникающих на конкретном уровне этапа предварительного проектирования системы, могут быть отличия от этой последовательности. Так, в некоторых случаях структура системы может быть заданной или известной из посторонних источников; тогда из рассмотренной схемы исключают процедуру синтеза структуры.

В связи с итерационным характером процесса оптимального проектирования САУ процедуры по схеме, указанной на рисунке 4.2, могут выполняться многократно.

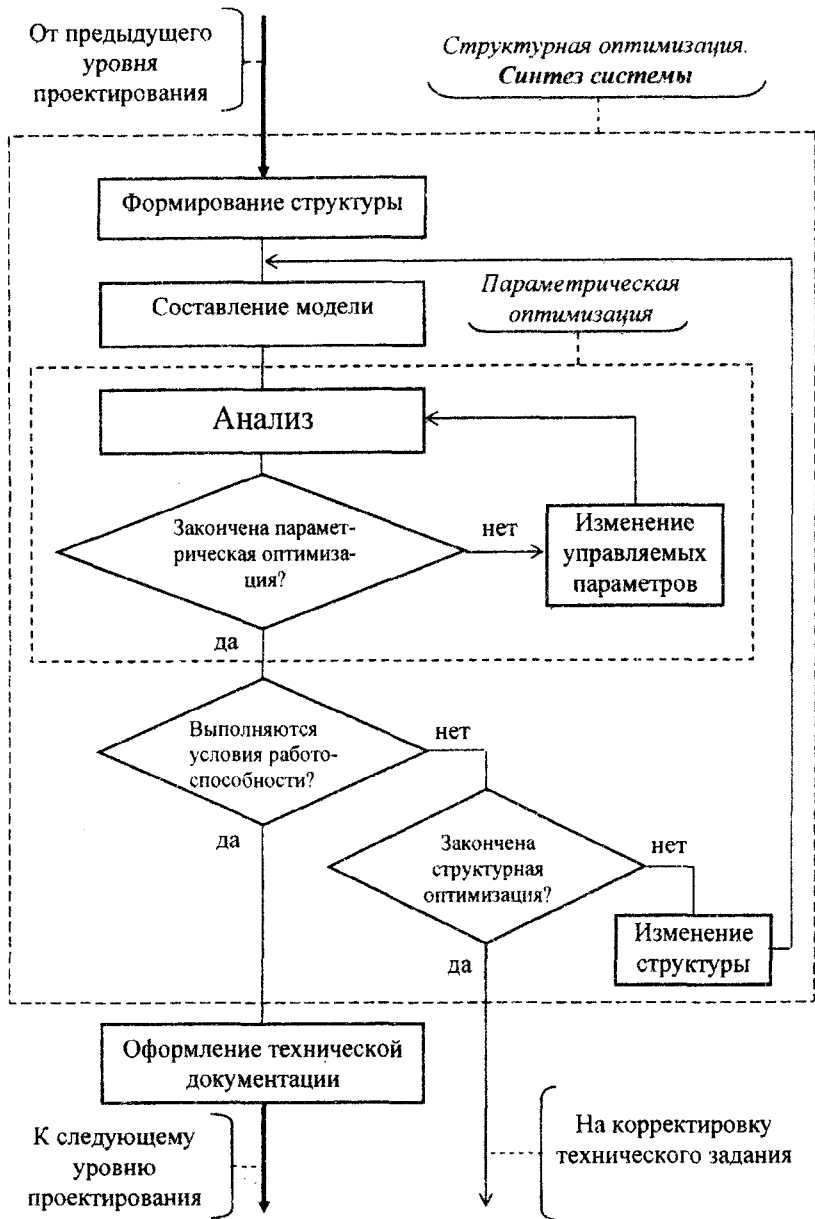


Рисунок 4.2 – Схема оптимального проектирования САУП на определенном иерархическом уровне

5 Подготовка к решению задач оптимизации при проектировании системы автоматического управления переключением передач автомобиля

5.1 Понятие о целевой функции

Оптимизация – это управляемый процесс, позволяющий найти наилучший вариант системы в отношении заданного свойства. Управление при оптимизации реализуется в виде изменения структуры или параметров системы, которые называются оптимизируемыми или управляемыми. Соответственно оптимизация подразделяется на структурную и параметрическую.

Эффективность выбранного варианта структуры или параметров системы оценивается численной характеристикой, называемой **критерием эффективности**.

Зависимость критерия эффективности от оптимизируемых параметров или варианта структуры называют **целевой функцией**.

Наилучший (оптимальный) вариант системы соответствует оптимуму критерия эффективности.

5.2 Математическая модель объекта оптимизации

При подготовке задачи оптимизации к решению прежде всего необходимо составить математическую модель объекта оптимизации. Эффективность проектируемой САУ автомобиля определяется эффективностью работы АТС, на котором она установлена. Динамика АТС описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые для краткости записи могут быть представлены в форме Коши:

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(x_1, \dots, x_n; y_1, \dots, y_p; z_1, \dots, z_m; t)$$

с начальными условиями при $t_0 = 0$; $y_i(t_0) = y_{0i}$, $i = \overline{1, p}$ или в векторно-матричной форме: $\dot{Y} = F(X, Y, Z, t)$ с начальными условиями $Y(t_0) = Y_0$,

где $X = ((x_1, \dots, x_n)^T$ – n -мерный вектор управляемых (оптимизируемых) параметров системы;

$Y = (y_1, \dots, y_p)^T$ – p -мерный вектор фазовых координат системы (перемещения, скорости, усилия, расход топлива и т. д.);

$Z = (z_1, \dots, z_m)^T$ – m -мерный вектор неуправляемых параметров;

$F = (f_1, \dots, f_p)^T$ – p -мерный вектор-функция;

t – время;

$Y_0 = (y_{01}, \dots, y_{0p})^T$ – p -мерный вектор начальных условий.

Индексом «т» помечена транспонированная матрица.

Критерий эффективности C оптимизируемого объекта в общем случае зависит от управляемых параметров X , фазовых координат Y и неуправляемых параметров (внешних возмущений) Z , т. е. $C = \varphi(X, Y, Z)$. Однако, т. к. фазовые координаты Y также являются функциями управляемых (оптимизируемых) параметров X , то для простоты изложения можно рассматривать $C = \varphi(X, Z)$, а для фиксированного класса возмущений, как $C = \varphi(X)$.

5.3 Общий вид описания задачи оптимизации и этапы подготовки ее к решению

Задача оптимизации состоит в выборе таких значений управляемых параметров x_1^*, \dots, x_n^* из допустимого множества \bar{X} , чтобы **целевая функция** $\varphi(X^*) = \text{opt } \varphi(X)$, где символ opt означает максимум (max) или минимум (min). Задача отыскания оптимальных значений элементов вектора управляемых параметров X^* , доставляющих минимум целевой функции $\varphi(X)$ на допустимом множестве \bar{X} , записывается в виде:

$$\varphi(X^*) = \min \varphi(X), \quad \forall X \in \bar{X},$$

где \bar{X} – допустимое множество оптимизируемых параметров.

При этом необходимо учитывать ограничения, накладываемые на фазовые координаты объекта проектирования и оптимизируемые параметры.

Ограничения на фазовые координаты в общем случае могут быть представлены в виде равенств: $g_i(X) = 0, i = \overline{1, l} < n$

и (или) неравенств: $h_j(X) < 0, j = \overline{1, k}$,

где l и k – число ограничений соответственно типа равенств и неравенств.

Ограничения, накладываемые на оптимизируемые параметры, имеют вид:

$$x_{i \min} \leq x_i \leq x_{i \max}, \quad i = \overline{1, n}.$$

При подготовке задачи оптимизации к решению необходимо выбрать:

1) критерий эффективности; 2) управляемые параметры; 3) начальное приближение; 4) область поиска; 5) точность поиска оптимума; 6) метод оптимизации; 7) условия прекращения поиска оптимума.

5.3.1 Выбор критерия эффективности

Выбор критерия эффективности системы – наиболее ответственный этап при подготовке задачи оптимизации к решению. Критерии для оптимизации по одному параметру называются частными критериями эффективности. Так, эффективность работы транспортной машины, на которой установлена САПП, может быть оценена расходом топлива, средней скоростью движения на заданном маршруте, производительностью и т. д. Однако оценка по одному частному критерию некорректна, т. к. сложная система характеризуется, как правило, не одним, а целой совокупностью параметров. В связи с этим вводят общий (интегральный) критерий эффективности, учитывающий все или большинство частных критериев.

Таким общим критерием при оптимизации САУПП может быть **стоимостной критерий** – минимум приведенных затрат на производство и эксплуатацию системы; удельная себестоимость использования автомобиля, оборудованного САУПП; минимальная себестоимость транспортной работы АТС с САУПП и производные от них.

Преимущества стоимостного критерия заключаются в том, что он, **во-первых**, учитывает частные критерии эффективности: экономию топлива, увеличение средней скорости движения, повышение производительности АТС, – которые улучшают экономические характеристики транспортного средства.

Во-вторых, он позволяет согласовывать между собой проектирование отдельных элементов и подсистем, разработка которых ведется независимо друг от друга (благодаря суммируемости экономических критериев).

В-третьих, позволяет учитывать динамику процесса проектирования, его растягивание и сжатие во времени.

Поэтому при оптимальном проектировании САУПП следует выбирать в качестве критерия эффективности C критерий экономического характера и решать в общем случае следующую задачу оптимизации:

$$\min \{ C(X, Y, Z, F, S) \forall X \in \bar{X}, S \in \bar{S} \},$$

где $S = (s_1, \dots, s_r)^T$ – r -мерный вектор структур системы (взаиморасположение элементов или операций);

\bar{S} – допустимое множество вариантов структур.

При оптимизации алгоритмов функционирования САУ часто бывает необходимо получить наилучшие значения для нескольких характеристик процесса, т. е. для нескольких критериев одновременно.

В этом случае целесообразно использовать технические критерии эффективности и определять такие значения управляемых параметров $X \in \bar{X}$, которые обеспечивают минимум одновременно по всем введенным критериям эффективности $C_i = \varphi_i(X)$, $i = \overline{1, u}$. Обычно эти критерии противоречивы и оптимизация по каждому из них приводит к различным значениям управляемых параметров X . В связи с этим для совместного учета всей совокупности частных критериев необходимо рассматривать **векторный критерий эффективности**

$$\Phi(X) = [\varphi_1(X), \dots, \varphi_u(X)]^T,$$

приводящий к задаче **многокритериальной оптимизации**.

5.3.2 Выбор управляемых параметров

Под управляемыми понимают параметры, изменение которых оказывает преимущественное влияние на значение критерия эффективности.

Размерность управляемых параметров определяет размерность пространства проектирования и размерность задачи оптимизации. От размерности пространства проектирования существенно зависят затраты машинного времени для получения оптимального решения, поэтому стремятся к ее сокращению. Обычно поиск начинают с минимального количества управляемых (оптимизируемых) парамет-

ров. Если же при этом не удастся получить требуемые результаты, то множество оптимизируемых параметров расширяют за счет перевода части неуправляемых параметров в управляемые.

Таким образом, в процессе оптимального проектирования множества X и Z могут перераспределяться: часть **управляемых** параметров переводиться в ранг **неуправляемых** и наоборот.

5.3.3 Выбор начального приближения

Выбор начального приближения влияет на эффективность оптимизации в целом. При этом начальное приближение $X^n = (x_1^n, \dots, x_n^n)^T$ определяет затраты времени на поиск оптимального решения при прочих равных условиях. Очевидно, что чем меньше расстояние между начальным приближением X^n и точкой оптимума X^* в n -мерном пространстве проектирования, тем меньше по «объему» можно наметить область поиска, что приведет к уменьшению числа испытаний в процессе поиска и экономии машинного времени.

Решение задачи выбора параметров X^n можно свести к решению систем уравнений, получаемых из ограничений типа равенств:

$$g_i(X) = 0, \quad i = \overline{1, l} \quad \text{или} \quad \text{неравенств: } h_j(X) < 0, \quad j = \overline{1, k}.$$

С целью выбора лучшего начального приближения при решении частных задач оптимального проектирования САУ агрегатами автомобиля следует максимально учитывать специфику оптимизируемых процессов, на стадии подготовки задач оптимизации к решению использовать упрощенные имитационные модели, с последующим моделированием в интерактивном режиме, и (или) временно понижать размерность вектора управляемых параметров.

5.3.4 Выбор области поиска оптимизации

Область поиска P выбирается на основе физических соображений, опыта проектирования и интуиции. Она должна удовлетворять двум требованиям:

1) должна содержать допустимые точки, т. е. $X \in \bar{X}$;

2) «объем» области поиска $P = \prod_{i=1}^n (x_{i \max} - x_{i \min})$ должен быть, по

возможности, наименьшим.

5.3.5 Выбор точности поиска оптимума

От задания точности поиска оптимума существенно зависит число испытаний на ЭВМ проектируемой САУ в заданной области поиска.

Если обозначить оптимальное значение целевой функции через $\varphi(X^*)$, то точность приближения к оптимуму β_c можно найти из выражения

$$\left[\frac{\varphi(X)}{\varphi(X^*)} - 1 \right] \leq \beta_c,$$

где β_c при эскизном проектировании берется из интервала $[0,20 \dots 0,10]$; при разработке технического проекта – $[0,10 \dots 0,05]$; а при разработке конструкторской документации – $\beta_c \leq 0,05$.

5.3.6 Выбор метода оптимизации

Существует большое количество методов решения задач оптимизации (свыше 500), которое постоянно возрастает.

Все методы можно разделить на **условные** и **безусловные**, т. е. не позволяющие накладывать ограничения на область поиска. Задачи, решаемые при проектировании САУ агрегатами автомобиля, всегда ограничены различными конечными значениями физических параметров, т. е. они условные. Следовательно, безусловные методы оптимизации при проектировании САУ неприменимы.

Кроме того, численные методы оптимизации подразделяются на **прямые** и **непрямые**. В прямых методах для поиска оптимума сравниваются друг с другом непосредственно значения критериев эффективности, полученные на предыдущем и последующем шагах поиска. Эти методы определяют в области поиска последовательности таких точек $\{X[k]\}$, что $\varphi(X[k+1]) < \varphi(X[k])$, где $k = 0, 1, 2, \dots$ – число шагов поиска. Поэтому такие методы называют еще методами спуска. Математически переход на k -м шаге от точки $X[k]$ к точке $X[k+1]$ записывается в виде:

$$X[k+1] = X[k] + \gamma_k \rho[k],$$

где $\rho[k]$ – вектор, определяющий направление спуска;

γ_k – длина шага вдоль данного направления, т. е. приращение, которое дается управляемому параметру на k -м шаге поиска.

В непрямых методах к целевой функции, выраженной через управляемые параметры, добавляются так называемые множители Лагранжа. Эти методы сводят задачу нелинейного программирования к последовательности задач безусловной оптимизации вспомогательных функций λ , т. е. решается задача оптимизации функции вида:

$$\Phi(X) = \varphi(X) + \lambda(X).$$

К прямым методам поиска оптимума относятся методы: сетки, случайного поиска, наискорейшего спуска, геометрического программирования, симплекс-методы, дискретного или целочисленного программирования, стохастической аппроксимации.

Используются также методы локальной и глобальной оптимизации.

Решение задач оптимизации связано с использованием ЭВМ и нам не безразлично, какое время будет затрачено на решение конкретной задачи. Поэтому метод, для которого доказана теорема о возможности получить решение с заданной точностью ценой конечного числа итераций, может оказаться в действительности непригодным из-за огромного, даже для современных ЭВМ, объема вычислений.

Как правило, универсальные алгоритмы, ориентированные на решение широкого класса задач, обычно уступают по эффективности специализированным алгоритмам, использующим специфические свойства конкретно решаемой задачи. Этим и объясняется современное непрерывно возрастающее разнообразие алгоритмов оптимизации.

Таким образом, для решения задач оптимального проектирования САУ агрегатами автомобиля целесообразно использовать **условные прямые методы нелинейного программирования.**

При решении многокритериальной задачи, рассматривая последовательно каждый критерий эффективности как численное значение целевой функции $\varphi_1(X), \dots, \varphi_n(X)$, можно найти соответствующие экстремальные решения: $\{X_1^*, \varphi_1(X_1^*)\}, \dots, \{X_n^*, \varphi_n(X_n^*)\}$, но эти решения в общем случае не совпадают.

Проблема состоит в том, чтобы выбрать «наилучшее» компромиссное решение: $\{X^*, \varphi_1(X^*), \dots, \varphi_n(X^*)\} \rightarrow \min \forall X \in \bar{X}$, т. е. решение, которое может не являться оптимальным ни для одного из частных критериев, но будет доставлять возможно меньшее значение всему множеству критериев эффективности.

Решением задачи многокритериальной оптимизации является так называемая область компромиссов, которую называют множеством Парето (по имени итальянского ученого). Оптимальность по Парето векторного критерия $\Phi(X^*) = \{\varphi_1(X^*), \varphi_2(X^*), \dots, \varphi_u(X^*)\}$ означает, что нельзя больше уменьшить значение любого из частных критериев, не увеличив при этом значение хотя бы одного из остальных.

Таким образом, с формальной точки зрения множество Парето следует считать **решением многокритериальной задачи**. Однако это «решение» не может удовлетворить конструктора, хотя бы потому, что это множество решений, а нужно лишь одно. Для однозначности решения многокритериальной задачи оптимизации необходимо введение дополнительной информации I . При отсутствии такой информации о решении X^* ничего нельзя сказать, кроме того, что оно лежит на множестве Парето. Поэтому решение задачи состоит, по сути дела, в поиске и использовании дополнительной информации I , с помощью которой многокритериальная задача сводится к однокритериальной:

$$\Phi(X) = W[\varphi_1(X), \varphi_2(X), \dots, \varphi_u(X)],$$

где $\Phi(X)$ – целевая функция (интегральный критерий эффективности), минимум которой на допустимом множестве \bar{X} является решением исходной многокритериальной задачи;

W – свертка функций $\varphi_k(X)$, $k = \overline{1, u}$, использующая информацию I .

Существующие методы свертки векторного критерия строятся на основе аддитивных и мультипликативных преобразований над выбранной системой частных критериев (линейное свертывание, различные принципы равномерности, принцип справедливых уступок, метод экспертных оценок и т. д.). Дополнительной информацией

при этом служат весовые коэффициенты: $\sum_{i=1}^u \rho_i = 1$, $\rho_i > 0$, т. е. ищется

$$\Phi(X) = \sum_{i=1}^u \rho_i \cdot \varphi_i, \forall X \in \bar{X} \quad \text{или} \quad \Phi(X) = \prod_{i=1}^u \rho_i \cdot \varphi_i, \forall X \in \bar{X}.$$

Недостатком аддитивных и мультипликативных преобразований является то, что при их использовании существует возможность компенсации, т. е. существует неявное допущение, что недостаток в одном из частных критериев всегда может быть скомпенсирован за

счет другого. Поэтому при решении некоторых задач оптимального проектирования САУ целесообразно не затрачивать время на поиски субъективной функции свертки, а, максимально учитывая специфику решаемой задачи, выделить **главный критерий эффективности**, а остальные перевести в ранг ограничений. Дополнительной информацией I при этом служат граничные значения частных (вспомогательных) критериев.

Для решения многокритериальных задач оптимизации используются также методы ЛП-поиска (заполнение таблиц со значениями, которые принимают частные критерии эффективности на заключительных итерациях поиска, с последующей их оценкой лицом, принимающим решение) и **максиминные методы**, в основе которых лежит идея равномерности. Суть идеи заключается в выравнивании всех нормированных критериев.

