

*МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗ-
БЕКИСТАН*

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

МУХИТДИНОВ Акмал Анварович

УДК 629.113-585.1

*РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ УПРАВЛЕНИЯ
ДВИГАТЕЛЯ И ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ*

Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ташкент - 2001

Работа выполнена в Ташкентском автомобильно-дорожном институте

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор

Иванов А.М.

доктор технических наук,
профессор

Давлетов У.Р.

доктор технических наук

Шермухамедов А.А.

Ведущая организация- Ташкентский государственный технический университет

Защита состоится «___»_____2004г. в «___»часов в зале заседаний ректората ТАДИ на заседании разового специализированного совета, созданного приказом ВАКа РУз от 20октября 2003года № 171-с по специальности 05.05.03 – «Автомобили и тракторы» на базе Объединенного специализированного совета К 067. 33.01 при ТАДИ по адресу: 700060, Ташкент, ул.Моварауннахр, 20.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ТАДИ.

Автореферат разослан «___» _____ 2009 г.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направлять в специализированный Совет института.

Телефон для справок: (10-99871) 132-14-76, Факс (10-99871)132-14-80,
e-mail: tayi_admin@ mail.ru, sertifat@inbox.ru

Ученый секретарь
специализированного совета

Э.Файзуллаев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Создание, становление и активное развитие автомобильной промышленности имеет существенную актуальность в политической, экономической и социальных сферах Узбекистана. Короткий период производства по новым современным технологиям автомобилей на заводах «УзДЭУ», и «СамКочАвто», около 40 наименований комплектующих к ним на более 10 заводах, доказал справедливость столь ответственного решения в период перехода к рыночной экономике в Узбекистане, в стране где экономика была сориентирована на аграрную сферу.

Узбекистан в состав автопроизводителей вошел по современным методам – тюнинговой организацией производства. Прогресс достижений зависит не только от углубления освоения технологии, увеличения перечня и объема производства, но и так же от уровня участия Узбекистана в разработке прогрессивных конструкций, комплектующих, агрегатов, систем и автомобиля в целом. Только при такой постановке и по ее успехам в результатах Узбекистан может выйти на перспективный уровень тюнингowego производства автомобилей с ведущими компаниями мира.

Тенденция совершенствования агрегатов, систем и автомобиля в целом определяется ужесточением требований к их эксплуатационным свойствам. В число важнейших задач при этом входят улучшение топливной экономичности при сохранении высоких динамических свойств, повышение безопасности и улучшения комфортабельности движения.

Путь наиболее полного удовлетворения всё более ожесточающихся требований к конкурирующим автомобилям, имеет тенденцию широкого внедрения микропроцессорного автоматического управления режимом работы двигателя, трансмиссии, движением автомобиля. Большая возможность и гибкость такого управления оптимальным согласованием характеристик системы «двигатель - трансмиссия - автомобиль», создание прогрессивных решений конструкций, уровень электронной промышленности в автоматизации процессов определяют актуальность поисков объективных оценочных критериев эксплуатационных свойств автомобиля, разработки новых теоретически обоснованных методов оптимизации конструктивных параметров и законов управления агрегатами и автомобилем в целом.

Цель исследования. Разработать теоретически обоснованные методы выбора параметров и режимов управления двигателем и трансмиссией автомобиля. Получить решение, на уровне научного обобщения проблемы основ оптимизации параметров, характеристик и режимов управления двигателя и трансмиссии автомобиля с учетом их потенциальных свойств, требований эксплуатации, а также особенностей формирования эксплуатационных свойств автомобилей при использовании несаморегулируемых бесступенчатых передач.

Методы исследования. В разделе разработки теоретических основ выбора параметров и режимов управления двигателем и трансмиссией использованы ос-

новные положения теории движения колесных машин, метод силового баланса при различных режимах движения автомобиля, основные положения теории о кинетической энергии при не статических режимах в частях и системе в целом, метод Симпсона для численного интегрирования уравнения второй степени, метод определения решения параметрического уравнения, правила определения минимума параметрических уравнений.

В разделе экспериментальных исследований использованы основные положения теории и методов организации стендовых и дорожных испытаний, методы оценки и обеспечения идентичности результатов эксперимента и эксплуатационных условий, методы оценки погрешности результатов, испытанные и стандартизированные методы дорожных испытаний автомобиля.