При использовании **максиминных методов** влияние на целевую функцию оказывает лишь тот критерий, который в данной точке допустимого множества \bar{X} пространства управляемых параметров является наихудшим с точки зрения выполнения технических требований к объекту проектирования. В результате происходит выравнивание оценок степени выполнения технических требований. В этом существенное преимущество **максиминных методов**.

5.3.7 Выбор условий прекращения поиска

В качестве условий прекращения поиска обычно принимают:

1) степень уменьшения коэффициента рабочего шага поиска по сравнению с первоначально принятым: $\gamma[m] / \gamma_0 < \epsilon$, где $\epsilon < 0,05$; где m – число изменений направления поиска; $\gamma[m]$ – m -е значение коэффициента рабочего шага поиска; γ_0 – начальное значение коэффициента рабочего шага поиска; ϵ – положительное число.

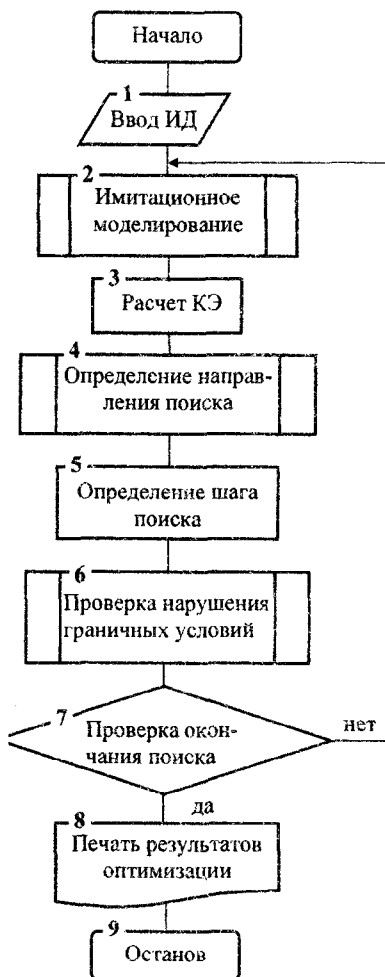
В случае выполнения вышеуказанного неравенства полученная точка X принимается в качестве искомого условного оптимума \tilde{X}^* и процесс решения задачи оптимизации на этом заканчивается;

2) число следующих подряд неудачных шагов поиска k_n (соответствующих выполнению условия $\phi(X[k+1]) > \phi(X[k])$, где $k = 0, 1, 2, \dots$ – число шагов поиска при минимизации критерия эффективности;

$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ – вектор оптимизируемых параметров).

В последнем случае, если на каком-либо шаге поиска выполняется условие $k_n > k_{n \max}$, где $k_{n \max}$ – заданное число неудачных шагов поиска, то расчет прекращается и значения элементов вектора оптимизируемых параметров X , полученные на этом шаге поиска, принимаются в качестве оптимальных, т. е. вектор X принимается равным \tilde{X}^* . Процесс поиска прекращается при выполнении любого из двух вышеприведенных условий.

5.4 Схема общего решения задачи оптимизации



6 Постановка задачи синтеза функциональной структуры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля

6.1 Понятие о структуре системы автоматического управления и ее синтезе

Структура САУ – это организованная совокупность ее элементов.

Под элементом структуры САУ понимают физическое устройство (узел, технический прибор или средство), выполняющее определенную задачу или функцию.

Под организованностью совокупности элементов структуры САУ понимается их взаимосвязь, определяющая место элемента в системе, как в физическом, так и в функциональном смысле, т. е. понятие структуры САУ предполагает упорядоченность ее элементов относительно друг друга как в смысле их размещения по физическим узлам и уровням, так и в смысле решаемых ими функциональных задач процесса управления. Поэтому различают **композиционную и функциональную структуры САУ.**

Под синтезом структуры (структурной оптимизацией) САУ понимается процесс направленного перебора вариантов построения взаимосвязей элементов структуры САУ и самих элементов в соответствии с заданным критерием эффективности САУ в целом.

С целью конкретизации синтеза структуры САУ рассмотрим синтез структуры САУПП.

6.2 Информационные параметры системы автоматического управления переключением передач и их классификация

Качество, эффективность работы и функциональная структура САУ агрегатами автомобиля в значительной степени определяются ее информационными параметрами (ИП).

Так, ИП САУ силовым агрегатом автомобиля призваны, **во-первых**, реально и полно отображать состояние объектов автоматизации, автомобиля в целом и влияющие на работу агрегатов автомобиля параметры окружающей среды.

Во-вторых, снабжать управляющий блок САУПП информацией, позволяющей выбрать передачу, момент переключения, организовать процесс переключения в соответствии с заданным алгоритмом, выбрать режим работы САУ и организовать выход из режима, заданного водителем. Предполагается, что скоростью движения автомобиля управляет водитель, поэтому ИП должны информировать управляющий блок САУПП о желании водителя задать тот или иной режим движения автомобилю, т. е. двигаться ускоренно, замедленно, накатом, трогаться с места, совершать маневр или торможение.

В-третьих, количество ИП определяет структуру САУПП, т. к. для реализации информационного сигнала в общем случае необходимо создание цепи: чувствительный элемент – датчик – промежуточный преобразователь – канал связи – измеритель – функциональный преобразователь – устройство обработки сигнала – функциональный преобразователь – канал связи – исполнительный блок.

Чувствительный элемент (педаль управления, шестерня, упругий вал, дозатор и т. п.) воспринимает измеряемую величину и выдает измерительное воздействие (угловое или линейное перемещение, частоту вращения, деформацию, объем топлива и т. д.).

Измерительное воздействие воспринимается датчиком, который преобразует его в электрический сигнал. Сигнал датчика поступает в **промежуточный преобразователь** (измерительный или уравнивающий мост), где происходит компенсация постоянной составляющей сигнала, температурных и других изменений, масштабное преобразование и т. п.

Далее по **каналу связи** (кабель, радиопередающая система) нормализованный сигнал поступает в **измеритель**, после которого передается на **функциональный преобразователь**. Здесь происходит усиление сигнала, кодирование или другое преобразование (умножение, дифференцирование, интегрирование и т. п.). Окончательный результат передается на **устройство обработки сигнала** (управляющий блок САУПП), затем сигнал поступает на **функциональный преобразователь** и далее по каналу связи – на **исполнительный блок**.

Если для увеличения надежности САУПП применяются двухканальные (дуплексные) системы, которые содержат два идентичных канала и предусматривают сравнение их выходов, или троированные (триплексные) системы с перекрестно-канальным сравнением

сигналов и с отключением неисправного канала, то структура САУПП еще более усложняется.

Таким образом, задача выбора комплекса информационных параметров представляет собой задачу синтеза структуры САУПП.

В качестве объекта автоматизации примем силовой агрегат грузового автомобиля с механической многоступенчатой трансмиссией и дизельным двигателем со всережимным регулятором угловой скорости коленчатого вала.

С целью выбора области поиска (допустимого множества структур) при структурной оптимизации САУПП рассмотрим и классифицируем ИП, которые используются в САУ силовыми агрегатами автомобилей.

Классификация ИП приведена в таблицах 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1 – Режимы работы САУ и ИП, необходимые для их выбора

Режим	Информационные параметры
Выбор передачи и момента переключения	<ol style="list-style-type: none"> 1. Положение рычага регулятора угловой скорости α_d. 2. Угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_d или вторичного вала коробки передач $\omega_{в.в}$ или скорость автомобиля V_a. 3. Крутящий момент двигателя M_d или положение рейки топливного насоса h_p или α_d и ω_d вместе взятые. 4. Номер включенной передачи n_n. 5. Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } \alpha_d$. 6. Скорость перемещения рычага регулятора $\dot{\alpha}_d$. 7. Ускорение автомобиля \dot{V}_a или вторичного вала коробки передач $\dot{\omega}_{в.в}$ или коленчатого вала двигателя $\dot{\omega}_d$. 8. Знак ускорения автомобиля $\text{sign } \dot{V}_a$ или вторичного вала коробки передач $\text{sign } \dot{\omega}_{в.в}$ или коленчатого вала двигателя $\text{sign } \dot{\omega}_d$. 9. Знак разности часового расхода топлива на смежных передачах $\text{sign } \Delta G_T$. 10. Уклон продольного профиля дороги $i_{\text{дор}}$. 11. Угол поворота дороги (управляемого колеса) θ_k. 12. Атмосферное давление P_a.

Окончание таблицы 6.1

Режим	Информационные параметры
Организация процесса переключения передач	<ol style="list-style-type: none"> 1. Выключенное состояние сцепления $C_{ц}$. 2. Нейтральное положение в коробке передач $H_{в}$. 3. Номер включенной передачи $n_{п}$. 4. Угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{д}$. 5. Угловая скорость первичного вала коробки передач $\omega_{п.в}$. 6. Ускорение коленчатого вала двигателя $\dot{\omega}_{д}$. 7. Ускорение первичного вала коробки передач $\dot{\omega}_{п.в}$.
Выбор режима: трогание с места	<ol style="list-style-type: none"> 1. Положение рычага регулятора $\alpha_{д}$. 2. Угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{д}$. 3. Выключенное состояние сцепления $C_{ц}$. 4. Температура двигателя $t_{д}^0$. 5. Номер включенной передачи $n_{п}$.
разгон	<ol style="list-style-type: none"> 1. Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } \alpha_{д}$.
замедление	<ol style="list-style-type: none"> 1. Скорость перемещения рычага регулятора $\dot{\alpha}_{д}$.
торможение	<ol style="list-style-type: none"> 1. Нажатие на педаль ножного тормоза $\alpha_{т}$. 2. Скорость автомобиля $V_{а}$ или угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{в.в}$.
накат	<ol style="list-style-type: none"> 1. Нейтральное положение в коробке передач $H_{в}$. 2. Скорость автомобиля $V_{а}$ или угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{в.в}$.
предохранение двигателя от заглохания	<ol style="list-style-type: none"> 1. Угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{д}$. 2. Положение рычага регулятора $\alpha_{д}$.

В таблице 6.1 указаны режимы работы САУПП и ИП, необходимые для их выбора и организации, а в таблице 6.2 – ИП, характеризующие состояние узлов силового агрегата, автомобиля в целом и окружающей среды.

Таблица 6.2 – Объекты управления, окружающая среда и характеризующие их ИП

Объекты	Информационные параметры
Двигатель	1. Положение рычага регулятора угловой скорости α_d . 2. Угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_d . 3. Крутящий момент двигателя M_d или положение рейки топливного насоса h_p или α_d и ω_d вместе взятые. 4. Ускорение коленчатого вала двигателя $\dot{\omega}_d$. 5. Знак ускорения коленчатого вала двигателя $\text{sign } \dot{\omega}_d$. 6. Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } \alpha_d$. 7. Скорость перемещения рычага регулятора $\dot{\alpha}_d$. 8. Температура двигателя t_d° .
Сцепление	1. Выключенное состояние сцепления C_c
Коробка передач	1. Номер включённой передачи n_p . 2. Угловая скорость первичного вала коробки передач $\omega_{п.в.}$. 3. Угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{в.в.}$. 4. Ускорение вторичного вала коробки передач $\dot{\omega}_{в.в.}$. 5. Знак ускорения вторичного вала коробки передач $\text{sign } \dot{\omega}_{в.в.}$. 6. Крутящий момент на вторичном валу коробки передач $M_{в.в.}$. 7. Нейтральное положение в коробке передач H_b .
Тормоза	1. Нажатие на педаль ножного тормоза α_t
Автомобиль	1. Скорость автомобиля V_a . 2. Ускорение автомобиля \dot{V}_a . 3. Знак ускорения автомобиля $\text{sign } \dot{V}_a$. 4. Знак разности часового расхода топлива на смежных передачах $\text{sign } \Delta G_t$.
Окружающая среда	1. Уклон продольного профиля дороги $i_{дор}$. 2. Угол поворота дороги (управляемого колеса) θ_x . 3. Атмосферное давление P_a .

Информационные параметры, необходимые для выбора номера передачи и момента переключения, подразделяются на операционные, непосредственно участвующие в формировании закона переключения передач, и корректирующие, т. е. уточняющие момент

переключения на смежную передачу или запрещающие это переключение, что способствует исключению заклинивания при переключении. Так, в таблице 6.1 первых четыре ИП, используемых для выбора передачи и момента переключения, относятся к операционным, а остальные (5–12) – к корректирующим.

Положение рычага регулятора угловой скорости двигателя α_d , как и угловая скорость коленчатого вала ω_d , характеризует скоростной режим работы двигателя. Совместное их использование, как и значение крутящего момента двигателя M_d или положение рейки топливного насоса h_p , характеризует нагрузочный режим работы двигателя.

Положение рычага регулятора α_d , считанное через малые промежутки времени, кроме информации о возможном граничном по скорости режиме работы двигателя, сообщает о направлении перемещения рычага регулятора, т. е. о желании водителя разогнать автомобиль или замедлить его движение, а производная по времени от перемещения рычага регулятора угловой скорости $\dot{\alpha}_d$ – о желаемой интенсивности изменения скорости движения автомобиля.

Угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{в.в}$ как и скорость автомобиля V_a , информирует управляющий блок САУПП о скоростном режиме движения автомобиля.

подавляющее большинство механогидравлических, пневмогидравлических, электропневматических и электрогидравлических САУПП работают по двум параметрам, характеризующим режимы работы двигателя и движения автомобиля.

Однако, использование только двух ИП ограничивает степень реализации потенциальных свойств автомобиля. Поэтому в настоящее время значительно увеличилось число используемых ИП за счет корректирующих.

Среди них следует особо отметить ИП корректировки закона переключения передач, являющиеся производными от операционных (основных) ИП.

Дифференцирование значений основных ИП позволяет в определенной мере прогнозировать изменение дорожной обстановки, режима движения автомобиля и видоизменять закон переключения передач.

К числу вводимых в последнее время ИП также относятся параметры, характеризующие окружающую среду и тепловой режим работы двигателя (см. таблицу 6.2).

Использование микропроцессора в качестве управляющего блока САУ позволяет, не снижая общей информативности системы, сократить число датчиков. Это вызвано тем, что ряд параметров, таких, например, как скорость автомобиля или угловую скорость вторичного вала коробки передач можно рассчитать, зная угловую скорость коленчатого вала двигателя, а ускорение коленчатого вала двигателя – дифференцированием соответствующих переменных.

6.3 Критерий эффективности при структурной оптимизации системы автоматического управления переключением передач

Количество ИП САУ и их вид влияют как на эффективность использования автомобиля, так и на стоимость и сложность построения САУПП, т. е. ее структуру. Поэтому выбор структуры САУПП является не чисто технической, а технико-экономической задачей.

Структуру САУПП считаем оптимальной, если САПП обеспечивает в типичных условиях эксплуатации автомобиля минимальные затраты на осуществление в заданный срок заданного объема перевозок.

С одной стороны, увеличение количества ИП может привести к возрастанию средней скорости движения автомобиля, уменьшению числа переключений и времени движения с разрывом потока мощности в трансмиссии, а следовательно, к увеличению производительности и уменьшению потребного парка автомобилей для выполнения заданного объема перевозок.

С другой стороны, увеличение количества ИП приводит к усложнению структуры и возрастанию первоначальной стоимости САУПП, а также к снижению ее надежности.

Таким образом, зависимость приведенных затрат от количества и вида ИП САУПП определяется совокупным влиянием двух групп противоположно действующих факторов и должна иметь оптимум.

Эффективность принятой совокупности ИП, т. е. варианта структуры САУПП, оценивают удельной себестоимостью использования автомобиля.

Удельную себестоимость использования автомобиля $C_{уд}$ в руб./т·км определяют по выражению

$$C_{уд} = (C_{пр} + Z_{эк}) / W_a$$

где $C_{пр}$ – себестоимость производства автомобиля, отнесенная к часу нормативного времени его работы, руб./ч;

$Z_{эк}$ – затраты на эксплуатацию автомобиля за один час работы, руб./ч;

W_a – часовая производительность автомобиля, т-км/ч.

Часовые затраты на эксплуатацию автомобиля определяются по формуле

$$Z_{эк} = Z_{з.п} + Z_t + Z_m + Z_{н.р} + Z_{о.р} + Z_{ш} + Z_a,$$

где $Z_{з.п}$ – заработная плата водителей с начислениями;

Z_t – затраты на топливо;

Z_m – затраты на масла и другие эксплуатационные материалы;

$Z_{н.р}$ – накладные расходы;

$Z_{о.р}$ – затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт автомобиля;

$Z_{ш}$ – затраты на обслуживание и ремонт шин;

Z_a – амортизационные отчисления.

В данные затраты не включены дорожная составляющая и затраты на погрузочно-разгрузочные работы, на которые практически не влияют скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля.

Себестоимость производства автомобиля, отнесенная к часу нормативного времени его работы, определяют по формуле

$$C_{пр} = 100 \cdot C_a / (Z_n \cdot 365 \cdot \alpha_a \cdot T_c),$$

где C_a – оптовая цена автомобиля, руб.;

Z_n – нормативный срок окупаемости;

α_a – коэффициент использования автомобиля (отношение фактических рабочих дней в году к календарному);

T_c – среднесуточное время в наряде, ч.

Оптовая цена автомобиля может быть представлена в виде суммы оптовой цены автомобиля без САУПП (C'_a) и оптовой цены САУПП ($C_{САУ}$), т. е.

$$C_a = C'_a + C_{САУ}.$$

Оптовая цена САУПП не должна превышать 3 % от оптовой цены транспортного средства. Пусть максимальное значение оптовой цены САУПП $\text{Ц}_{\text{САУ}}^{\text{max}}$ составляет 2 % от оптовой цены автомобиля, т. е.

$$\text{Ц}_{\text{САУ}}^{\text{max}} = 0,02\text{Ц}'_a.$$

В свою очередь стоимость САУПП зависит от ее элементной базы, сложности функциональной структуры и может быть представлена в виде

$$\text{Ц}_{\text{САУ}} = 0,5 \text{Ц}_{\text{САУ}}^{\text{max}} + 0,5 \text{Ц}_{\text{САУ}}^{\text{max}} \cdot \frac{n_{\text{ИП}}}{n_{\text{ИП}}^{\text{max}}}.$$

или

$$\text{Ц}_{\text{САУ}} = 0,01\text{Ц}'_a + 0,01 \cdot \text{Ц}'_a \frac{n_{\text{ИП}}}{n_{\text{ИП}}^{\text{max}}} = 0,01\text{Ц}'_a \cdot \left(1 + \frac{n_{\text{ИП}}}{n_{\text{ИП}}^{\text{max}}}\right),$$

где $n_{\text{ИП}}$ – число ИП конкретного варианта структуры САУПП;

$\frac{n_{\text{ИП}}}{n_{\text{ИП}}^{\text{max}}}$ – принятое максимально допустимое число ИП.

Коэффициент использования автомобиля (парка) α_a зависит от надежности автомобиля и в первую очередь от безотказности и долговечности его систем, что оказывает влияние на периодичность технического обслуживания (ТО), эксплуатационных и капитальных ремонтов. Его рассчитывают по формуле

$$\alpha_a = [D_k - (D_o + D_{o,p})] / D_k,$$

где D_k – годовая календарный фонд времени, дни;

D_o и $D_{o,p}$ – простои за год по организационным причинам и для выполнения ТО и ЭР, дни.

Приближенно число дней простоя автомобиля в ТО и ремонтах определяют по формуле

$$D_{o,p} = (d_1 + d_2 / L_{\text{кр}}) \cdot L_T,$$

где d_1 – продолжительность простоя в ТО и ЭР, дни на 1000 км пробега;

d_2 – простой в капитальном ремонте, дни;

$L_{кр}$ – пробег до первого капитального ремонта, тыс. км;

L_r – годовой пробег автомобиля, тыс. км.

Значения параметров, входящих в данное выражение, назначаются в соответствии с ГОСТ 21624.

На продолжительность простоя автомобиля, оборудованного САПП, в ремонте оказывает влияние безотказность работы САУПП. Последняя зависит от вероятности $R_{\Sigma\Sigma}$ безотказной работы системы и определяется по формуле

$$R_{\Sigma\Sigma} = R_{S1}^{n_{ин}},$$

где R_{S1} – вероятность безотказной работы одной информационной цепи измерительного блока САУПП;

$n_{ин}$ – показатель степени, равный числу информационных параметров системы.

Учитывая вышеприведенные соображения, выражение для определения $D_{о.р}$ запишем в виде

$$D_{о.р} = [(a \cdot d_1 / R_{\Sigma\Sigma}) + (1 - a) \cdot d_1 + d_2 / L_{кр}] \cdot L_r,$$

где a – весовой коэффициент, характеризующий «удельный вес» САУПП в общей системе узлов и агрегатов автомобиля, подлежащих ремонту.

Часовую производительность автомобиля определяем по формуле

$$W_a = m_n \cdot \gamma_r \cdot \beta_n \cdot V_{ср},$$

где m_n – масса полезной нагрузки, m (10 пасс);

γ_r, β_n – коэффициенты использования соответственно грузоподъемности (пассажиروместимости) и пробега;

$V_{ср}$ – средняя техническая скорость движения, км/ч.

Если постоянные составляющие удельной себестоимости использования АТС $C_{уд}$ представить в виде соответствующих коэффициентов, то выражение для ее определения запишется следующим образом:

$$C_{уд} = C_1 / V_{ср} + C_2 \cdot Q_{ср} + C_3,$$

где C_1 , C_2 и C_3 – постоянные для заданного варианта структуры САУПП коэффициенты, независящие от изменения средней скорости $V_{\text{ср}}$ и среднего расхода топлива $Q_{\text{ср}}$. При этом:

$$C_1 = \frac{100(\dot{C}_a + C_{\text{САУП}})}{Z_n \cdot 365 \cdot \alpha_n \cdot T_c} \cdot \frac{1}{m_n \cdot \gamma_r \cdot \beta_n}; \quad C_2 = \frac{0,01 C_r}{m_n \cdot \gamma_r \cdot \beta_n};$$

$$C_3 = \frac{Z_{3.п} + Z_m + Z_{н.р} + Z_{о.р} + Z_{ш} + Z_a}{m_n \cdot \gamma_r \cdot \beta_n},$$

где C_r – цена топлива, руб./л.

6.4 Теоретические предпосылки к построению элементов вектора функциональных структур системы автоматического управления переключением передач

Оптимизация структуры сложной системы, каковой является САУПП, – это один из наиболее трудно формализуемых, но и наиболее важных вопросов, т. к. нет смысла в оптимизации параметров системы неудачной по структуре. Задача синтеза функциональной структуры формализуется следующим образом.

Пусть имеется допустимое множество информационных параметров $\bar{U} = \{u_j | j \in \bar{J}\}$ и допустимое множество вариантов их организации (структур). $\bar{S} = \{s_i | i \in \bar{I}\}$ Тогда $\bar{D} = \{\bar{d}_{ij}\}$ – матрица, отражающая допустимую взаимосвязь структуры и обрабатываемых информационных параметров, каждый элемент которой представляется в виде $\bar{d}_{ij} = 1$, если j -й информационный параметр связан с i -й структурой s_i и $\bar{d}_{ij} = 0$ – в противном случае. Для выбора наилучшей структуры надо наложить определенные ограничения на совокупность информационных параметров, т. е. фиксировать некоторое подмножество U допустимого множества \bar{U} и ввести предпочтения одной структуры s_i перед другой s_{i-1} .

Задача структурной оптимизации САУПП (задача выбора комплекса ИП) заключается в том, чтобы найти вариант структуры САУПП, обеспечивающий минимальную удельную себестоимость использования автомобиля, и записывается в виде

$$C_{уд} = \varphi(S) \rightarrow \min \forall S \in \bar{S},$$

т. е. целевую функцию $\varphi(S)$ следует минимизировать, варьируя вектор управляемых параметров (вектор вариантов структур) $S = (s_1, s_2, \dots, s_k)^T$ в пределах допустимого множества структур \bar{S} .

Решением задачи структурной оптимизации САУПП является структура s_i^* , доставляющая минимум критерию эффективности $C_{уд} = \varphi(S)$, т. е.:

$$\varphi(s_i^*) = \min \varphi(s) \forall S \in \bar{S}.$$

Вектор допустимого множества вариантов структур \bar{S} формируется из элементов допустимого множества информационных параметров \bar{U} :

$$\bar{U} = (V_a, \alpha_d, M_d, \omega_d, h_p, \dot{V}_a, \dot{\alpha}_d, \dot{\omega}_d, n_n, H_b, C_{ц}, \alpha_T, t_d^{\circ}, \text{sign}\dot{V}_a, \text{sign}\alpha_d, \text{sign}\Delta G_T, \theta_k)^T,$$

рассмотренного ранее.

Исходя из того, что некоторые ИП дублируют друг друга [в частности, $M_d \equiv h_p \equiv (\alpha_d, \omega_d)$] или участвуют в организации режимов работы силового агрегата автомобиля, не оказывающих преимущественное влияние на выбранный критерий эффективности (например, $n_n, \dot{\omega}_d, C_{ц}, t_d^{\circ}, \dot{\alpha}_d, \text{sign}\alpha_d, \theta_k, \alpha_T$), вектор структур S следует формировать, комбинируя различным образом сочетания из элементов следующего вектора ИП:

$$\bar{U} = (V_a, \alpha_d, \omega_d, \dot{V}_a, \text{sign}\dot{V}_a, \text{sign}\Delta G_T, H_b)^T.$$

При этом предполагается, что информационные параметры $C_{ц}$ и n_n , необходимые для организации процесса переключения передач

в ступенчатой механической трансмиссии автомобиля, и α_r , требующейся для организации выхода автомобиля из режима торможения, присутствуют во всех вариантах структур САУПП. Обозначив элементы вектора $U = (u_1, u_2, \dots, u_m)^T$ через $u_1 = V_a$, $u_2 = \alpha_d$, $u_3 = \omega_d$, $u_4 = \dot{V}_a$, $u_5 = \text{sign}\dot{V}_a$, $u_6 = \text{sign}\Delta G_T$, $u_7 = H_b$, вектор варьируемых структур S представим в виде матрицы (таблицы):

$$S = \begin{array}{cccc|c} u_1 & u_2 & \dots & u_m & \\ \hline 0 & 0 & \dots & 1 & s_1 \\ 0 & 1 & \dots & 1 & s_2 \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \hline 1 & 1 & \dots & 1 & s_k \end{array}$$

Элементы данной таблицы равны единице, если j -й информационный параметр u_j связан с i -й структурой S_i , т. е. участвует в ее организации; в противном случае элементы таблицы равны нулю.

Количество структур k в общем случае определяется как сумма сочетаний:

$$k = \sum_{j=1}^m C_m^j.$$

$$C_m^0 = 1; \quad C_m^n = C_m^{m-n} = \frac{m!}{(m-n)!n!}; \quad C_m^n = \frac{P_m}{P_n \cdot P_{m-n}} = \frac{m!}{n!(m-n)!};$$

$$\begin{aligned} k &= C_7^1 + C_7^2 + C_7^3 + C_7^4 + C_7^5 + C_7^6 + C_7^7 = \\ &= \frac{7!}{6!} + \frac{7!}{2!5!} + \frac{7!}{3!4!} + \frac{7!}{4!3!} + \frac{7!}{5!2!} + \frac{7!}{6!} + \frac{7!}{7!} = \\ &= 7 + 21 + 35 + 21 + 7 + 1 = 127. \end{aligned}$$

В частном случае при $m = 7$, $k = 127$.

С математической точки зрения задачи синтеза структуры сложной системы являются комбинаторными задачами целочисленного программирования с булевыми переменными.

Графовая интерпретация этих задач позволила разработать для их решения эффективные алгоритмы, основанные на схеме «ветвей и границ», а в ряде случаев свести их к стандартным задачам линейного или смешанного программирования.

Основную идею метода «ветвей и границ», как и других комбинаторных методов, составляет замена полного перебора всех элементов допустимого множества структур их частичным перебором. Реализация метода связана с постепенным разбиением допустимого множества структур на дерево непересекающихся подмножеств путем операции «ветвления» и отбрасыванием некоторых подмножеств вариантов, заведомо не дающих оптимума; перебор при этом ведется лишь среди остающихся вариантов, являющихся в определенном смысле перспективными. Для оценки перспективности необходимо найти нижнюю границу (оценку) целевой функции $\varphi(S)$ на допустимом множестве \bar{S} .

Однако при синтезе структуры САУПП использовать данный метод не представляется возможным, т. к., во-первых, априори неизвестна нижняя граница целевой функции $\varphi(S)$, и, во-вторых, варианты структур состоят из информационных параметров, представляющих собой пересекающиеся подмножества, что не позволяет осуществить операцию «ветвления».

Поэтому формализация задачи синтеза структуры САУПП сводится к максимальному учету специфики функционирования САПП, приводящему к сужению допустимого множества вариантов структур, и осуществлению полного направленного перебора.

7 Подготовка к решению задачи синтеза функциональной структуры системы автоматического управления агрегатами автомобиля с помощью имитационного моделирования системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога»

7.1 Требования к имитационной модели системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога»

Имитационная модель движения автомобиля, оборудованного САПП, представляет собой модель системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога», или сокращенно «ВААД» и является элементом системы оптимального проектирования САУПП.

В частном случае структурной оптимизации САУПП данная модель входит в блок анализа, который имеет самостоятельное значение при оценке результатов решения серии экспериментов, проводимых на имитационной модели.

Рассматриваемая имитационная модель движения автомобиля должна отвечать следующим требованиям:

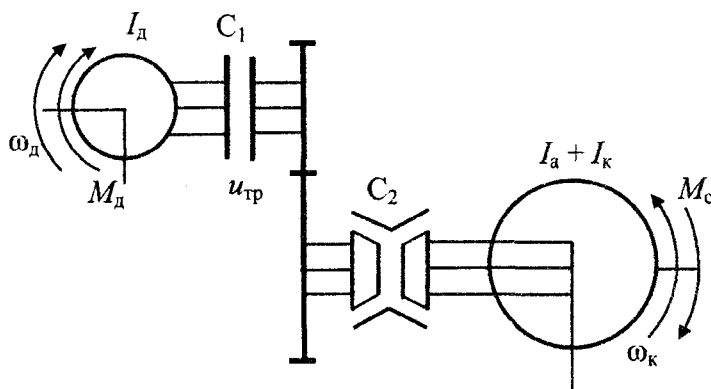
- 1) обеспечивать возможность работы двигателя как на внешней, так и на частичных нагрузочных характеристиках;
- 2) позволять имитировать действия водителя по управлению скоростью автомобиля и обеспечению следующих режимов движения: разгон; движение с допустимой скоростью; движение накатом; торможение двигателем; совместное торможение тормозами и двигателем;
- 3) производить переключение передач, как с высшей на низшую, так и с низшей на высшую передачу в соответствии с законом, на который настроена САУПП, и учетом движения автомобиля при нейтральном положении в коробке передач;
- 4) реализовывать алгоритм логики работы САУПП;
- 5) моделировать движение автомобиля по дороге переменного профиля с различными видами покрытия и с ограничениями скорости на отдельных участках по условию безопасности движения;
- 6) результатом решения дифференциальных уравнений, описывающих поведение модели, кроме параметров, характеризующих

режимы движения, должны являться переменные, необходимые для расчета критерия эффективности;

7) определять значение критерия эффективности.

7.2 Схема динамической системы и уравнения движения автомобиля с механической трансмиссией

Расчетная схема динамической системы автомобиля с механической трансмиссией, используемая при составлении имитационной модели системы «ВААД», изображена на рисунке 7.1.



I_d , I_a , I_k – моменты инерции соответственно подвижных деталей двигателя; маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля; колес автомобиля; C_1 – сцепление; C_2 – синхронизатор коробки передач; ω_d , ω_k – угловые скорости соответственно маховика двигателя и масс с моментами инерции I_a и I_k ; M_d и M_c – крутящие моменты двигателя и сопротивления движению автомобиля; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии автомобиля

Рисунок 7.1 – Расчетная схема динамической системы автомобиля

Сцепление C_1 и синхронизатор C_2 замкнуты, кроме случаев когда автомобиль движется накатом или происходит переключение передач.

Уравнение движения масс динамической системы автомобиля с механической трансмиссией (см. рисунок 7.1), в приведении к ведущим колесам при замкнутых сцеплениях C_1 и C_2 , имеет вид:

$$(I_d \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}^2 + I_a + I_k) \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = M_k - M_c,$$

где M_k – крутящий момент на ведущих колесах автомобиля;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии автомобиля.

При выводе уравнения поступательного движения автомобиля заменяется эквивалентной механической системой, состоящей из поступательно движущейся массы всех деталей автомобиля и части масс, которая находится одновременно в поступательном и вращательном движении [7]. На элементы данной механической системы действуют внутренние и внешние силы. При поступательном перемещении масс системы внешние силы предполагаются сосредоточенными в одной точке – центре масс автомобиля, к которому осуществляется их приведение.

Следовательно, разрешив предыдущее уравнение относительно высшей производной, и произведя в нем следующие замены:

$$I_a = m_a \cdot r_k^2; \quad \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{dV_a}{dt} \cdot \frac{1}{r_k}; \quad M_k = F_k \cdot r_k; \quad M_c = F_c \cdot r_k,$$

получим:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_k - M_c}{I_d \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}^2 + I_a + I_k}; \quad \frac{dV_a}{dt} = \frac{(F_k - F_c) \cdot r_k \cdot r_k}{I_d \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}^2 + m_a \cdot r_k^2 + I_k};$$

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{F_k - F_c}{I_d \cdot \eta_{тр} \cdot \left(\frac{u_{тр}}{r_k}\right)^2 + m_a + \frac{I_k}{r_k^2}}; \quad \text{или} \quad \frac{dV_a}{dt} = \frac{F_k - F_c}{m_a \cdot \delta_m},$$

где $\delta_m = 1 + \frac{I_d}{m_a} \cdot \left(\frac{u_{тр}}{r_k}\right)^2 \cdot \eta_{тр} + \frac{I_k}{m_a} \cdot \frac{1}{r_k^2}$ – коэффициент учета вращающихся масс;

V_a – линейная скорость поступательно движущейся массы автомобиля, м/с;

m_a – поступательно движущаяся масса автомобиля, кг;

r_k – радиус качения колес без скольжения и буксования, м;

F_k и F_c – касательная сила тяги и суммарная сила сопротивления движению автомобиля, Н;

$u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии.

При моделировании движения автомобиля накатом с выключенным сцеплением или нейтральным положением в коробке передач уравнение движения автомобиля принимает вид

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-F_c}{m_a \cdot \delta'_M},$$

где $\delta'_M = 1 + \frac{I_k}{m_a} \cdot \frac{1}{r_k^2}$.

В случае моделирования процесса торможения автомобиля тормозами и двигателем используется уравнение

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-F_T - F_c}{m_a \cdot \delta_M},$$

где F_T – суммарная тормозная сила на колесах автомобиля.

7.3 Внешние силы, учитываемые при разработке имитационной модели движения автомобиля

Касательная сила тяги F_k , приложенная к ведущим колесам автомобиля, зависит от величины развиваемого двигателем эффективного крутящего момента, передаточного числа трансмиссии, ее КПД и радиуса качения ведущих колес:

$$F_k = M_d \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр} / r_k.$$

При моделировании движения автомобиля с дизельным двигателем его крутящий момент определяется совместным использованием угловой скорости коленчатого вала двигателя и положения рычага регулятора угловой скорости, т. е. определяется функцией вида

$$M_d = f(\omega_d, \alpha_d).$$

В процессе счета на ЭВМ текущее значение крутящего момента двигателя определяется с помощью линейной интерполяции функции двух переменных по таблице с переменным шагом по каждому аргументу:

$$M = [M_{i,j} - M_{i-1,j} - (M_{i,j-1} - M_{i-1,j-1})] \cdot \frac{\omega - \omega_{i-1}}{\omega_i - \omega_{i-1}} \cdot \frac{\alpha - \alpha_{j-1}}{\alpha_j - \alpha_{j-1}} + \\ + (M_{i,j-1} + M_{i-1,j-1}) \cdot \frac{\omega - \omega_{i-1}}{\omega_i - \omega_{i-1}} + (M_{i-1,j} + M_{i-1,j-1}) \cdot \frac{\alpha - \alpha_{j-1}}{\alpha_j - \alpha_{j-1}} + M_{i-1,j-1},$$

где $M_{i,j} = f(\omega_i, \alpha_j), i = \overline{1, n}; j = \overline{1, m}$;

i – номер табличного значения первого аргумента (угловой скорости);

j – номер табличного значения второго аргумента (положения рычага регулятора угловой скорости двигателя);

$$M = M_d;$$

$\omega = \omega_d; \alpha = \alpha_d$ – текущие значения соответствующих переменных.

При определении КПД трансмиссии учитывают гидравлические потери, вызванные взбалтыванием и разбрызгиванием масла в картерах коробки передач и ведущего моста, и механические потери, связанные с трением между зубьями шестерен, в подшипниковых узлах и карданных сочленениях.

В общем случае КПД трансмиссии определяется по формуле

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{цш}}^k \cdot \eta_{\text{цшв}}^l \cdot \eta_{\text{кш}}^m \cdot \eta_{\text{кс}}^n,$$

где k, l, m и n – соответственно число пар цилиндрических шестерен внешнего зацепления (цш), внутреннего зацепления (цшв), конических шестерен (кш) и число карданных сочленений (кс), передающих крутящий момент от коленчатого вала двигателя к ведущим колесам на i -й передаче в КП.

В расчетах принимают: $\eta_{\text{цш}} = 0,980 \dots 0,985$; $\eta_{\text{цшв}} = 0,990$; $\eta_{\text{кш}} = 0,960 \dots 0,975$; $\eta_{\text{кс}} = 0,990$.

Ориентировочные значения КПД трансмиссии следующие:

легковые автомобили – 0,90...0,92;

грузовые автомобили и автобусы – 0,83...0,86;

грузовые автомобили повышенной проходимости – 0,80...0,85.

Большие значения КПД трансмиссии относятся к прямой передаче в КП автомобиля.

Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении.

Расчетный радиус качения r_k вычисляется по формуле

$$r_k = 0,5 (0,5D_n + r_{ст}),$$

где D_n – наружный диаметр шины;

$r_{ст}$ – статический радиус шины.

Значения D_n и $r_{ст}$ определяются для легковых автомобилей по ГОСТ 4754, а для грузовых автомобилей и автобусов – по ГОСТ 5513.

Шины, предусмотренные указанными стандартами, имеют обозначение, выраженное в дюймах (1 дюйм = 25,4 мм), или смешанное, выраженное в миллиметрах и дюймах.

Примеры обозначения шины:

7,50R20 – шина радиальная обычного профиля;

315/80R22,5 – шина радиальная низкопрофильная;

7,50–20 – шина диагональная,

где 7,50 и 315 – обозначение ширины профиля шины соответственно в дюймах и миллиметрах;

20 и 22,5 – обозначение посадочного диаметра обода в дюймах;

R – обозначение радиальной шины;

80 – серия шины (отношение высоты H к ширине B профиля шины в процентах).