Научная новизна. Научную новизну работы представляют:

- уточнённое аналитическое уравнение для определения силы сцепления колёс с дорогой, на основе методов баланса сил из теории автомобиля, введением зависимостей коэффициентов сцепления и сопротивления качению колёс от скорости движения автомобиля, позволяющее определить предельную тягово-скоростную возможность автомобиля во всём диапазоне скоростного режима;
- метод выбора ряда передаточных чисел ступенчатой трансмиссии по обеспечению автомобиля наивысшей интенсивностью разгона;
- метод определения режима регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи, обеспечивающего автомобиль, с учетом плавной переменности передаточного числа, наиболее интенсивным разгоном;
- результаты вычислительных экспериментов, позволившие установить закономерности изменения:
 - оценочных критериев интенсивности разгона от передаточного числа трансмиссии;
 - диапазона, ряда и режима управления от конструктивных факторов – инерционности движущихся частей двигателя, удельной мощности автомобиля, скоростной характеристики двигателя;
- разработанные расчётные методы и составленные алгоритмы расчёта на ЭВМ, базирующиеся на экспериментальных статистических зависимостях и численных методах определения решений многопараметрических уравнений, позволяющие определить:
 - топливно-экономическую характеристику двигателя;
 - режимы регулирования нагрузкой двигателя и передаточным числом трансмиссии по улучшению топливно-экономических свойств автомобиля при разгоне и равномерном движении;
- метод экспериментальных исследований бесступенчатой передачи на автомобиле, основанный на установленной зависимости мощности сопротивления качению колёс на нагрузочных и ведомых роликах, позволивший обеспечить необходимой точностью результаты эксперимента.

Достоверность полученных результатов обеспечивается необходимым объемом экспериментальных исследований на современных приборах и испытательных стендах с применением стандартизированных методов, а также подтвер-

ждается удовлетворительным совпадением экспериментальных данных и результатов, полученных в ходе теоретических расчетов.

Практическая ценность. Применение разработанных методов и программ расчетов параметров и режимов управления двигателем и трансмиссией позволяет на стадии проектирования определить тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля со ступенчатой и бесступенчатой трансмиссиями.

Практическая ценность состоит в:

- методе определения потенциального тягово-скоростного свойства автомобиля и интенсивного разгона со ступенчатой и бесступенчатой трансмиссиями;
- методе определения рационального диапазона, ряда и режима управления передаточного числа трансмиссии;
- методе определения согласованного управления нагрузкой двигателя и передаточным числом трансмиссии по улучшению топливно-экономических свойств автомобиля;
- способе регулирования бесступенчатой передачей при разгоне, учитывающем плавную переменность передаточного числа бесступенчатой передачи и позволяющем обеспечивать заданную интенсивность разгона автомобиля;
- методике расчета системы автоматического регулирования бесступенчатой передачи и конструктивном варианте её решения по повышению эффективности работы бесступенчатой передачи автомобиля.

Реализация результатов. Для повышения эффективности эксплуатации путем выбора параметров двигателя и агрегатов трансмиссии автомобилей «Otayol» в СП «СамКочАвто», повышения приспособленности автомобилей в СП «UzDAEWOOAuto», при выборе и проведении расчетных исследований карьерной техники со ступенчатой, электрической и гидрообъемной бесступенчатой трансмиссиями для расчета тяговых возможностей и при оптимизации режимов работы двигателя в НПО СКТ НАТИ и при создании прогрессивных моделей в отделе трансмиссий НТЦ ОАО "МОСКВИЧ" используются методика и программа выбора ряда передаточных чисел и диапазона ступенчатой трансмиссии для обеспечения наиболее интенсивного разгона автомобиля; методика и программа расчета предельной тягово-скоростной характеристики автомобиля; методика и программа расчета режима управления нагрузкой двигателя, обеспечивающие автомобилю наилучшую топливную экономичность на режимах разгона и равномерного движения; методика экспериментального исследования автомобиля на стенде с беговыми барабанами.

Комплекс методов выбора параметров и режимов управления двигателя и трансмиссии автомобиля: метод выбора передаточных чисел ступенчатой трансмиссии по обеспечению наивысшей интенсивностью разгона автомобиля; метод расчета предельной тягово-скоростной характеристики автомобиля; метод выбора диапазона и режима регулирования бесступенчатой трансмиссии для обеспечения интенсивного и топливно-экономичного разгона автомобиля используются в курсах лекции, практических занятиях и курсовом проекте по дисциплине «Теория автомобиля» на кафедре «Автомобили» МАДИ, внедрены в учебные программы

магистратуры кафедры «Тракторы и автомобили» ТГТУ, кафедр «Автомобили» и «Электротехники, электромеханики и автоматики» ТАДИ.

Апробация работы. Отдельные результаты работы докладывались на седьмой Всесоюзной научно-технической конференции по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью, Одесса, 1986, на научно-технической конференции «Повышение топливной экономичности автомобилей и тракторов», Челябинск, 1987, на всесоюзной научно-технической конференции по автоматизации автомобилей, автобусов и автопогрузчиков, Львов, 1989, на международной научно-технической конференции «Проблемы развития автотранспорта и транзитных коммуникаций в Центрально-Азиатском регионе», Ташкент 1996, на международной конференции «МОТАUTO'98», София, 1998, на международной научно-технической конференции «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-Азиатском регионе», Ташкент, 2000, на Второй Всемирной конференции по интеллектуальным системам для промышленной автоматике, Ташкент, 2002, на научных семинарах ТИИИМСХ, ТГТУ, Ташкент, 2002, объединенного научного семинара отделов Научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института «НАМИ» - Государственный научный Центра РФ, Москва, 2002 и на кафедре «Автомобили» МАДИ, Москва, 2002 году.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 25 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 192 наименований и приложений. Общий объем работы страниц, в том числе рисунков, таблиц.

Автор выражает особую признательность д.т.н., профессору С.М.Кадырову и д.т.н., профессору А.Н.Нарбуту за ценные советы и консультации, значительно способствовавшие улучшению содержания данной диссертации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность проблемы, необходимость разработки теоретически обоснованных методов рационального согласования параметров и режимов управления частей комплекса «двигатель-трансмиссия-автомобиль» выбора двигателем и трансмиссией автомобиля определения, на уровне научного обобщения параметров, характеристик и режимов управления двигателя и трансмиссии автомобиля с учетом их потенциальных свойств, требований эксплуатации, а также особенностей формирования эксплуатационных свойств автомобилей при использовании бесступенчатых передач. Приведена общая характеристика работы.

В первой главе дается научный обзор и критический анализ современного состояния проблемы исследования выбора параметров, характеристик и режимов управления двигателя и трансмиссии автомобиля с учетом их потенциальных свойств, требований эксплуатации, а также особенностей формирования эксплуатационных свойств автомобиля при использовании ступенчатых и бесступенчатых передач, формируется научное направление и основные задачи работы.

Проблему повышения эксплуатационных показателей автомобиля, в том числе его агрегатов и систем можно разделить по направлениям: а) совершенство конструкции с наименьшей уязвимостью к эксплуатационным условиям; б) по-

вышение эффективности конструкции путем приспособления для конкретных условий эксплуатации.

Пути повышения долговечности автотракторных дизелей достаточно полно изучены в работах А. Салимова, С. Кадырова, в которых теоретически и экспериментально доказаны изменения их характеристик. Результаты этих работ представляют интерес в выборе параметров конструкций двигателя и трансмиссии с учетом последующих изменений их характеристик под влиянием износа. В работах Лебедева О.В., Алимухамедова Ш.П., Аскарходжаева Т.И., Диметова Х.Н., Шермухамедова А.А. и других исследованы различные части автомобилотехники – двигатель, силовая передача, системы управления, кузов. В работах Нусупова Э.С., Ходжаева Б.А., Двали Р.Р. и других получены качественные и количественные влияния факторов климата, дорожных условий, организации дорожного движения, горных условий на показатели эффективности. В результатах этих работ сформулированы рекомендации по повышению эффективности автомобилотранспортных средств и его частей, как на стадии эксплуатации, так и при разработке конструкции.

Исследованиям выбора параметров и режимов управления двигателя и трансмиссии автомобиля, на стадии разработки и создания, по обеспечению высшей динамичностью при сохранении топливной экономичности, посвящены работы Айзермана М.А., Дивакова Н.В., Зимелева Г.В., Литвинова А.С., Нарбута А.Н., Петрова В.А., Смирнова Г.А., Фалькевича Б.С., Фаробина Я.Е., Фрумкина А.К., Чудакова А.Е., Гамер У., Метчке М., Вонг Ж. и других.