Приближенно статический радиус шины можно определить по цифрам, указанным в обозначении шины:

$$r_{ст} = 0,5d + k_{ш} \cdot B \cdot \lambda_{см},$$

где d – посадочный диаметр обода, мм;

$k_{ш}$ – H/B (H и B – соответственно высота и ширина профиля шины, мм;

$\lambda_{см}$ – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

Для шин грузовых автомобилей и автобусов (кроме широкопрофильных) $H/B \approx 1$. Для легковых автомобилей, если шины имеют дюймовое обозначение, $H/B \approx 0,95$; если смешанное (миллиметрово-дюймовое), $H/B \approx 0,80 \dots 0,85$. Если в обозначении шины указана ее серия, то отношение $H/B = \text{серия} \times 10^{-2}$; например, для шины, имеющей обозначение 295/60R22,5, отношение $H/B = 0,6$, т. е. $k_{ш} = 0,6$.

Для шин грузовых автомобилей, автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных) и диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,90$, для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,80 \dots 0,85$.

Расчетный радиус качения r_k превышает статический $r_{ст}$ на 2–3 % в зависимости от скорости движения автомобиля (большие значения относятся к скоростям порядка 100 км/ч), т. е. $r_k = (1,02–1,03) \cdot r_{ст}$.

Сила сопротивления движению автомобиля F_c складывается, как известно, из сил сопротивления качению, подъему, воздуха и разгону (приведенная сила инерции). Последние, в свою очередь, зависят от целого ряда конструктивных и эксплуатационных факторов.

Сила сопротивления качению пропорциональна коэффициенту сопротивления качению f . Этот коэффициент характеризует затраты энергии на качение автомобиля и зависит от конструкции шин и материалов, из которых они изготовлены, типа и состояния дорожного покрытия, степени его ровности, скорости движения автомобиля и действия боковых сил, которые могут вызвать качение колес с боковым уводом. Следовательно, коэффициент сопротивления качению является характеристикой не только шины, но и автомобиля в целом.

Коэффициент f изменяется в широких пределах: от 0,007–0,012 на асфальтобетонном или цементобетонном покрытии в хорошем состоянии до 0,15–0,30 на сухом песке.

Коэффициент f при увеличении скорости автомобиля возрастает. При номинальных нагрузках на колесо и давлении воздуха в шине рост коэффициента сопротивления качению становится заметным при скорости автомобиля, равной 15–20 м/с (54–72 км/ч). Значение коэф-

коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения автомобиля V_a может быть определено по эмпирической формуле

$$f = f_0 [1 + (0,006V_a)^2],$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (рекомендуемое для расчета значение $f_0 = 0,009$);

V_a – скорость движения автомобиля, км/ч.

При движении автомобиля на подъеме или спуске составляющая силы тяжести, перпендикулярная к оси дороги, равна $G_a \cdot \cos \alpha_{\text{дор}}$. Поэтому сила сопротивления качению F_f на таких участках дороги определяется по формуле

$$F_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha_{\text{дор}}.$$

Сила сопротивления подъему $F_i = G_a \cdot \sin \alpha_{\text{дор}}$.

При этом сила сопротивления дороги

$$F_\psi = F_f + F_i \text{ или } F_\psi = G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha_{\text{дор}} + \sin \alpha_{\text{дор}}) \text{ или } F_\psi = G_a \cdot \psi;$$

$$\psi = f \cdot \cos \alpha_{\text{дор}} + \sin \alpha_{\text{дор}},$$

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

G_a – вес автомобиля, Н;

$\alpha_{\text{дор}}$ – угол наклона продольного профиля дороги.

Дополнительное сопротивление движению автомобиля оказывает его движение на повороте. Однако это начинает ощущаться лишь при радиусе поворота менее 200 м. Минимальные же радиусы кривых в плане на магистральных дорогах в пересеченной местности – 400 м, а в резко пересеченной местности – 250 м.

Сила сопротивления воздуха F_b в Н рассчитывается по формуле

$$F_b = k_b \cdot A_b \cdot V_a^2,$$

где k_b – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;

A_b – лобовая площадь автомобиля, м²;

V_a – скорость движения автомобиля, м/с.

Коэффициент сопротивления воздуха зависит от конструктивно-го исполнения внешней формы автомобиля, плотности воздушного

потока, его направления по отношению к продольной оси автомобиля и т. п.

Лобовую площадь автомобиля (автопоезда) достаточно точно можно вычислить по формуле

$$A_b = k_\phi \cdot [(H_r - h) \cdot B_r] + n \cdot h \cdot B,$$

где k_ϕ – коэффициент формы, равный для грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов 1,0, а для легковых автомобилей – 0,89;

H_r и B_r – соответственно габаритные высота и ширина транспортного средства, м;

h – расстояние от бампера до поверхности дороги (для грузовых автомобилей и автопоездов принимается равным статическому радиусу колеса), м;

n – максимальное число колес одного моста автомобиля (при односкатных задних колесах $n = 2$, при двускатных – $n = 4$);

B – ширина профиля шины, м.

Таким образом, суммарная сила сопротивления установившемуся движению автомобиля определяется по выражению

$$F_c = G_a \cdot \psi + k_b \cdot A_b \cdot V_a^2.$$

Возникающая при неустановившемся движении автомобиля инерционная сила является функцией коэффициента учета вращающихся масс δ_m .

Моделируя режим торможения автомобиля рабочей тормозной системой и двигателем, тормозную силу F_T на колесах автомобиля находим по формуле

$$F_T = F_{Td} + F_{TТ},$$

где F_{Td} – тормозная сила двигателя, приведенная к ведущим колесам;

$F_{TТ}$ – тормозная сила на колесах автомобиля при торможении рабочей тормозной системой.

Торможение двигателем осуществляется путем уменьшения подачи топлива при включенном сцеплении и зажигании. При этом используется сопротивление, возникающее в двигателе при трении колец поршней о стенки цилиндров, трение коленчатого вала двигателя в

подшипниках, а также потери в двигателе, связанные с принудительным проталкиванием отработавших газов через выпускные каналы.

Тормозной момент двигателя $M_{Тд}$ может быть определен экспериментально путем прокручивания двигателя от внешнего источника (электродвигатель) или аппроксимирован выражением вида

$$M_{Тд} \approx M_{Тд}^0 + b_{Тд} \cdot \omega_{д},$$

где $M_{Тд}^0$ – постоянная составляющая тормозного момента двигателя, Н·м;

$b_{Тд}$ – коэффициент тормозного момента двигателя, Н·м·с/рад.

Коэффициент тормозного момента $b_{Тд}$ для дизельных двигателей ЯМЗ и КамАЗ находится в пределах (0,5–1,1) Н·м·с/рад, а постоянная составляющая тормозного момента $M_{Тд}^0$ – в пределах (55–80) Н·м.

Тогда тормозная сила двигателя, приведенная к ведущим колесам, определится из выражения

$$F_{Тд} = M_{Тд} \cdot u_{тр} / (r_k \cdot \eta_{тр}).$$

Тормозная сила при торможении рабочей тормозной системой определяется таким образом, чтобы тормозной путь при равнозамедленном движении под действием данной силы был равен заданному расстоянию S_T и рассчитывается по формуле

$$F_{ТТ} = m_a \cdot \delta_m \cdot (V_a^2 - V_{доп}^2) / 2S_T,$$

где $V_{доп}$ – допускаемая по условию безопасности скорость движения автомобиля на заданном участке маршрута.

С помощью допускаемых скоростей на каждом участке маршрута учитываются предписания дорожных знаков, указателей, перекрестки, сужения проезжей части, встречные, тихоходные и стоящие на обочине автомобили, а также общая обстановка, определяемая интенсивностью движения.

Режим движения автомобиля на спуске изменяется под влиянием составляющей веса, направленной в сторону движения, а также режима и вида торможения автомобиля. За допускаемую при движе-

нии на спуске принимается максимальная скорость безопасного спуска, вычисляемая в м/с по выражению

$$V_{\text{доп.сп}} = a_{\text{сп}}/\alpha_{\text{дор}}^2 + v_{\text{сп}}/\alpha_{\text{дор}} + c_{\text{сп}},$$

где $a_{\text{сп}} = -183,7$; $v_{\text{сп}} = 127,1$; $c_{\text{сп}} = -4,45$;

$\alpha_{\text{дор}}$ – угол наклона участка спуска, %.

7.4 Краткая характеристика типизированных маршрутов

Составной частью имитационной модели системы «ВААД» являются типизированные маршруты, которые представляют собой условную дорогу с заданными покрытием, продольным профилем и допускаемой скоростью движения на всех участках.

Каждый типизированный маршрут является эквивалентной заменой совокупности реальных дорог, относящихся к магистральным, пригородным, городским и другим условиям эксплуатации автомобиля.

Такая замена возможна, если продольный профиль реальных дорог и скоростной режим движения автомобиля рассматривать как стационарные, т. е. не изменяющиеся во времени, случайные взаимно коррелированные процессы с известными статистическими характеристиками. Типизированный маршрут является моделью двумерного случайного процесса с заданными статистическими характеристиками.

Случайный процесс с заданными статистическими характеристиками (типизированный маршрут) получают с помощью линейных и нелинейных преобразований исходного (эталонного) процесса с известным законом распределения и функцией спектральной плотности. Исходный процесс образуется с помощью датчика случайных чисел. Нелинейное преобразование исходного процесса формирует закон распределения типизированного маршрута. Линейное преобразование обеспечивает переход от исходной реализации к реализации с заданной спектральной плотностью.

В ходе нелинейного преобразования весовая функция вычисляется цифровым способом как преобразование Фурье от амплитудно-частотной характеристики фильтра:

$$h(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \sqrt{\frac{\sigma_{\text{ВЫХ}}(\omega)}{\sigma_{\text{ВХ}}(\omega)}} \cdot \exp(-i \cdot 2\pi\omega t) \cdot d\omega,$$

где $\sigma_{\text{ВЫХ}}(\omega)$ – функция спектральной плотности типизированного маршрута;

$\sigma_{\text{ВХ}}(\omega)$ – функция спектральной плотности исходной реализации случайного процесса;

τ – сдвиг во времени, временной интервал, $\tau = t_2 - t_1$.

Корреляционные функции характеризуют связь между отдельными значениями случайного процесса. Во многих случайных процессах корреляционные связи уменьшаются с увеличением интервала времени. При этом корреляционные функции обращаются в нуль. Время исчезновения корреляционной связи называется временем корреляции. Корреляционная функция $R(t_1, t_2)$ стационарного случайного процесса рассматривается как функция интервала $\tau = t_2 - t_1$.

Поэтому эту функцию можно записать в виде $R(\tau)$.

Линейное преобразование производится путем вычисления интеграла свертки:

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(\tau) \cdot x(t - \tau) \cdot d\tau,$$

где $y(t)$ – реализация случайного процесса после преобразования;

$x(t - \tau)$ – исходная реализация случайного процесса;

t – текущее время.

Процесс вычислений при линейных и нелинейных преобразованиях носит итерационный характер, т. е. после проведения линейного преобразования исходной реализации случайного процесса проводится проверка соответствия закона распределения заданному и корректировка функции нелинейного преобразования, после чего процесс вычислений повторяется.

Таким образом, типизированный маршрут реализуется на ЭВМ с помощью задания значений коэффициентов суммарного дорожного сопротивления и допускаемых скоростей по условию безопасности движения на участках произвольной длины.

7.5 Определение параметров, необходимых для расчета критерия эффективности

Как следует из требований к имитационной модели (пункт 7.1), результатом решения дифференциальных уравнений, описывающих движение автомобиля, должны являться, кроме прочих, переменные, входящие в выражение, по которому ведется расчет критерия эффективности анализируемого варианта структуры САУПП при ее оптимизации.

Этими переменными являются средняя скорость движения автомобиля V_{cp} и расход топлива Q_{cp} на типизированном маршруте.

Средняя скорость движения автомобиля на типизированном маршруте в км/ч определяется по формуле

$$V_{cp} = 3,6S_a / t,$$

где S_a – длина пройденного пути, м;

t – время движения, с.

Длина пройденного пути вычисляется интегрированием дифференциального уравнения

$$\frac{dS_a}{dt} = V_a,$$

где V_a – текущая скорость движения автомобиля, м/с.

Текущая скорость вычисляется интегрированием дифференциального уравнения движения автомобиля в соответствии с его режимом эксплуатации.

Средний расход топлива в л/100 км рассчитывается по формуле

$$Q_{cp} = Q \cdot 10^8 / \rho_T \cdot S_a,$$

где Q – общий расход топлива на маршруте, кг;

ρ_T – плотность топлива, кг/м³.

Общий расход топлива Q определяется интегрированием дифференциального уравнения

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{G_T}{3600},$$

где G_T – текущее значение часового расхода топлива, кг/ч.

Для определения текущего значения часового расхода топлива по нагрузочным характеристикам двигателя $G_T = f(P_d)$ при $\omega_d = \text{const}$, $i = 1, p$, (где p – количество нагрузочных характеристик) с помощью ЭВМ программно в форме таблицы формируется зависимость $G_T = f(\omega_d, M_d)$. Значение G_T при счете определяется с помощью линейной интерполяции по двум заданным аргументам ω_d и M_d .

Полученные значения переменных V_{cp} и Q_{cp} подставляются в выражение для расчета критерия эффективности. При этом предполагается, что цена САУПП изменяется в зависимости от количества и вида информационных параметров (структуры САУПП), т. е. $C_{CAU} = f(S)$ и для заданной структуры является постоянной величиной.

7.6 Алгоритм логики действий водителя по управлению скоростью движения автомобиля

Логика действий водителя подчинена требованию полного использования скоростных свойств автомобиля.

Математическое описание действий водителя определяется логическими операциями, которые реализуются в процессе имитационного моделирования движения автомобиля и являются неотъемлемой частью модели. Выполнение определенной операции зависит от соотношения между текущей скоростью движения автомобиля V_a и допускаемой $V_{доп}$ (скоростью ограничения).

Движение автомобиля начинается с трогания с места на низшей передаче или с движения на низшей передаче с заданной скоростью $V_{нач}$ в зависимости от того, какая скорость принята за начальную, т. е. $V_a = V_{нач} = 0$ или $V_a = V_{нач} \leq V_{доп}$.

Педаля управления работой двигателя находится при этом в положении $\alpha_d = \alpha_{d_{max}}$, позволяющем автомобилю двигаться с максимальной для данной передачи скоростью.

При моделировании движения автомобиля логика действий водителя сводится к выполнению следующих операций:

1. В процессе моделирования движения, практически непрерывно (на каждом шаге интегрирования), сравнивается текущая скорость автомобиля со скоростью, которая будет допустима в точке пути с координатой, равной сумме текущей координаты пути и заданному тормозному пути.

2. Если текущая скорость автомобиля V_a превышает допускаемую $V_{\text{доп}}$, то производится проверка соотношения между текущей скоростью и скоростью, превышающей допускаемую на заданную величину ΔV . Предполагается, что если $V_{\text{доп}} < V_a \leq (V_{\text{доп}} + \Delta V)$ (рисунок 7.2), то водитель может изменить скоростной режим автомобиля, воздействуя только на педаль управления работой двигателя (ΔV – заданная величина скорости автомобиля, характеризующая точность поддержания водителем допускаемой скорости движения).

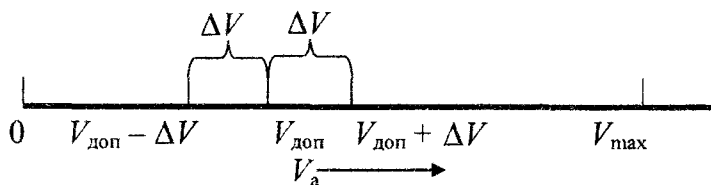


Рисунок 7.2 – Определение режима движения автомобиля

Для реализации данного управления определяется угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая движению автомобиля с допускаемой скоростью на данной передаче: $\omega_d = V_{\text{доп}} \cdot u_{\text{тр}}^i / r_k$. Затем, по рассчитанной угловой скорости и крутящему моменту двигателя линейным интерполированием функции двух переменных выбирается такое положение педали управления двигателем $\alpha_d = f(\omega_d, M_d)$, чтобы на следующем шаге интегрирования текущая скорость стала равна допускаемой.

Если при полученном значении α_d угловая скорость коленчатого вала двигателя становится меньше минимально устойчивой, то предусматривается предохранение двигателя от заглохания, т. е. двигатель отключается от трансмиссии.

3. Если $V_a > V_{\text{доп}} + \Delta V$, то в соответствии с логикой поведения водителя, происходит переход на режим торможения рабочей тормозной системой и двигателем.

4. Если $V_a \leq V_{\text{доп}}$, то производится проверка выполнения условия $V_a \geq V_{\text{доп}} - \Delta V$ (см. рисунок 7.2).

5. Если предыдущее условие выполняется, т. е. $V_a \in [V_{\text{доп}} - \Delta V, V_{\text{доп}}]$, то дальнейшее движение автомобиля происходит с существующей скоростью до тех пор, пока не кончится участок ограничения или скорость автомобиля не уменьшится вследствие возросшего сопротивления движению. В этом случае для поддержания равномерного движения с допустимой скоростью требуется соблюдение равенства $F_k = F_c$. Необходимый крутящий момент двигателя определяется при этом по выражению

$$M_d = F_c \cdot r_k / u_{\text{тр}}^i \cdot \eta_{\text{тр}}^i,$$

где $u_{\text{тр}}^i$, $\eta_{\text{тр}}^i$ – соответственно передаточное число и КПД трансмиссии на i -й передаче.

6. Если $V_a < V_{\text{доп}} - \Delta V$, то моделируется разгон автомобиля, т. е. $\alpha_d = \alpha_{d \text{ max}}$.

7. Скорость движения автомобиля на спуске ограничивается допустимой скоростью по условию безопасности движения на спуске. Если допустимая скорость на спуске выше максимальной скорости движения автомобиля V_{max} , то она ограничивается значением последней, т. е. $V_{\text{доп}} = V_{\text{max}}$.

Максимальная скорость движения автомобиля определяется по формуле

$$V_{\text{max}} = \omega_{d \text{ max}} \cdot r_k / u_{\text{тр}}^{\text{min}},$$

где $\omega_{d \text{ max}}$ – максимальное значение угловой скорости коленчатого вала двигателя при его работе под нагрузкой;

$u_{\text{тр}}^{\text{min}}$ – передаточное число трансмиссии на высшей передаче в КП.

8. Во время эксплуатации автомобиля часто используется режим движения накатом. Модель предусматривает, что режим движения накатом задается водителем на спусках, если сила суммарного дорожного сопротивления принимает отрицательное значение. Режим реализуется, если структура САУПП предполагает обработку данного сигнала.

7.7 Алгоритмы логики работы системы автоматического управления переключением передач

Предполагается, что водитель управляет только скоростным режимом движения автомобиля, соотнося свои действия с дорожной ситуацией, а выбор направления переключения, выбор номера передачи после торможения или движения накатом и предохранение двигателя от заглохания производит САУ силовым агрегатом автомобиля в соответствии с заданным законом переключения и алгоритмом ее работы.

В зависимости от количества, вида и взаимосвязи операционных и корректирующих информационных параметров, участвующих в формировании допустимого множества вариантов структур САУПП, могут быть реализованы различные законы переключения передач и режимы работы САПП.