Критический анализ исследований показал, что в существующих способах не рассмотрено влияние метода с первоначальным определением передаточных чисел низшей и высшей ступеней на выбор ряда передаточных чисел ступенчатой коробки передач по интенсивному разгону автомобиля. В методах выбора передаточного числа первой ступени и диапазона изменения передаточного числа трансмиссии, примененные оценочные критерии не достаточно аналитически обоснованы. Существующие методы не позволяют определить режим работы двигателя и управления его нагрузкой в процессе топливно-экономичного разгона автомобиля.

Расчетный анализ способов (кривые 1,2,3 рис.1) осуществления интенсивного разгона автомобиля с бесступенчатой передачей показал, что в зоне невысоких скоростей движения (в фазе совместного разгона двигателя-автомобиля до выхода двигателя на режим максимальной мощности) есть резерв улучшения. Автомобиль, разгоняющийся с предельным ускорением по условиям сцепления колес с дорогой $j_a = j_\varphi$ до режима максимальной мощности двигателя, и с последующим использованием гиперболического закона изменения передаточного числа от скорости движения, будет иметь наиболее интенсивный разгон. На рис.1 кривые 1 и 1¹ приведены для двух значений удельной мощности автомобиля 27 и 54 кВт/т, соответственно. Предельные ускорения при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$ показаны линиями $j_{\varphi nn}$, $j_{\varphi zn}$ для автомобилей с передними и задними ведущими колесами. Известные режимы управления бесступенчатой передачей не учитывают влияние плавной переменности передаточного числа на динамический процесс в системах с бесступенчатой передачей. Имеются резервы улучшения тя-

гово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля с бесступенчатой передачей. Автоматические системы с микропроцессорным управлением бесступенчатой передачи не учитывают влияние плавной переменности передаточного числа на динамический процесс и, что требует разработки способов регулирования передаточного числа при динамических процессах.

Общий обзор и анализ исследований и конструктивных решений в области

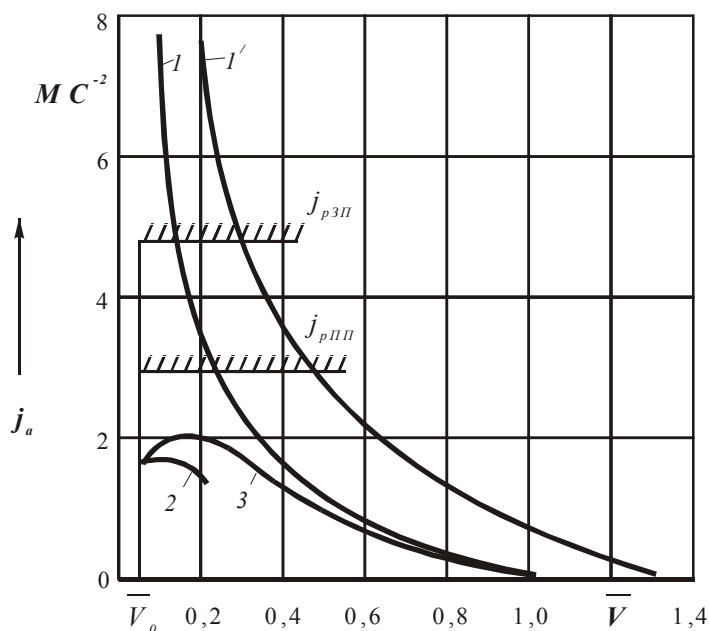
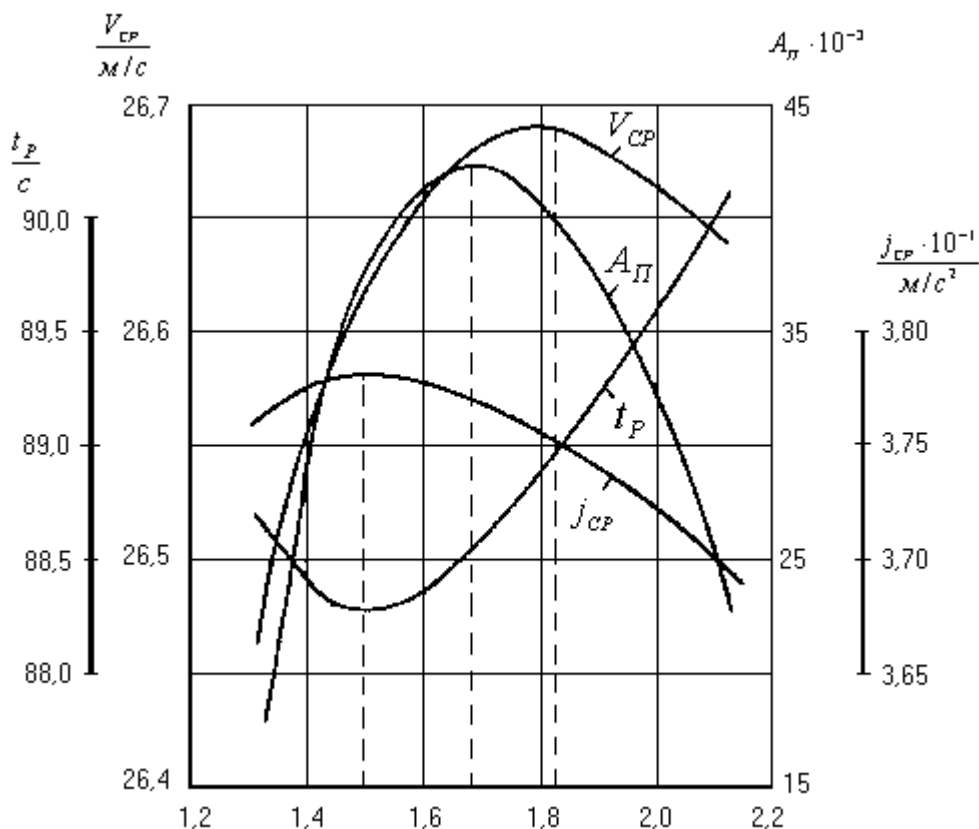