7.7.1 Алгоритмы логики работы однокоординатной системы автоматического управления переключением передач

1 Логика работы САУПП, осуществляющей выбор момента переключения передач по равенству линейных ускорений автомобиля на смежных передачах, заключается в следующем: при движении автомобиля на i -й передаче определяются ускорения на смежной низшей \dot{V}_a^H и высшей \dot{V}_a^B передачах с учетом падения скорости при переключении передач; затем текущее значение ускорения автомобиля \dot{V}_a^i сравнивается со значениями ускорений на смежных передачах; при достижении равенства текущего ускорения с ускорением автомобиля на одной из смежных передач, вырабатывается сигнал на включение соответствующей смежной передачи. Здесь и далее индекс «н» относится к низшей, т. е. к $(i - 1)$ -й передаче, а индекс «в» – к высшей, т. е. к $(i + 1)$ -й передаче.

Последовательность реализации данного алгоритма такова:

1) определяется ускорение движения автомобиля \dot{V}_a^N при нейтральном положении в коробке передач;

2) рассчитывается падение скорости автомобиля ΔV_n за время переключения передач t_n :

$$\Delta V_n = \dot{V}_a^N \cdot t_n;$$

3) определяются угловые скорости коленчатого вала двигателя на смежных с i -й передачами:

$$\omega_d^{H(B)} = \omega_d^i \cdot \frac{u_{тр}^{H(B)}}{u_{тр}^i} - \Delta V_n \cdot \frac{u_{тр}^{H(B)}}{r_k}.$$

Если $\omega_d^H \geq \omega_{dmax}$ или $\omega_d^B \leq \omega_{dmin}$, то продолжается движение автомобиля на i -й передаче (ω_{dmax} и ω_{dmin} – соответственно максимальное и минимальное значение угловой скорости коленчатого вала двигателя при его работе под полной нагрузкой; $u_{тр}^{H(B)}$ – передаточное число трансмиссии на смежной низшей (высшей) передаче);

4) по рассчитанным значениям $\omega_d^{H(B)}$ и текущему положению рычага регулятора угловой скорости α_d определяются крутящие моменты двигателя $M_d^{H(B)} = f(\omega_d^{H(B)}, \alpha_d)$, касательные силы тяги $F_k^{H(B)} = M_d^{H(B)} \cdot u_{тр}^{H(B)} \cdot \eta_{тр}^{H(B)} / r_k$ и ускорения автомобиля $\dot{V}_a^{H(B)}$ при $F_k = F_k^{H(B)}$ и $\delta_m = \delta_m^{H(B)}$;

5) текущее ускорение автомобиля \dot{V}_a^i сравнивается с ускорениями на низшей \dot{V}_a^H и высшей \dot{V}_a^B передачах; если $\dot{V}_a^i \geq \dot{V}_a^H$ или $\dot{V}_a^i \leq \dot{V}_a^B$, то формируется сигнал на включение соответствующей передачи или проверяется возможность формирования такового в зависимости от значений корректирующих информационных параметров.

2 Логика работы САУПП, осуществляющей подачу сигнала на переключение по достижении автомобилем заданной пороговой скорости без учета загрузки двигателя, подчиняется следующему алгоритму:

1) по скоростной характеристике двигателя задаются угловые скорости коленчатого вала, при достижении которых предполагается осуществлять переключение на смежные высшую и низшую пере-

дачи (например, $\omega_d^H = \omega_{M_d}$ и $\omega_d^B = \omega_{P_d}$, где ω_{M_d} и ω_{P_d} – угловые скорости коленчатого вала соответственно при максимальных значениях крутящего момента и мощности двигателя);

2) по заданным значениям ω_d^H и ω_d^B определяются пороговые скорости движения автомобиля, при достижении которых следует производить переключение с i -й на смежные высшую или низшую передачи:

$$V_a^{H(B)} = \omega_d^{H(B)} \cdot r_k / u_{тр}^i.$$

Полученные значения пороговых скоростей корректируются другими информационными параметрами, если обработка последних предусмотрена структурой САУПП;

3) текущая скорость автомобиля V_a^i сравнивается с пороговыми значениями V_a^H или V_a^B ; если $V_a^i \leq V_a^H$ или $V_a^i \geq V_a^B$, то формируется сигнал на включение соответствующей передачи.

7.7.2 Алгоритм логики работы двухкоординатной системы автоматического управления переключением передач

Закон, определяющий момент переключения по двум координатам: углу педали управления работой двигателя (рычага регулятора) α_d и скорости движения автомобиля V_a , изображен на рисунке 7.3.

Кривые «а» и «в», представляющие зависимости $V_a^H = f_1(\alpha_d)$, определяют пороговые скорости автомобиля, при достижении которых формируется сигнал на включение смежной низшей ступени в коробке, т. е. соответственно характеризуют переход с i -й передачи на $(i - 1)$ -ю и с $(i + 1)$ -й передачи на i -ю. Кривые V_a^H «б» и «г», представляющие зависимости $V_a^B = f_2(\alpha_d)$, определяют порог скорости автомобиля, при достижении которого формируется сигнал на включение смежной высшей передачи в коробке, т. е. характеризуют соответственно переход с $(i - 1)$ -й передачи на i -ю и с i -й на $(i + 1)$ -ю передачу.

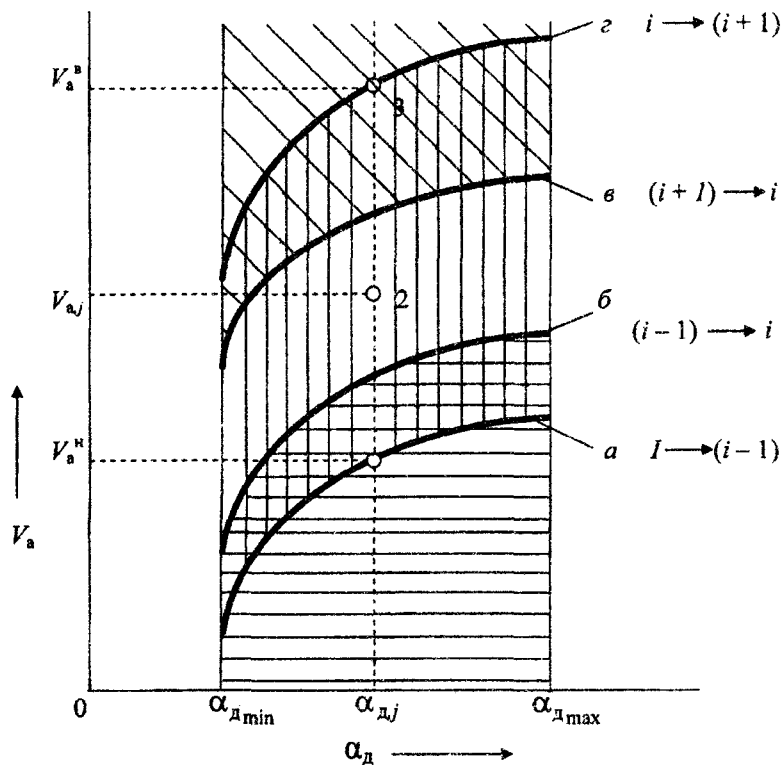


Рисунок 7.3 – Графическое изображение закона переключения передач, являющегося функцией V_a и α_d

Кривые на рисунке 7.3 определяют закон переключения передач, который в приведении к коленчатому валу двигателя аппроксимируется зависимостью вида

$$\omega_d^{H(B)} = a_1^{H(B)} + a_2^{H(B)} \cdot \alpha_d + a_3^{H(B)} \cdot \alpha_d^2,$$

где $\omega_d^{H(B)}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя, при достижении которой возможно переключение на смежную низшую (высшую) передачу;

$a_1^{H(B)}$, $a_2^{H(B)}$ и $a_3^{H(B)}$ – коэффициенты, меняющие свои значения в зависимости от направления переключения, т. е. от переключения на смежную низшую или высшую передачи.

Пороговая скорость в этом случае определяется по выражению

$$V_a^{H(B)} = \omega_d^{H(B)}(\alpha_d) \cdot r_k / u_{\text{тр}}^i.$$

Область, заключенная между кривыми «а» и «г» (см. рисунок 7.3), определяет диапазон изменения скорости автомобиля при движении на i -й передаче (заштрихована вертикальными прямыми), между кривой «б» и осью абсцисс – на $(i - 1)$ -й передаче (заштрихована горизонтальными прямыми) и над кривой «в» – на $(i + 1)$ -й передаче (заштрихована наклонными прямыми).

Угол α_d положения педали управления работой двигателя изменяется от заданного минимального значения $\alpha_{d_{\text{min}}}$ до максимального $\alpha_{d_{\text{max}}}$. При промежуточном положении педали управления α_{d_j} и движении автомобиля со скоростью V_{a_j} , соответствующей точке 2 (см. рисунок 7.3), в коробке передач включена i -я передача; при падении скорости автомобиля до ее значения в точке 1 или возрастании до скорости в точке 3, включается соответственно $(i - 1)$ -я или $(i + 1)$ -я передача.

Переход с $(i + 1)$ -й на низшую i -ю и с i -й на $(i - 1)$ -ю передачу происходит при меньших скоростях движения, чем соответственно переход с i -й на высшую $(i + 1)$ -ю передачу и с $(i - 1)$ -й на i -ю, т. е. САУПП работает с гистерезисом. Это требуется для предотвращения излишне частого переключения передач при изменении скорости автомобиля в небольших пределах.

Имитационная модель предусматривает возможность изменения как характера протекания кривых переключения передач (см. рисунок 7.3), так и ширины петли гистерезиса.

На время переключения передач исключается выбор момента двигателя из таблицы $M_d = f(\omega_d, \alpha_d)$.

Подсчитывается расход топлива за время переключения передач. Часовой расход топлива определяется в данном случае при нулевом положении педали управления работой двигателя ($\alpha_d = 0\%$) и угловой скорости коленчатого вала двигателя ω_d^N , соответствующей скорости автомобиля в начале процесса переключения передач, т. е.:

$$\omega_d^N = V_{a, \text{нач}}^i \cdot u_{\text{тр}}^i / r_k,$$

где $V_{a,нач}^i$ и $u_{тр}^i$ – скорость, которую имел автомобиль на i -й передаче перед выведением коробки передач в нейтральное положение и передаточное число трансмиссии.

7.7.3 Алгоритм логики работы трехкоординатной системы автоматического управления переключением передач

При разгоне автомобиля сила тяги на ведущих колесах уменьшается по сравнению с ее значением при установившемся движении автомобиля из-за затрат мощности на разгон поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля. Причем на низших передачах двигатель разгоняется более интенсивно и сила тяги изменяется значительно, чем на высших.

Следовательно, закон переключения передач для случая движения близкого к равномерному и для разгона должен быть различным.

С целью оценки влияния ускорения на значение критерия эффективности при оптимизации структуры САУПП модель позволяет, если возникает при этом необходимость, моделировать движение автомобиля с САУПП, определяющей момент переключения передач по трем координатам: углу педали управления работой двигателя α_d , скорости V_a и ускорению \dot{V}_a автомобиля.

Закон переключения передач для трехкоординатной САУПП изображен на рисунке 7.4.

Поверхность $V_{min,0}^B, V_{min,max}^B, V_{max,max}^B, V_{max,0}^B$, относящаяся к положительным ускорениям автомобиля, определяет момент переключения на смежную высшую передачу, а поверхность $V_{min,0}^H, V_{min,max}^H, V_{max,max}^H, V_{max,0}^H$, относящаяся к отрицательным ускорениям автомобиля, – на смежную низшую передачу. Здесь нижние индексы при пороговых скоростях характеризуют соответственно положение педали управления двигателем и ускорение (замедление) автомобиля.

Аналитическое выражение закона переключения передач имеет в данном случае вид

$$V_a^{H(B)} = \omega_d^{H(B)} \cdot (1 - k_{пр}^i \cdot \dot{V}_a^i) \cdot r_k / u_{тр}^i,$$

где \dot{V}_a^i – ускорение (замедление) автомобиля при его движении на i -й передаче, м/с²;

$k_{пр}^i$ – коэффициент пропорциональности для i -й передачи, м/с².

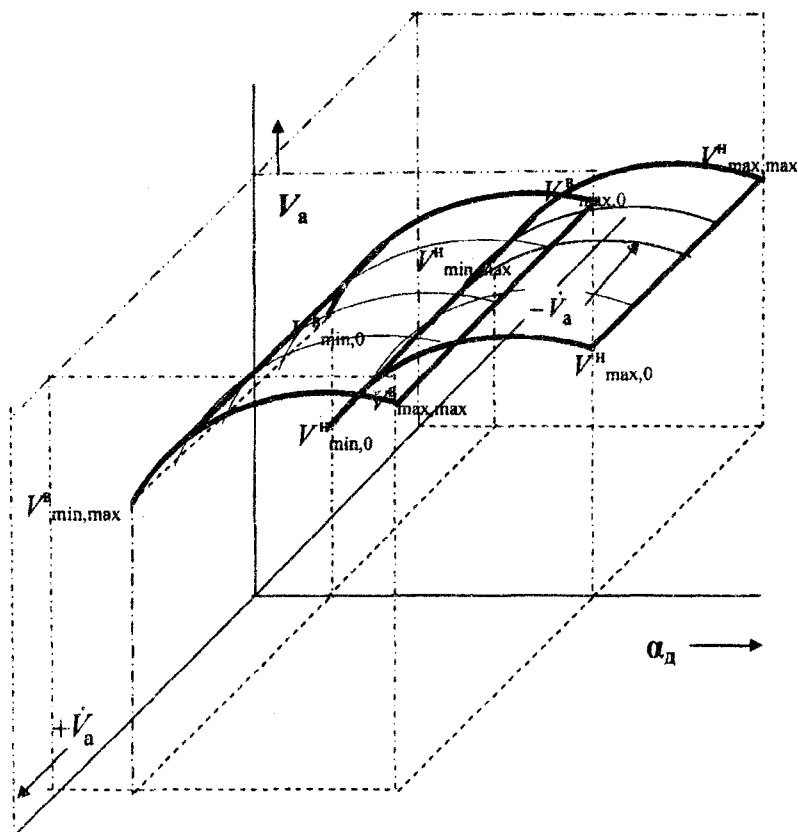


Рисунок 7.4 – Графическое изображение закона переключения передач, являющегося функцией V_a , α_d и \dot{V}_a

Значение $\omega_d^{H(B)}$ может быть задано, как в случае реализации однокоординатного закона переключения передач, или найдено из соответствующего выражения при двухкоординатном законе переключения.

Кроме того, предполагается, что переключение на смежную высшую передачу возможно только по достижении автомобилем на теку-

шей передаче скорости, численно равной или большей, чем начальная скорость разгона автомобиля на смежной высшей передаче V_{\min}^B :

$$V_{\min}^B = \omega_{\text{д min}} \cdot r_{\text{к}} / u_{\text{тр}}^B .$$

А переключение на смежную низшую передачу возможно, если скорость автомобиля на текущей передаче станет меньше, чем наибольшая скорость автомобиля на смежной низшей передаче V_{\max}^H :

$$V_{\max}^H = \omega_{\text{д max}} \cdot r_{\text{к}} / u_{\text{тр}}^H .$$

7.7.4 Информационные параметры, корректирующие выбор момента переключения передач

Переключение на смежную высшую передачу целесообразно производить только при положительном ускорении автомобиля, а на смежную низшую – при отрицательном. Поэтому имитационная модель должна предусматривать возможность использования в качестве корректирующего информационного параметра, совместно со значением ускорения автомобиля \dot{V}_a или отдельно от него, знак ускорения $\text{sign} \dot{V}_a$.

Кроме того, с целью уменьшения расхода топлива при частичной загрузке двигателя переключение на смежную передачу желательно производить, если часовой расход топлива при движении на последней, меньше, чем на текущей передаче, т. е. если $G_T^{H(B)} < G_T^I$. Осуществить заданное условие можно с помощью такого корректирующего ИП, как знак разности текущих часовых расходов топлива на смежных передачах $\text{sign} \Delta G_T$.

Достичь экономии расхода топлива можно также используя режим движения автомобиля накатом. Для реализации данного режима САУПП, а следовательно и ее модель, должны обрабатывать информационный параметр H_b , свидетельствующий о том, что автомобиль движется накатом, вести поиск номера передачи, которую требуется включить после завершения этого режима и формировать сигнал на ее включение.

7.7.5 Выбор номера передачи после торможения автомобиля или движения его накатом

Переход от движения накатом или торможения к тяге от двигателя осуществляется на ходу, если допускаемая скорость движения не равна нулю. При этом в коробке включается передача, соответствующая скорости движения автомобиля в конце торможения или движения накатом. Номер включаемой передачи определяется следующим образом: если текущая скорость V_a становится меньше порогового значения скорости движения автомобиля после торможения или движения накатом V_{aT}^i , то номер i -й передачи в КП понижается на единицу ($i = i - 1$). Пороговая скорость V_{aT}^i определяется из выражения

$$V_{aT}^i = \omega_{M_d} \cdot r_k / u_{tr}^i.$$

Если торможение происходит до остановки автомобиля, то в КП включается передача, с которой автомобиль трогается с места в начале движения.

Передача, на которой должен двигаться автомобиль после торможения или движения накатом, включается только при выполнении условия $V_a - V_{доп} \leq |\Delta V|$ (см. рисунок 7.2).

7.8 Схема комплекса алгоритмов имитационного моделирования системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога»

Комплекс алгоритмов и программ, реализующий имитационное моделирование движения автомобиля с автоматически управляемой трансмиссией на ЭВМ, разработан в соответствии с принципом декомпозиции. В рассматриваемом случае принцип декомпозиции сводится к разбиению сложной имитационной модели системы «ВААД» на ряд компонентов (блоков) и последующей их обработке.

Структура взаимодействия алгоритмов (подпрограмм) имитационного моделирования системы «ВААД» изображена на рисунке 7.5.

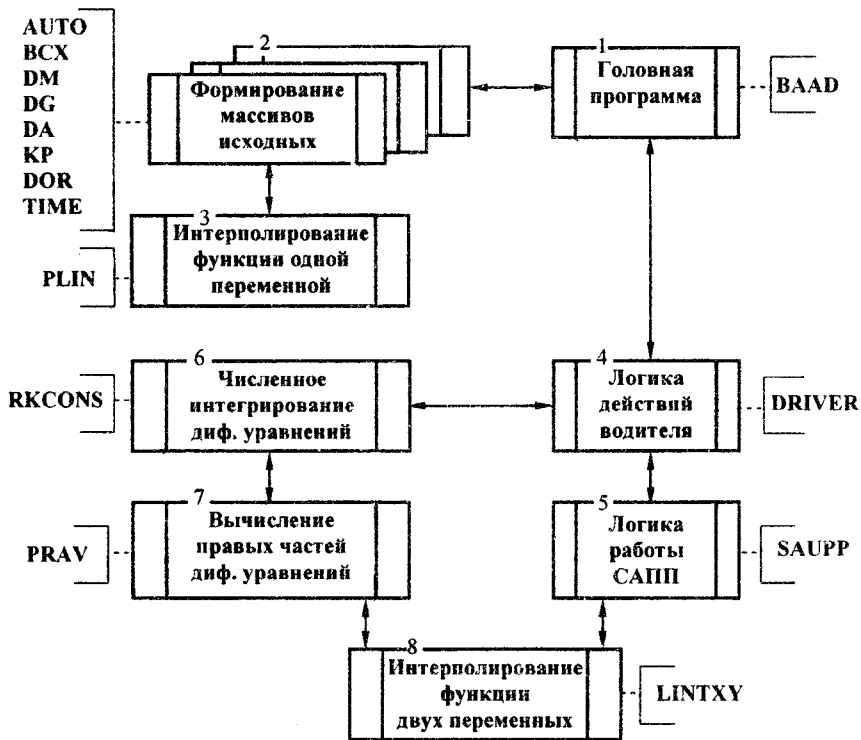


Рисунок 7.5 – Структура взаимодействия подпрограмм при моделировании системы «ВААД»

Данный комплекс, именуемый «ВААД», состоит из следующих компонентов (рисунок 7.5):

- 1) головной программы;
- 2) ввода исходных данных и формирования двумерных массивов:
 $M_d = f_1(\omega_d, \alpha_d)$, $G_T = f_2(\omega_d, M_d)$ и $\alpha_d = f_3(\omega_d, M_d)$;
- 3) линейного интерполирования функции одной переменной;
- 4) логики действий водителя по управлению скоростью движения автомобиля и расчета критерия эффективности;
- 5) логики работы САУПП по выбору направления и момента переключения передач;
- 6) численного интегрирования дифференциальных уравнений;
- 7) вычисления правых частей дифференциальных уравнений;

8) линейного интерполирования функции двух переменных по таблице с переменным шагом по каждому из аргументов.

Рядом с наименованием блока указаны имена подпрограмм, выполняющих операции, содержащиеся в данном блоке, или подпрограмм, на которые, в соответствии с принципом декомпозиции, могут быть расчленены эти операции (см. блок 2).

Из представленного выше комплекса следует выделить блоки 4, 5 и 7, т. е. подпрограммы, реализующие **логику действий водителя, логику работы САУПП и вычисления правых частей дифференциальных уравнений**. Остальные блоки, например, 3, 6 и 8, представляют стандартные процедуры математического обеспечения современных ЭВМ или включают их элементы (блок 2).

В ходе моделирования через заданные промежутки времени выводится на печать информация о текущих значениях времени T , пройденного пути S_a , скорости движения автомобиля V_a , номере включенной передачи i , касательной силе тяги F_k , суммарной силе сопротивления движению F_c , положении педали управления двигателем α_d , угловой скорости коленчатого вала ω_d и крутящем моменте двигателя M_d , часовом расходе топлива G_T и ускорении автомобиля \dot{V}_a . Кроме того, фиксируются моменты переключения передач.

После прохождения всего маршрута распечатывается общая оценка режима движения: время движения, пройденный путь, средняя скорость, число переключений передач, общий и путевой расход топлива, значение критерия эффективности.

Комплекс программ «ВААД» входит в состав блока анализа при решении задач выбора оптимальной структуры САУПП и оптимальных законов переключения передач.

7.9 Понятие о логико-динамических системах

Сложная система, которую представляет собой автомобиль, оборудованный САПП, относится к классу *логико-динамических систем*.

В математических моделях этих систем наряду с функциональными зависимостями, описываемыми числовыми функциями и дифференциальными уравнениями, между параметрами и процессами имеют место и логические связи, которые поддаются исследованию методами математической логики. Поэтому при имитационном моделировании

процесса движения автомобиля, оборудованного САПП, объединены в единый комплекс аналитические и логические зависимости.

Логические связи в имитационной модели логико-динамической системы автомобиля, оборудованного САПП, приводят к изменению самого состава дифференциальных уравнений, описывающих процесс движения автомобиля, и изменению коэффициентов уравнений.

Логические связи и переходы в логико-динамической системе влияют на протекающие в них процессы, т. е. с логическими изменениями уравнений системы меняется описание, происходящих в ней процессов и решение исходных уравнений. Поэтому имитационное моделирование различных режимов движения автомобиля, оборудованного САПП: разгон, торможение, накат, установившееся движение – приводит к получению различных решений.

Динамика процесса в таких системах получается кусочно-непрерывной. В каждой области будет свое решение, а связи между процессами в разных областях заранее не определены. Следовательно, при разработке комплекса алгоритмов имитационного моделирования системы «ВААД» требуется прежде всего найти необходимые логические связи для организации единого динамического процесса.

При имитационном моделировании движения автомобиля, оборудованного САПП, логические переходы между отдельными режимами движения автомобиля задаются алгоритмически. Они носят случайный характер и подчинены логике действий водителя по управлению скоростью движения автомобиля, которая определяется дорожными условиями, т. е. протяженностью отдельных участков типизированного маршрута, продольным профилем дороги и допустимой скоростью движения автомобиля на различных участках маршрута.

Кроме того, на последовательность расчета влияют связи, определяемые логикой работы САУПП, которую характеризует алгоритм с переменной функциональной структурой.

8 Синтез функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач

8.1 Формализация функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач

Учитывая специфику функционирования САУПП, множество вариантов структур S ($k = 127$) может быть сужено.

Сужение множества вариантов структур САУПП S производим, исходя из следующих соображений:

1) одни корректирующие информационные параметры (без операционных) не могут участвовать в организации варианта структуры САУПП, т. к. они не отражают скоростной и (или) нагрузочный режимы работы силового агрегата автомобиля и не могут самостоятельно, т. е. без помощи других ИП, формировать закон переключения передач;

2) структура САУПП, осуществляющая выбор момента переключения передач по равенству линейных ускорений автомобиля на смежных передачах, не должна предусматривать обработку таких корректирующих ИП, как ускорение \dot{V}_a или знак ускорения автомобиля $\text{sign } \dot{V}_a$, т. к. в первом случае эта коррекция закона переключения передач производится автоматически, а во втором – искажается закон переключения на смежную низшую передачу.

В результате проведения операции сужения получено фиксированное подмножество вариантов структур S , элементы которого сведены в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Отображение множества функциональных структур САУПП на множество информационных параметров

ИП s_i	V_a	ω_d	α_d	\dot{V}_a	$\text{sign } \dot{V}_a$	$\text{sign } \Delta G_T$	H_b
s_1	0	1	1	1	0	0	0
s_2	0	1	1	1	0	0	1
s_3	0	1	1	1	0	1	0
s_4	0	1	1	1	0	1	1
s_5	1	1	0	0	0	0	0

Окончание таблицы 8.1

ИП s_i	V_a	ω_d	α_d	\dot{V}_a	$\text{sign } \dot{V}_a$	$\text{sign } \Delta G_T$	H_b
s_6	1	1	0	0	0	0	1
s_7	1	1	0	0	0	1	0
s_8	1	1	0	0	0	1	1
s_9	1	1	0	0	1	0	0
s_{10}	1	1	0	0	1	0	1
s_{11}	1	1	0	0	1	1	0
s_{12}	1	1	0	0	1	1	1
s_{13}	1	1	0	1	0	0	0
s_{14}	1	1	0	1	0	0	1
s_{15}	1	1	0	1	0	1	0
s_{16}	1	1	0	1	0	1	1
s_{17}	1	1	0	1	1	0	0
s_{18}	1	1	0	1	1	0	1
s_{19}	1	1	0	1	1	1	0
s_{20}	1	1	0	1	1	1	1
s_{21}	1	1	1	0	0	0	0
s_{22}	1	1	1	0	0	0	1
s_{23}	1	1	1	0	0	1	0
s_{24}	1	1	1	0	0	1	1
s_{25}	1	1	1	0	1	0	0
s_{26}	1	1	1	0	1	0	1
s_{27}	1	1	1	0	1	1	0
s_{28}	1	1	1	0	1	1	1
s_{29}	1	1	1	1	0	0	0
s_{30}	1	1	1	1	0	0	1
s_{31}	1	1	1	1	0	1	0
s_{32}	1	1	1	1	0	1	1
s_{33}	1	1	1	1	1	0	0
s_{34}	1	1	1	1	1	0	1
s_{35}	1	1	1	1	1	1	0
s_{36}	1	1	1	1	1	1	1

Для простоты и удобства формирования с помощью ПЭВМ различных вариантов структур САУПП вводим булевы переменные – ключи (признаки) k_j , где $j = \overline{1,7}$; при этом k_j принимает значения $1 \vee 0$.

Если $k_1 = 1$, то структура САУПП предусматривает возможность выбора момента переключения передач по равенству линейных ускорений на смежных передачах; при этом анализируются такие информационные параметры, как \dot{V}_a , ω_d и α_d .

Если $k_2 = 1$, то выбор момента переключения передач производится при достижении автомобилем заданной пороговой скорости без учета загрузки двигателя. В этом случае вариант структуры САУПП предусматривает обработку таких информационных параметров, как V_a и ω_d .

Если $k_3 = 1$, то САПП вырабатывает сигнал на переключение передач по скорости автомобиля с учетом загрузки двигателя. С этой целью обрабатываются такие информационные параметры, как V_a , ω_d и α_d .

Если $k_4 = 1$, $k_5 = 1$ или $k_6 = 1$, то для коррекции законов переключения передач структурой САУПП предусматривается соответственно обработка таких информационных параметров, как \dot{V}_a , $\text{sign}\dot{V}_a$ или $\text{sign}\Delta G_T$.

При $k_7 = 1$ предусматривается анализ информационного параметра H_b , т. е. анализ организации режима движения автомобиля накатом.

Если $k_j = 0$, то ключ закрыт и соответствующие совокупности операционных или корректирующих ИП данной САУПП не обрабатываются.

С учетом вышеизложенного таблица 8.1 трансформируется в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 – Отображение множества функциональных структур САУПП на множество законов переключения передач

$k_j \backslash s_i$	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k	Законы переключения передач
s_1	1	0	0	0	0	0	0	
s_2	1	0	0	0	0	0	1	
s_3	1	0	0	0	0	1	0	
s_4	1	0	0	0	0	1	1	

Окончание таблицы 8.2

$s_i \backslash k_j$	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k	Законы переключения передач
s_5	0	1	0	0	0	0	0	
s_6	0	1	0	0	0	0	1	
s_7	0	1	0	0	0	1	0	
s_8	0	1	0	0	0	1	1	
s_9	0	1	0	0	1	0	0	
s_{10}	0	1	0	0	1	0	1	
s_{11}	0	1	0	0	1	1	0	
s_{12}	0	1	0	0	1	1	1	
s_{13}	0	1	0	1	0	0	0	
s_{14}	0	1	0	1	0	0	1	
s_{15}	0	1	0	1	0	1	0	
s_{16}	0	1	0	1	0	1	1	
s_{17}	0	1	0	1	1	0	0	
s_{18}	0	1	0	1	1	0	1	
s_{19}	0	1	0	1	1	1	0	
s_{20}	0	1	0	1	1	1	1	
s_{21}	0	0	1	0	0	0	0	
s_{22}	0	0	1	0	0	0	1	
s_{23}	0	0	1	0	0	1	0	
s_{24}	0	0	1	0	0	1	1	
s_{25}	0	0	1	0	1	0	0	
s_{26}	0	0	1	0	1	0	1	
s_{27}	0	0	1	0	1	1	0	
s_{28}	0	0	1	0	1	1	1	
s_{29}	0	0	1	1	0	0	0	
s_{30}	0	0	1	1	0	0	1	
s_{31}	0	0	1	1	0	1	0	
s_{32}	0	0	1	1	0	1	1	
s_{33}	0	0	1	1	1	0	0	
s_{34}	0	0	1	1	1	0	1	
s_{35}	0	0	1	1	1	1	0	
s_{36}	0	0	1	1	1	1	1	

8.2 Схема комплекса алгоритмов синтеза функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач

Множество вариантов функциональных структур САУПП строится с помощью булева вектора $K = (k_1, k_2, \dots, k_n)^T$.

Совокупность элементов вектора K позволяет задать необходимый закон функционирования САУПП и тем самым определить набор операционных и корректирующих информационных параметров, а следовательно, и вариант функциональной структуры проектируемой САУПП.

Вариант функциональной структуры проектируемой САУПП можно представить в виде булевой функции $S_i = f_i(K)$, $i = \overline{1, k}$, а комплекс структур S – в виде булевой матрицы, т. е. прямоугольной таблицы, элементами которой служат только нули и единицы.

Синтез оптимальной структуры САУПП производится методом направленного полного перебора на фиксированном множестве структур S .

Комплекс алгоритмов структурной оптимизации САУПП включает в себя в качестве подкомплексов алгоритмы имитационного моделирования системы «ВААД», алгоритмы формирования структур и поиска оптимальной структуры САУПП.

Схема комплекса алгоритмов синтеза структуры САУПП изображена на рисунке 8.1.

Логика алгоритма формирования структур САУПП S_i сводится к построению комбинационного автомата, задачей которого является присвоение элементам булева вектора K значений в соответствии с заданной булевой матрицей.

Комплекс алгоритмов синтеза структуры САУПП представлен в виде пакета прикладных программ **СТРУКТ**. Данный пакет может быть реализован в виде программной системы, в состав которой входят: управляющие программы подсистем, монитор ввода исходных данных, имитационные модели движения автомобиля с различными видами автоматически управляемых трансмиссий и подпрограмм моделей различных типизированных маршрутов.

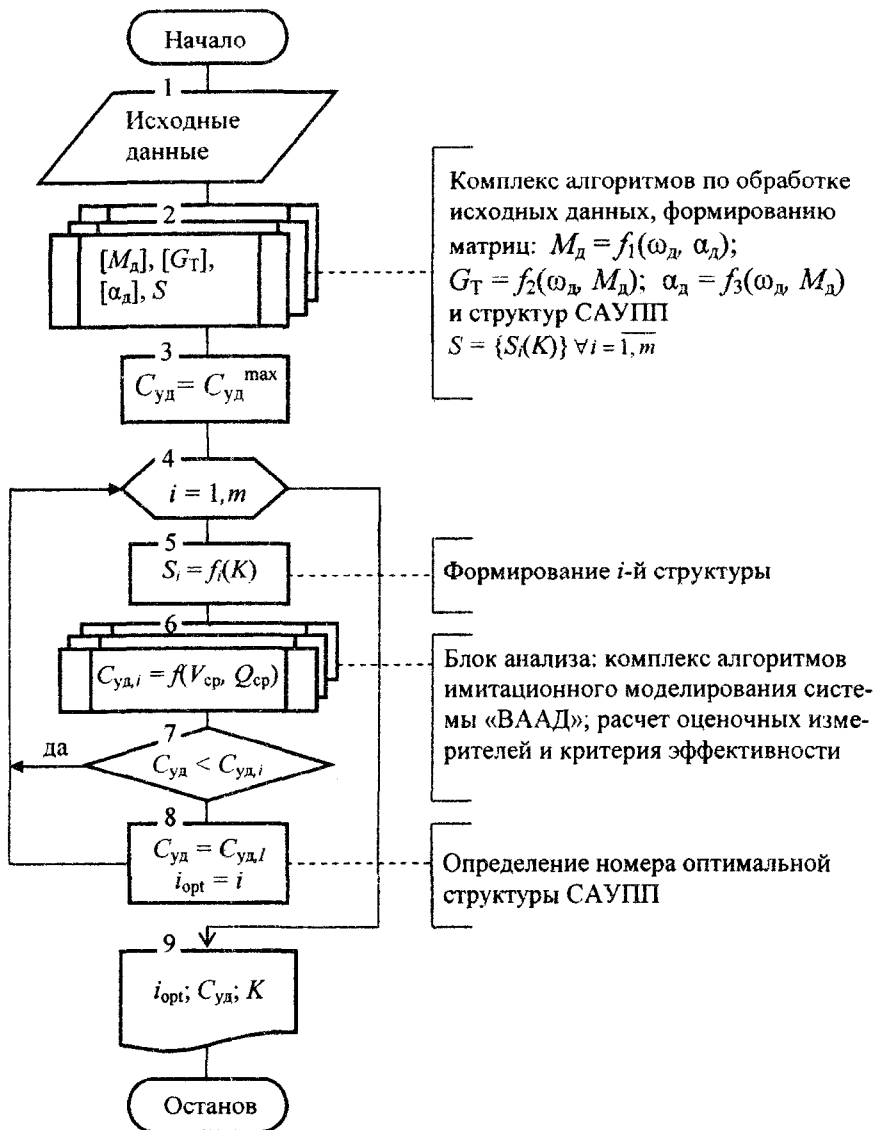


Рисунок 8.2 – Схема комплекса алгоритмов синтеза функциональной структуры САУПП

Синтез структуры ведется в интерактивном (диалоговом) режиме работы с ПЭВМ. В режиме диалога проектировщик в зависимости от

назначения транспортного средства, оборудованного САПП, производит коммутацию соответствующих компонентов из комплекса программ имитационного моделирования движения автомобиля, а также требуемых типизированных маршрутов и внешних воздействий.

Поиск оптимальной функциональной структуры проектируемой САУПП сводится к следующей итерационной процедуре. Вначале задаются предварительные законы переключения на смежную низшую и высшую передачи.

При этом для структур $S_5 \dots S_{20}$ в качестве угловой скорости двигателя, при которой производится переключение на смежную высшую передачу, задается скорость, близкая к угловой скорости двигателя при максимальной мощности, а на смежную низшую – при максимальном крутящем моменте.

Для структур $S_{21} \dots S_{35}$ предварительный закон переключения передач строится по данным результатов испытаний АТС при управлении ими опытным водителем. Затем с помощью структурной оптимизации выявляются наиболее перспективные структуры, для каждой из которых оптимизируется закон переключения передач. Синтез структуры продолжается до тех пор, пока не определится среди них оптимальная.

С целью выявления влияния сложности и длины типизированного маршрута на результаты оптимизации функциональной структуры проектируемой САУПП имитационное моделирование движения АТС проводилось на маршрутах I, II и III технических категорий протяженностью 15, 20, 30 и 40 км каждый.

Результаты машинного эксперимента показали, что варьирование в указанных пределах протяженностью маршрутов, а также их сложностью, приводят к изменению абсолютных значений оценочных измерителей и критерия эффективности, но не влияют на относительные значения последних и, следовательно, на выбор оптимальной структуры.

Доказательством корректности имитационной модели может служить совпадение результатов моделирования и дорожных испытаний АТС. В этом случае проверяется как правильность математического описания исследуемых процессов, так и точность их моделирования на ПЭВМ.

С целью повышения объективности выбора получаемых при оптимизации по критерию эффективности $C_{уд}$ вариантов функцио-

нальной структуры САУПП последние дополнительно должны оцениваться следующими измерителями: средней технической скоростью движения, средним расходом топлива $Q_{\text{ср}}$, удельной производительностью $W_{\text{уд}}$. Удельная производительность АТС $W_{\text{уд}}$ представляет собой отношение теоретической производительности к среднему расходу топлива и имеет размерность $\text{т}\cdot\text{км}^2/(0,01 \text{ л}\cdot\text{ч})$ для грузового автомобиля (автопоезда) или $10 \text{ пасс}\cdot\text{км}^2/(0,01 \text{ л}\cdot\text{ч})$ для автобуса:

$$W_{\text{уд}} = m_n \cdot V_{\text{ср}} / Q_{\text{ср}}$$

9 Подготовка к решению задачи синтеза законов переключения передач системы автоматического управления переключением передач

9.1 Выбор критерия эффективности при оптимизации закона переключения передач

Задача синтеза закона переключения передач (ЗПП) относится к задаче выбора оптимальных характеристик и алгоритмов функционирования САПП и решается с помощью параметрической оптимизации.

От правильного выбора ЗПП зависит эффективность работы автомобиля, которая оценивается тремя показателями: себестоимостью перевозок, производительностью и безопасностью движения.

Себестоимость перевозок при эксплуатации автомобиля определяется по выражению

$$C_{\text{эк}} = Z_{\text{эк}} / W_{\text{а}}$$

Все эксплуатационные затраты $Z_{\text{эк}}$ принято делить на переменные, зависящие от пробега автомобиля (затраты на горючесмазочные и другие эксплуатационные материалы, техническое обслуживание и ремонт, часть амортизационных отчислений на капитальный ремонт) и постоянные, независящие от пробега (накладные расходы, амортизационные отчисления на реновацию), и заработную плату водителей.