Рис. 1 Сравнение способов интенсивности разгона автомобиля с БП



*Рис. 2 Зависимость значения оптимизируемого параметра
от критериев оптимизации*

выбора параметров и режимов управления двигателя и трансмиссии позволил сформулировать задачи, решение которых изложено в последующих главах диссертационной работы.

Во второй главе приведены теоретические основы для решения проблемы определения потенциальных возможностей по тягово-скоростным и топливно-экономическим свойствам автомобиля и по выбору параметров и режимов управления двигателя и трансмиссии его.

Эффективность использования автомобиля характеризует степень реализации её потенциальных свойств, в конкретных условиях эксплуатации, при конкретной организации подготовки к использованию и процесса её использования в конкретном месте и в конкретное время.

Движение на маршруте в общем случае состоит из этапов разгона, равномерного движения, торможения (включая движение накатом). Наиболее весомым для многих условий эксплуатации автомобилей является этап разгона. В настоящее время существует множество критериев для оценки этого этапа и других этапов движения. Этап разгона невозможно оценить одним-двумя числовыми параметрами. Такие оценки лишь в первом приближении дают представление о процессе разгона.

Очевидно, что критерии, применяемые при оптимизации, могут быть иными, чем критерии, применяемые для сравнительной оценки готовой продукции. Для критериев, применяемых при оптимизации, не обязательна простота и наглядность, но обязательно отражение основной особенности процесса и степени приближения к идеальной модели. Очень важным обстоятельством является существенная зависимость во многих случаях оптимального значения оптимизируемого параметра от критерия оптимизации. В качестве примера на рис. 2 приведены результаты расчетов, полученных при выборе рационального по интенсивности разгона значения передаточного числа второй передачи u_2 трехступенчатой коробки передач легкового автомобиля.

Благодаря мероприятиям по совершенствованию конструкций двигателей существенно улучшились показатели их эффективности и качества. Расширились показатели рабочего процесса двигателя, характеризующиеся коэффициентами приспособляемости по моменту и угловой скорости вала двигателя, максимальными значениями угловых скоростей вала двигателя, удельной мощностью на единицу рабочего объема двигателя и многие другие. Анализ степени улучшения скоростных характеристик двигателя при определении базовой характеристики показал допустимость использования известных методов расчетных моделей к характеристикам современных конструкций. Основанием сказанному является численный анализ результатов испытаний двигателей автомобилей Нексия и Дамас. Описание внешней скоростной характеристик уравнением второй степени даёт сходи-

мость 1,5...2,5% между отдельными значениями испытаний и расчета. На рис. 3 и 4 приведены графические зависимости изменений коэффициентов удельного расхода топлива: K_I - по степени использования мощности I и, K_ω - по относительной угловой скорости вала двигателя $\bar{\omega}_o = (\omega_o / \omega_{oN})$.

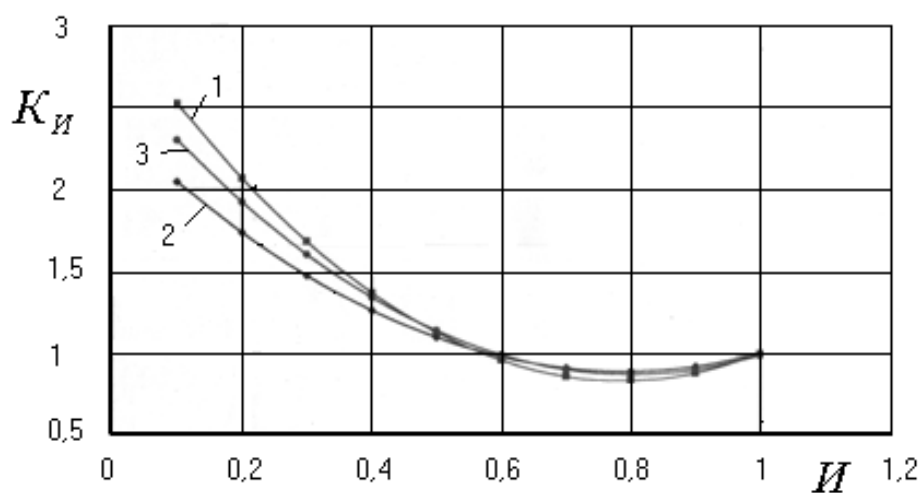
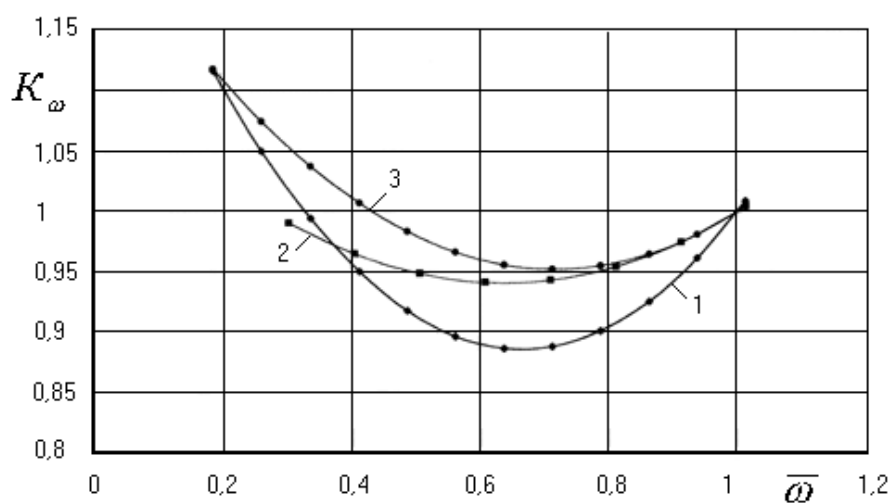


Рис. 3 Изменение коэффициента удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя



*Рис. 4 Изменение коэффициента удельного расхода топлива
скорости вала двигателя*

Для получения аналитического выражения изменения силы тяги на ведущих колёсах автомобиля от его скорости движения использована связь между скоростью движения автомобиля и угловой скоростью вала двигателя $V_a = (\omega_\partial r_\kappa) / u_{TP}$. Если по аналогии с угловой скоростью вала двигателя, выразить скорость движения автомобиля так же в относительной форме $\bar{v} = V_a / V_{\max}$, как отношение текущей скорости автомобиля к максимальной, развиваемой на горизонтальном участке дороги при включенной прямой передаче в режиме $\bar{\omega}_{\partial N} = 1$, то получаем:

$$\bar{v} = \frac{\bar{\omega}_\partial r_\kappa}{u_0 u_\kappa} \cdot \frac{u_0}{\bar{\omega}_{\partial N} r_{\kappa V}} = \frac{\bar{\omega}_\partial}{u_\kappa} \cdot \frac{r_\kappa}{r_{\kappa V}}$$

где $r_\kappa, r_{\kappa V}$ - радиусы качения колеса при скоростях V_a и $V_{\max}$, соответственно; u_{TP} , u_0 и u_κ - передаточные числа трансмиссии, главной передачи и коробки передач, соответственно. Применение относительных форм кинематических параметров $\bar{v}$ и $\bar{\omega}_\partial$ упрощает математическую модель за счёт уменьшения промежуточных расчётов. Относительность величин более принципиально определяет взаимовлияние конструктивных и других параметров.