Если не учитывать дорожную составляющую, то формула себестоимости за один час работы автомобиля запишется в виде

$$C_{\text{эк}} = (Z_{\text{пер}} \cdot V_{\text{ср}} + Z_{\text{пос}}) / W_{\text{а}},$$

где $Z_{\text{пер}}$ – переменные расходы, руб./км;

$V_{\text{ср}}$ – средняя техническая скорость автомобиля, км/ч;

$Z_{\text{пос}}$ – постоянные расходы, руб./км.

Затраты на топливо в рублях, отнесенные к 1 км пробега, определяют по формуле

$$Z_{\text{T}} = 0,01 \cdot Q_{\text{ср}} \cdot Ц_{\text{T}},$$

где $Q_{\text{ср}}$ – средний расход топлива, л/100 км;

$Ц_{\text{T}}$ – стоимость одного литра топлива в отпускных ценах, руб./л.

Тогда выражение для определения $C_{\text{эк}}$ примет вид

$$C_{\text{эк}} = [(Z_{\text{пер.1}} + 0,01 \cdot Q_{\text{ср}} \cdot Ц_{\text{T}}) \cdot V_{\text{ср}} + Z_{\text{пос}}] / W_{\text{а}},$$

где $Z_{\text{пер.1}} = Z_{\text{пер}} - Z_{\text{T}}$.

В качестве переменных затрат $Z_{\text{пер}}$ обычно принимают затраты на масла и другие эксплуатационные материалы $Z_{\text{м}}$, на техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонты $Z_{\text{о.р}}$, на обслуживание и ремонт шин $Z_{\text{ш}}$ и амортизационные отчисления $Z_{\text{а}}$; а в качестве постоянных затрат $Z_{\text{пос}}$ – затраты на заработную плату водителя с начислениями $Z_{\text{з.п}}$ и накладные расходы $Z_{\text{н.р}}$, т. е.

$$Z_{\text{пер}} = Z_{\text{м}} + Z_{\text{о.р}} + Z_{\text{ш}} + Z_{\text{а}},$$

$$\text{а } Z_{\text{пос}} = Z_{\text{з.п}} + Z_{\text{н.р}}.$$

Себестоимость перевозок включает в себя производительность АТС $W_{\text{а}}$, учитывает среднюю скорость движения автомобиля $V_{\text{ср}}$ и расход топлива $Q_{\text{ср}}$. Этот комплексный показатель наиболее полно характеризует эффективность работы автомобиля. Поэтому при оптимизации ЗПП в качестве критерия эффективности принимается себестоимость транспортной работы, произведенной автомобилем.

Следовательно, оптимальным считается ЗПП, обеспечивающий при прочих равных условиях минимальную себестоимость перевозок.

Что касается такого показателя эффективности использования автомобиля, как безопасность движения, то выбор момента переключения с безопасностью движения непосредственно не связан и в критерий эффективности не включается. Однако известно, что САУ силовым агрегатом автомобиля, обеспечивая простоту и легкость управления последним, снижает утомляемость водителя и, следовательно, с ее введением безопасность движения повышается.

9.2 Выбор управляемых параметров при оптимизации закона переключения передач

Закон переключения передач характеризует связь между информационными параметрами и определяется функциональной структурой САПП.

В общем виде ЗПП представляется зависимостью скорости автомобиля или угловой скорости коленчатого вала двигателя, при которой должно происходить переключение на смежную передачу, от компонентов оптимального вектора информационных параметров U^* , принадлежащих оптимальной структуре S^* :

$$\omega_{д}^{H(B)} = [a_1^{H(B)} + \sum_{i=2}^n \sum_{l=1}^m a_i^{H(B)} \cdot u_l^* + \sum_{i=n+1}^q \sum_{l=1}^m a_i^{H(B)} \cdot (u_l^*)^2] \cdot \prod_{j=1}^z v_j,$$

где a_i^H и a_i^B – коэффициенты многочленов, описывающих ЗПП при переключении соответственно на смежную низшую и высшую передачи ($i = \overline{1, q}$; $q > n$);

U_l^* – операционные ИП оптимальной структуры s^* ($l = \overline{1, m}$; $m < q$);

v_j – функции корректирующих информационных параметров ($j = \overline{1, z}$; $j \notin m$).

Например, если в качестве корректирующего ИП используется ускорение поступательно движущейся массы автомобиля \dot{V}_a , то функция v_1 имеет следующий вид:

$$v_1 = 1 - a_{q+1}^{H(B)} \cdot \dot{V}_a.$$

В частном случае, с учетом последнего выражения, закон переключения передач будет иметь вид

$$\omega_d^{H(B)} = [a_1^{H(B)} + a_2^{H(B)} \cdot \alpha_d + a_3^{H(B)} \cdot \alpha_d^2] \cdot (1 - a_4^{H(B)} \cdot \dot{V}_a).$$

Здесь коэффициенты $a_1^{H(B)}$, $a_2^{H(B)}$, $a_3^{H(B)}$ и $a_4^{H(B)}$ определяют вид закона переключения передач в пространстве информационных параметров и принимаются в качестве управляемых параметров.

Достижение автомобилем пороговой скорости $V_a^{H(B)} = \omega_d^{H(B)} \cdot r_k / u_{тр,i}$ является необходимым, но не достаточным условием для формирования сигнала на переключение передач. В случае, если $V_a = V_a^{H(B)}$ данный сигнал формируется лишь при отсутствии условий и ограничений, запрещающих переключение. Например, переключение на смежную высшую передачу целесообразно производить при $V_a \geq V_a^B$ только, если $\dot{V}_a > 0$ и $\alpha_d \geq \alpha_{d\min}$, где $\alpha_{d\min}$ – минимальное значение положения рычага регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя, при котором целесообразно производить переключение передач.

9.3 Выбор начального приближения и области поиска при оптимизации законов переключения передач

Для выбора начального приближения оптимизируемых ЗПП необходимо определить начальные значения коэффициентов $a_1^{H(B)}$, $a_2^{H(B)}$ и $a_3^{H(B)}$ многочленов, аппроксимирующих законы переключения передач:

$$\omega_d^B = a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_d + a_3^B \cdot \alpha_d^2;$$

$$\omega_d^H = a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_d + a_3^H \cdot \alpha_d^2.$$

С этой целью принимаем, что при $\alpha_d = 0\%$ $a_1^B = a_1^H = \omega_{d\min}$,

где $\omega_{д\ min}$ – минимальная устойчивая угловая скорость двигателя, рад/с; а при $\alpha_{д} = 100\ %$ сумма $a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_{д} + a_3^B \cdot \alpha_{д}^2 \leq \omega_P$, где ω_P – угловая скорость двигателя при максимальной мощности, рад/с; а сумма $a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_{д} + a_3^H \cdot \alpha_{д}^2 \geq \omega_M$, где ω_M – угловая скорость при максимальном крутящем моменте двигателя, рад/с.

Далее, пренебрегая третьим членом в вышеуказанных неравенствах, вследствие его малости, можно записать, что при $\alpha_{д} = 100\ %$ $a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_{д} = \omega_P$, а $a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_{д} = \omega_M$; отсюда: $a_2^B = 0,01 \cdot (\omega_P - \omega_{д\ min})$, а $a_2^H = 0,01 \cdot (\omega_M - \omega_{д\ min})$.

В качестве области поиска при оптимизации закона переключения передач выбираем площадь, заключенную под кривой внешней скоростной характеристики двигателя в зоне его устойчивой работы.

9.4 Выбор точности поиска при оптимизации законов переключения передач

Точность поиска оптимума определяется областью изменения значений критерия эффективности вблизи точки оптимума и этапом проектирования. Данная область задается безразмерной величиной β_c .

Решая задачу выбора оптимального закона переключения передач принимаем на стадии технического проектирования САУПП $\beta_c = 0,05$.

9.5 Выбор метода поиска оптимума при оптимизации законов переключения передач

Автомобиль, оборудованный САПП, как и любая другая транспортная машина, подвержен случайным дорожным возмущениям. Критерий эффективности, оценивающий качество работы САУПП и автомобиля в целом, вычисляется как стохастическая оценка некоторого функционала от выходных координат, являющихся случайными процессами. Вследствие этого критерий эффективности будет случайной величиной.

Одним из способов учета недетерминированного характера процессов является использование методов стохастического программирования. Численные методы стохастического программирования

не требуют знания законов распределения случайных параметров; для их применения достаточно иметь имитационную модель, позволяющую наблюдать значения случайных параметров. Поэтому при проектировании САУПП целесообразно пользоваться поисковыми алгоритмами стохастической оптимизации, основанными на итеративных методах квазиградиентного типа.

Кроме того, при практическом использовании оптимизационных моделей главным является наличие хорошо алгоритмизуемых вычислительных методов, позволяющих за приемлемое время найти оптимальное решение задачи.

Машинное время, затрачиваемое на поиск оптимума, складывается из времени выполнения на каждой итерации арифметических операций τ_1 , требуемых алгоритмом, и времени вычисления значения целевой функции τ_2 . В задачах синтеза параметров и алгоритмов работы САУПП $\tau_2 \gg \tau_1$. Поэтому в качестве оценки эффективности алгоритма оптимизации в данном случае принимается суммарное число вычислений целевой функции, необходимое для нахождения точки оптимума.

Имеющиеся данные по сравнению различных алгоритмов оптимизации не позволяют априори утверждать, что один из методов лучше другого; более того, эти данные часто противоречивы. Это не случайно – каждый алгоритм оптимален для определенного вида целевых функций.

Практика показала, что с точки зрения времени поиска оптимума при решении задач проектирования САУПП наиболее эффективным является алгоритм оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью.

Алгоритм оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью задается рекуррентной формулой:

$$x_i[k+1] = x_i[k] - \gamma[m] \cdot \mu_i \cdot \text{sign}(\tilde{\nabla}_i \varphi), I = \overline{1, q};$$

$$k = 0, 1, 2, \dots; m = 2, 3, 4, \dots,$$

где x_i – i -й оптимизируемый параметр;

k – номер итерации в процессе поиска;

$\gamma[m]$ – m -е значение коэффициента рабочего шага поиска:

$$\gamma[m] = \gamma_0 / m^\alpha; \quad 0,75 \leq \alpha \leq 1,$$

γ_0 – начальное значение коэффициента рабочего шага поиска;
 m – номер изменения направления поиска;
 μ_i – масштабный коэффициент:

$$\mu_i = (x_{i \max} - x_{i \min}) / b_i,$$

$x_{i \max}$ и $x_{i \min}$ – ограничения сверху и снизу на i -й оптимизируемый параметр;
 b_i – постоянный коэффициент для i -го оптимизируемого параметра;

$$\text{sign}(\tilde{\nabla}_i \varphi) = \begin{cases} +1 & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi > 0; \\ 0 & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi = 0; \\ -1 & \text{при } \tilde{\nabla}_i \varphi < 0, \end{cases}$$

$\tilde{\nabla}_i \varphi$ – оценка градиента критерия эффективности (набла фи);
 q – размерность вектора оптимизируемых параметров;
 i – номер компонента вектора оптимизируемых параметров.
 В общем случае градиент целевой функции $\text{grad } \varphi(X)$ равен:

$$\nabla_i \varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial x_i}, \quad i = \overline{1, q}; \quad \text{т. е. это частная производная от целевой функции по } i\text{-му управляемому параметру.}$$

В решаемой задаче получить градиент целевой функции от оптимизируемых параметров в явном виде невозможно. Поэтому пользуемся оценкой целевой функции, которая вычисляется по следующему алгоритму:

$$\tilde{\nabla}_i \varphi = (\varphi_{i+} - \varphi_{i-}) / 2\rho_i, \quad i = \overline{1, q},$$

где $\varphi_{i+} = \varphi(x_1, \dots, x_{i-1}, x_i + \rho_i, x_{i+1}, \dots, x_q)$;
 $\varphi_{i-} = \varphi(x_1, \dots, x_{i-1}, x_i - \rho_i, x_{i+1}, \dots, x_q)$;
 ρ_i – пробный шаг поиска.

Поиск вдали от оптимума должен вестись большими шагами, а вблизи – малыми. Для ускорения сходимости длина шага уменьшается только при изменении направления поиска (рисунок 9.1).

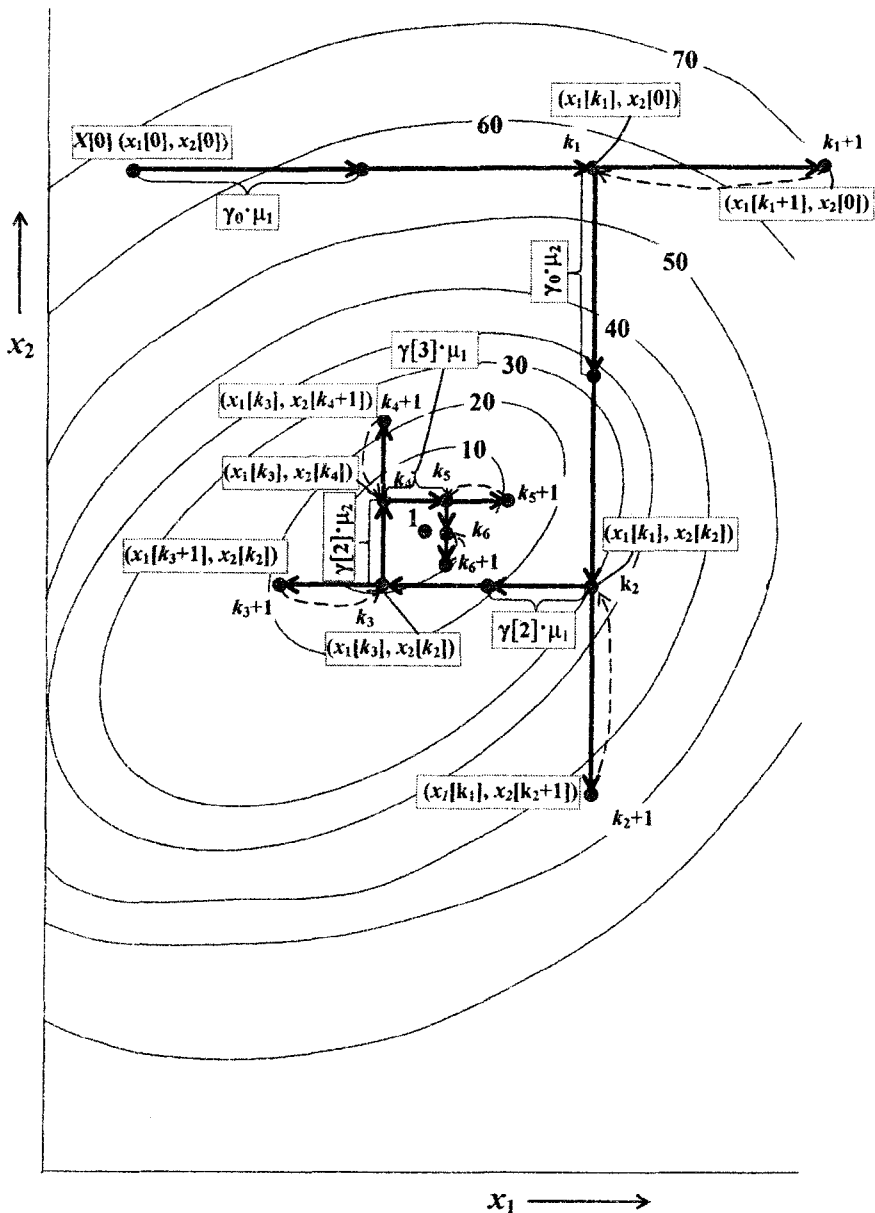


Рисунок 9.1 – Схема работы алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации

Данный алгоритм стохастической аппроксимации работает следующим образом (для простоты рассмотрен случай оптимизации по двум параметрам).

Значения ρ_i задаются только один раз для выбора направления поиска при первой итерации. Поиск начинается из точки $X[0]$ с координатами $(x_1[0], x_2[0])$. В точке начального приближения $X[0]$ определяются оценки градиента критерия эффективности $\tilde{\nabla}_i \varphi[0]$ для всех управляемых (оптимизируемых) параметров, где $i = \overline{1, q}$. Учитывая только знак $\tilde{\nabla}_i \varphi[0]$ движение в направлении, противоположном заданному, продолжается до тех пор, пока убывает критерий эффективности (при этом $x_2[0] = \text{const}$). Предположим, что k_1 -й шаг поиска приводит в точку с координатами $(x_1[k_1], x_2[0])$. Следующий шаг приводит в точку $k_1 + 1$ с координатами $(x_1[k_1 + 1], x_2[0])$, для которой критерий эффективности $\varphi(x_1[k_1 + 1], x_2[0]) \geq \varphi(x_1[k_1], x_2[0])$. В этом случае принимается, что $x_1[k_1] = \tilde{x}_1^*$, где \tilde{x}_1^* – квазиоптимальное значение параметра x_1 .

Далее, не изменяя значение коэффициента рабочего шага поиска γ_0 , начинается движение из точки с координатами $(x_1[k_1], x_2[0])$ в направлении противоположном тому, которое соответствует знаку $\tilde{\nabla}_2 \varphi[0]$. При этом $\tilde{x}_1^*[k_1] = \text{const}$. Затем отыскивается квазиоптимальное значение \tilde{x}_2^* для x_2 .

Допустим, что на некотором $[k_2 + 1]$ -м шаге поиска $\varphi(x_1[k_1], x_2[k_2 + 1]) \geq \varphi(x_1[k_1], x_2[k_2])$. Тогда принимается $x_2[k_2] = \tilde{x}_2^*$, где \tilde{x}_2^* – квазиоптимальное значение параметра x_2 . Только теперь, когда все управляемые параметры были определены с учетом начального значения коэффициента рабочего шага поиска γ_0 , изменяется направление поиска, т. е. $m = 2$, и уменьшается начальное значение коэффициента рабочего шага поиска: $\gamma[2] = \gamma_0 / 2^n$.

Новые значения оценок градиента критерия эффективности в точке k_2 не вычисляются, а изменяется только их знак на противоположный. При этом, в частности, $\tilde{\nabla}_1 \varphi[k_2] = -\tilde{\nabla}_1 \varphi[0]$.

Поиск продолжается из точки с координатами $(x_1[k_1], x_2[k_2])$ с коэффициентом рабочего шага $\gamma[2]$.

Далее, принимая $\tilde{x}_2^*[k_2] = \text{const}$, ведется поиск следующего приближения \tilde{x}_1^* по рекуррентной формуле алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации.

Пусть в точке с координатами $(x_1[k_3 + 1], x_2[k_2])$ значение критерия эффективности ухудшается по сравнению с предыдущей точкой $(x_1[k_3], x_2[k_2])$. Тогда значение первого параметра в точке с координатами $(x_1[k_3], x_2[k_2])$ принимается за квазиоптимальное, т. е. $x_1[k_3] = \tilde{x}_1^*$. Не изменяя значение коэффициента рабочего шага поиска $\gamma[2]$, начинается движение из точки k_3 в направлении, противоположном тому, которое соответствует знаку $\tilde{\nabla}_2 \varphi[k_1]$, т. е. $\tilde{\nabla}_2 \varphi[k_3] = -\tilde{\nabla}_2 \varphi[k_1]$. При этом $\tilde{x}_1^*[k_3] = \text{const}$. Затем отыскивается новое квазиоптимальное значение \tilde{x}_2^* для x_2 .

Допустим в точке $k_4 + 1$ с координатами $(x_1[k_3], x_2[k_4 + 1])$ на $[k_4 + 1]$ -м шаге поиска $\varphi(x_1[k_3], x_2[k_4 + 1]) \geq \varphi(x_1[k_3], x_2[k_4])$. В этом случае значение управляемого параметра $x_2[k_4]$ принимается за квазиоптимальное, т. е. $x_2[k_4] = \tilde{x}_2^*$ и опять сокращается коэффициент рабочего шага поиска: $\gamma[3] = \gamma_0/3^a$.

Новые значения оценок градиента критерия эффективности в точке k_4 не вычисляются, а изменяется только их знак на противоположный. При этом, в частности, $\tilde{\nabla}_1 \varphi[k_4] = -\tilde{\nabla}_1 \varphi[k_2]$.

Таким образом, идея данного метода оптимизации заключается в последовательном изменении каждого компонента вектора управляемых (оптимизируемых) параметров. Вдоль каждого координатного направления ведется линейный поиск и найденная точка линейного минимума принимается за исходную для следующей итерации; вдоль нового координатного направления также проводится линейный поиск, найденная точка линейного минимума принимается за исходную, и вся процедура повторяется.

Если значение какого-либо из компонентов x_i вектора оптимизируемых параметров X выходит за допустимые границы, т. е. если $x_{i \min} \leq x_i \leq x_{i \max}$, то этому компоненту присваивается граничное значение:

$$x_i = \begin{cases} x_{i \max}, & \text{если } x_i > x_{i \max}; \\ x_{i \min}, & \text{если } x_i < x_{i \min}. \end{cases}$$

Это позволяет вести поиск вдоль границы области параметров при нарушении ограничений. Кроме того, в данном алгоритме оптимизации переход к поиску наилучшего значения последующего параметра \tilde{x}_{i+1}^* , проводится после нахождения не оптимального значения предыдущего параметра x_i^* , а после нахождения так называемого квазиоптимального значения \tilde{x}_i^* , что значительно сокращает время поиска оптимума критерия эффективности.

9.6 Выбор условий прекращения поиска оптимума при оптимизации законов переключения передач

Условиями прекращения поиска оптимума при оптимизации ЗПП являются:

- 1) степень уменьшения коэффициента рабочего шага поиска по сравнению с первоначально принятым: $\gamma[m] / \gamma_0 < \varepsilon$, где $\varepsilon < 0,05$;
- 2) число следующих подряд неудачных шагов поиска k_n , т. е. шагов поиска, при совершении которых выполняется условие $\varphi(X[k+1]) > \varphi(X[k])$.

Процесс поиска оптимума прекращается при выполнении любого из двух вышеуказанных условий, и значения элементов вектора X , полученные на этом шаге, принимаются в качестве оптимальных.

9.7 Схема алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью

Схема алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью соответствует описанию, приведенному в пункте 9.5, и изображена на рисунке 9.2. Здесь значение булевой переменной KL определяет момент перехода к варьированию следующего оптимизируемого параметра при нарушении граничных условий предыдущим параметром.



Рисунок 9.2 – Схема алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью (начало, окончание см. на с. 101)

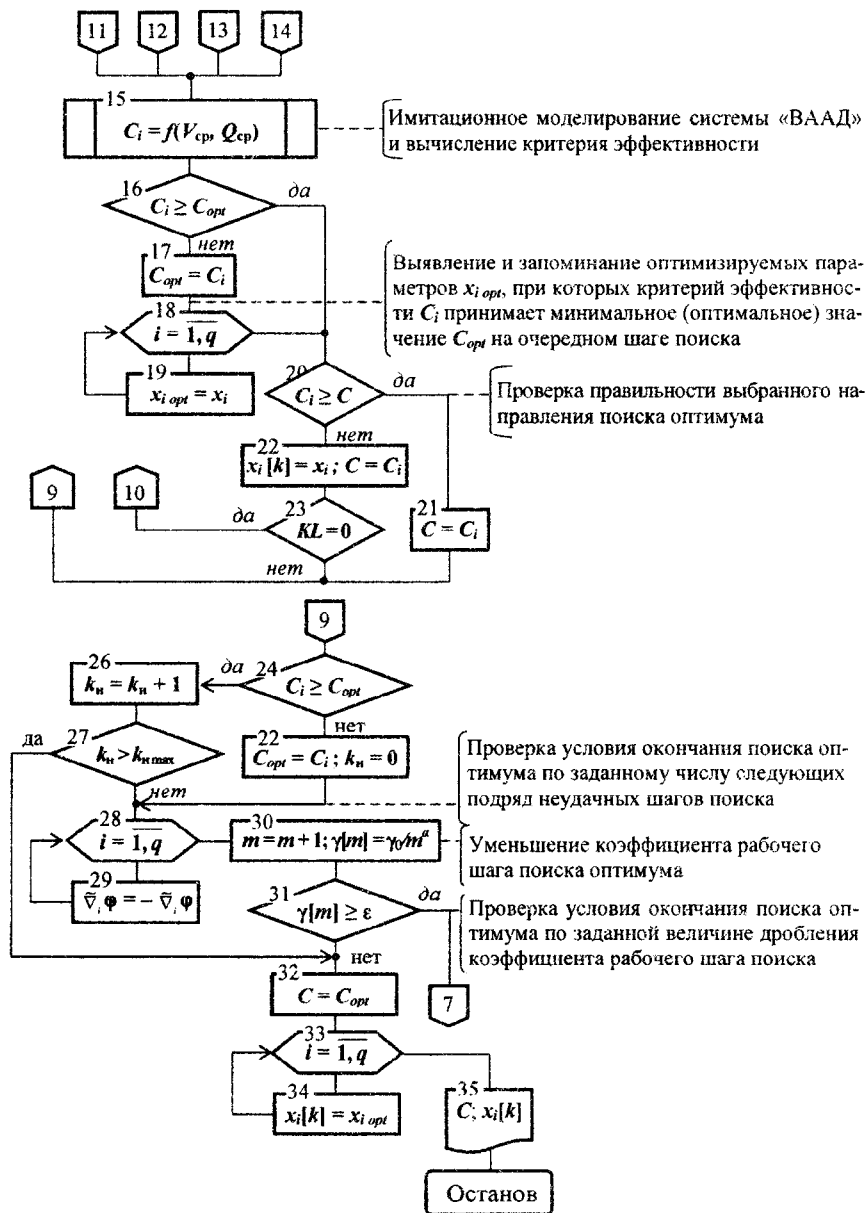


Рисунок 9.2 – Окончание (начало см. на с. 100)

Схема алгоритма вычисления компонентов вектора оценки градиента изображена на рисунке 9.3. Значение булевой переменной $KP = 1$ позволяет вычислять компоненты вектора оценки градиента с использованием односторонней пробы; при этом другая проба совмещается с исходным состоянием компонентов вектора оптимизируемых параметров X .

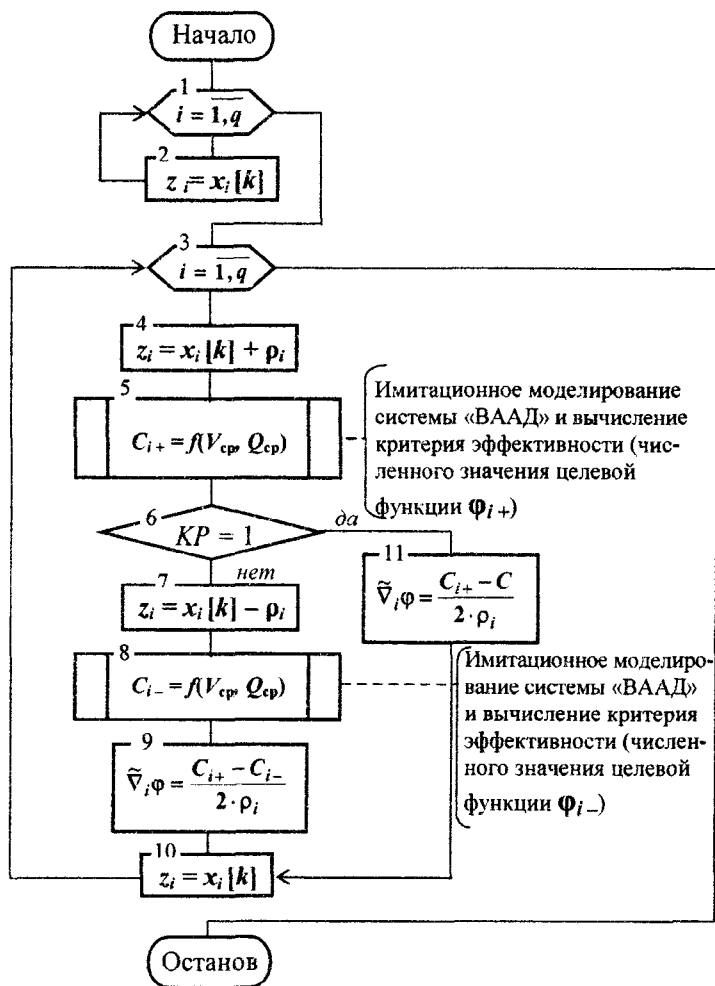


Рисунок 9.3 – Схема алгоритма вычисления компонентов вектора оценки градиента целевой функции

10 Инструмент для решения задачи синтеза законов переключения передач

Структура взаимодействия алгоритмов (подпрограмм) при синтезе законов переключения передач изображена на рисунке 10.1.

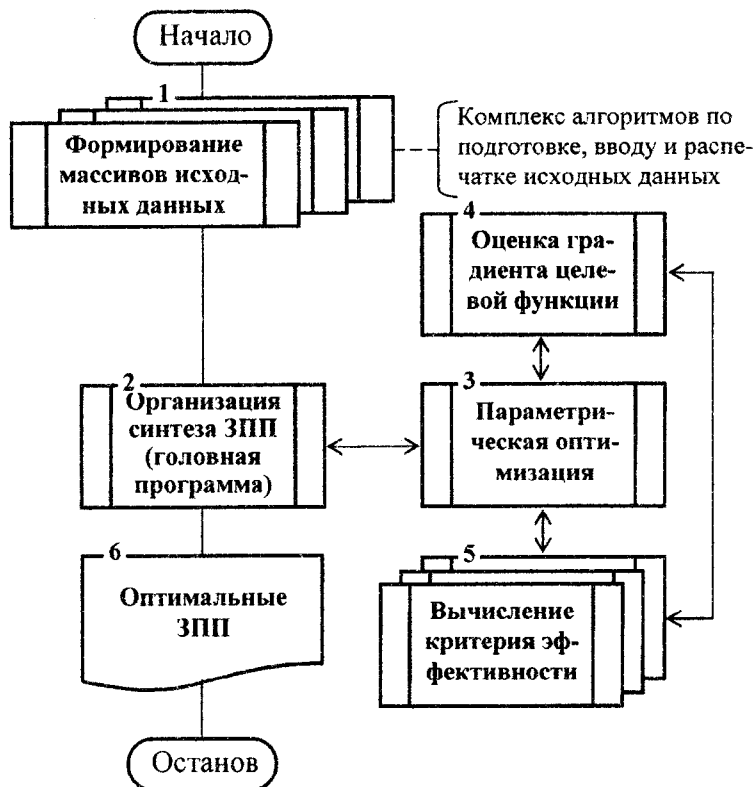


Рисунок 10.1 – Структура взаимодействия алгоритмов и подпрограмм при синтезе законов переключения передач

Комплекс алгоритмов и подпрограмм синтеза законов переключения передач включает в качестве составляющих следующие компоненты:

1) подготовка, ввод и распечатка исходных данных, необходимых для решения задачи параметрической оптимизации ЗПП, в том числе

программное формирование матриц крутящего момента двигателя, часового расхода топлива и положения педали управления двигателем;

2) организация работы комплекса подпрограмм синтеза ЗПП и задание начальных значений оптимизируемым параметрам;

3) параметрическая оптимизация коэффициентов, определяющих вид ЗПП;

4) вычисление оценок градиента целевой функции по каждому из управляемых параметров при оптимизации ЗПП;

5) комплекс алгоритмов (подпрограмм) имитационного моделирования системы «ВААД» и расчет критерия эффективности;

6) вывод на печать параметров, характеризующих тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля, а также вид оптимальных законов переключения передач.

При решении задачи оптимизации ЗПП значения пороговых скоростей, т. е. скоростей при достижении которых подается сигнал на переключение передач, приводятся к коленчатому валу двигателя. В этом случае закон переключения на смежную высшую передачу определяется полиномом вида

$$\omega_{д}^B = a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_{д} + a_3^B \cdot \alpha^2,$$

а закон переключения на смежную низшую передачу:

$$\omega_{д}^H = a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_{д} + a_3^H \cdot \alpha^2.$$

Оптимизация проводится по 6 параметрам: $a_1^B, a_2^B, a_3^B, a_1^H, a_2^H$ и a_3^H .

Ограничения, накладываемые на оптимизируемые параметры, имеют вид

$$a_{i\min}^B \leq a_i^B \leq a_{i\max}^B; a_{i\min}^H \leq a_i^H \leq a_{i\max}^H \quad \forall i = \overline{1, 3}.$$

Начальные и граничные значения оптимизируемых параметров, величины пробных шагов поиска, константы для расчета масштабных коэффициентов оптимизируемых параметров, начальное значение коэффициента рабочего шага поиска, константы окончания процесса оптимизации по числу неудачных шагов поиска и степени уменьшения коэффициента рабочего шага поиска по сравнению с

первоначально принятым, а также другие, необходимые для решения задачи выбора оптимальных ЗПП данные, подготавливаются пользователем и вводятся в качестве исходных.

В качестве критерия эффективности при оптимизации ЗПП, кроме себестоимости перевозок $C_{эк}$, следует задавать средний путевой расход топлива $Q_{ср}$ или среднюю техническую скорость на маршруте $V_{ср}$. Законы переключения передач, полученные в результате минимизации $Q_{ср}$, определяем как *экономические*, а законы переключения передач, полученные в результате максимизации $V_{ср}$ – как *динамические*.

Заключение

В рассмотренном учебно-методическом пособии изложены основы проектирования САУ агрегатами транспортного средства.

Проектирование САУ агрегатами автомобиля, несмотря на специфику работы каждой из автоматических систем, имеет при их создании ряд общих черт, которые приводят к выполнению идентичных этапов: созданию схемы расчетной динамической системы объекта, на который устанавливается автоматическая система управления; математическому описанию динамики ее работы; синтезу структуры и синтезу алгоритмов функционирования САУ.

Все вышеперечисленные этапы проектирования САУ присущи и этапам разработки САУПП, часть из которых детально разбирается в пособии.

Синтез функциональной структуры САУПП и алгоритмов ее работы представляют собой задачи оптимального проектирования.

В пособии подробно рассмотрены этапы подготовки задачи оптимизации к решению и один из перспективных методов оптимизации, используемых при проектировании САУ рабочими процессами автомобиля, метод стохастической аппроксимации.

Процесс оптимизации формализован и подготовлен к его решению на ЭВМ.

Список источников

- 1 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.zf.com.
- 2 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.volvo.com.
- 3 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.scania.com.
- 4 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.mercedes-benz.ru.
- 5 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.eaton.com.
- 6 Интернет ресурс. – Режим доступа: www.iveco.com.
- 7 Руктешель, О.С. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2010. – 50 с.

Оглавление

Введение.	3
1 Необходимость и задачи автоматизации управления силовым агрегатом автотранспортных средств.	5
2 Краткий обзор современных автоматизированных механических ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей.	8
2.1 Фирма ZF (Zahnradfabrik Friedrichshafen AG) (Германия).	9
2.2 Фирма Volvo (Швеция).	13
2.3 Фирма Scania (Швеция).	13
2.4 Фирма Mercedes-Benz (Германия).	14
2.5 Фирма EATON (США).	16
2.6 Фирма IVECO (Италия).	18
3 Этапы и особенности проектирования системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля.	19
4 Системный подход к оптимальному проектированию системы автоматического управления переключением передач.	21
4.1 Многоуровневое иерархическое представление системы автоматического переключения передач.	22
4.2 Математические модели при проектировании системы автоматического управления переключением передач.	25
4.2.1 Назначение и виды математических моделей.	25
4.2.2 Этапы имитационного моделирования.	27
4.2.3 Необходимость совместного использования имитационных и оптимизационных моделей.	28
4.3 Схема оптимального проектирования систем автоматического управления агрегатами автомобиля.	28
5 Подготовка к решению задач оптимизации при проектировании системы автоматического управления переключением передач автомобиля.	31
5.1 Понятие о целевой функции.	31
5.2 Математическая модель объекта оптимизации.	31
5.3 Общий вид описания задачи оптимизации и этапы подготовки ее к решению.	32
5.3.1 Выбор критерия эффективности.	33
5.3.2 Выбор управляемых параметров.	34
5.3.3 Выбор начального приближения.	35
5.3.4 Выбор области поиска оптимизации.	35

5.3.5	Выбор точности поиска оптимума.	36
5.3.6	Выбор метода оптимизации.	36
5.3.7	Выбор условий прекращения поиска.	39
5.4	Схема общего решения задачи оптимизации.	40
6	Постановка задачи синтеза функциональной структуры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля.	41
6.1	Понятие о структуре системы автоматического управления и ее синтезе.	41
6.2	Информационные параметры системы автоматического управления переключением передач и их классификация.	41
6.3	Критерий эффективности при структурной оптимизации системы автоматического управления переключением передач.	47
6.4	Теоретические предпосылки к построению элементов вектора функциональных структур системы автоматического управления переключением передач.	51
7	Подготовка к решению задачи синтеза функциональной структуры системы автоматического управления агрегатами автомобиля с помощью имитационного моделирования системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога».	55
7.1	Требования к имитационной модели системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога»	55
7.2	Схема динамической системы и уравнения движения автомобиля с механической трансмиссией.	56
7.3	Внешние силы, учитываемые при разработке имитационной модели движения автомобиля.	58
7.4	Краткая характеристика типизированных маршрутов.	65
7.5	Определение параметров, необходимых для расчета критерия эффективности.	67
7.6	Алгоритм логики действий водителя по управлению скоростью движения автомобиля.	68
7.7	Алгоритмы логики работы системы автоматического управления переключением передач.	71
7.7.1	Алгоритмы логики работы однокоординатных системы автоматического управления переключением передач.	71

7.7.2	Алгоритм логики работы двухкоординатной системы автоматического управления переключением передач.	73
7.7.3	Алгоритм логики работы трехкоординатной системы автоматического управления переключением передач.	76
7.7.4	Информационные параметры, корректирующие выбор момента переключения передач.	78
7.7.5	Выбор номера передачи после торможения автомобиля или движения его накатом.	79
7.8	Схема комплекса алгоритмов имитационного моделирования системы «водитель–автоматическая система переключения передач–автомобиль–дорога».	79
7.9	Понятие о логико-динамических системах.	81
8	Синтез функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач.	83
8.1	Формализация функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач.	83
8.2	Схема комплекса алгоритмов синтеза функциональной структуры системы автоматического управления переключением передач.	87
9	Подготовка к решению задачи синтеза законов переключения передач системы автоматического управления переключением передач.	90
9.1	Выбор критерия эффективности при оптимизации закона переключения передач.	90
9.2	Выбор управляемых параметров при оптимизации закона переключения передач.	92
9.3	Выбор начального приближения и области поиска при оптимизации законов переключения передач.	93
9.4	Выбор точности поиска при оптимизации законов переключения передач.	94
9.5	Выбор метода поиска оптимума при оптимизации законов переключения передач.	94
9.6	Выбор условий прекращения поиска оптимума при оптимизации законов переключения передач.	100
9.7	Схема алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью.	100
10	Инструмент для решения задачи синтеза законов переключения передач.	104
	Закключение.	106
	Список источников.	107

Учебное издание

РУКТЕШЕЛЬ Олег Степанович

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
АГРЕГАТАМИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение»

Редактор Е.О. Коржуева
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 19.12.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,45. Уч.-изд. л. 5,05. Тираж 200. Заказ 379.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.