Зависимость силы тяги на ведущих колёсах автомобиля от его скорости движения с учётом (1) будет

$$P_{\kappa V} = \frac{M_{\partial N} \eta_{TP} u_0}{r_\partial}, \quad \text{при} \quad u_\kappa = 1,$$

$$P_\kappa = P_{\kappa V} (a_\partial + b_\partial \bar{v} u_{\kappa i} + c_\partial \bar{v}^2 u_{\kappa i}^2) \cdot u_{\kappa i},$$

где $P_{\kappa V}$ - сила тяги на ведущих колёсах при максимальной скорости движения, a_∂ , b_∂ , c_∂ - коэффициенты полинома внешней скоростной характеристики двигателя; η_{TP} - КПД трансмиссии; $M_{\partial N}$ - момент двигателя в режиме максимальной мощности; r_∂ - динамический радиус колеса; $u_{\kappa i}$ - передаточное число i -той передачи.

При движении автомобиля с максимальной скоростью, сила тяги на ведущих колёсах затрачивается только на преодоление сил сопротивления движению от дороги P_f и воздуха P_w , которые в общем случае определяются:

$$P_f = g m_a [f_0 (1 + a_f V_a^2) \cos \alpha + \sin \alpha]$$

$$P_w = \kappa F V_a^2$$

где m_a - масса автомобиля; f_0 - коэффициент сопротивления качению колеса; a_f - коэффициент, учитывающий изменение сопротивления качению колеса от скорости автомобиля; κ - коэффициент обтекаемости; F - лобовая площадь автомобиля.

Кривая суммарной силы сопротивления движения по аналогии с уравнением для P_κ описывается уравнением:

$$P_c = P_{\kappa V} (a_c + b_c \bar{v} + c_c \bar{v}^2)$$

коэффициенты a_c , b_c и c_c можно определить по известным зависимостям

$$a_c = \frac{g m_a}{P_{\kappa V}} (f_0 \cos \alpha + \sin \alpha); \quad b_c = 0; \quad c_c = \frac{V_{\max}^2}{P_{\kappa V}} (\kappa F + f_0 a_f g m_a \cos \alpha).$$

С помощью соотношения сил тяги и сопротивления определяем выражение для ускорения:

$$j_a = \frac{P_{\kappa} - P_c}{\delta_{\text{эп}} m_a} = \frac{P_{\kappa V} [a_{\partial} u_{\kappa i} - a_c + b_{\partial} \bar{v}_i u_{\kappa i}^2 + (c_{\partial} u_{\kappa i}^3 - c_c) \bar{v}_i^2]}{\delta_{\text{эп}} m_a}$$

$$= \frac{P_{\kappa V}}{m_a} \cdot \frac{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2}{\delta_{\text{эп}}}$$

Здесь для дальнейшего удобства преобразования интегралов в табличной форме и краткости введены обозначения:

$$a_i = a_{\partial} u_{\kappa i} - a_c; \quad 2b_i = b_{\partial} u_{\kappa i}^2; \quad c_i = c_{\partial} u_{\kappa i}^3 + c_c; \quad \delta_{\text{эп}} = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 u_{\kappa i}^2;$$

$$\sigma_1 = \frac{\sum J_{\kappa}}{m_a r_{\kappa} r_{\partial}}; \quad \sigma_2 = \frac{J_{\text{м}} u_0^2 \eta_{\text{тп}}}{m_a r_{\kappa} r_{\partial}},$$

где $\delta_{\text{эп}}$ - коэффициент учета вращающихся масс (двигателя и колес), $\sum J_{\kappa}$ - момент инерции колес автомобиля, $J_{\text{м}}$ - момент инерции маховика.

Таким образом, установлены связи характеристик двигателя, параметры трансмиссии и воздействие внешних сил на автомобиль от скорости его движения. Однако ступенчатая и бесступенчатая трансмиссии имеют свои особенности в расчёте тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля. Поэтому математические выражения времени и пути разгона, расхода топлива при разгоне и равномерном движении автомобиля с различными трансмиссиями рассмотрены далее в соответствующих разделах данной работы.

В исследованиях проблемы выбора характеристики двигателей для транспортных средств существует мнение, что идеальной является силовая установка с постоянной мощностью на выходе во всем диапазоне скоростей движения. Следовательно, идеальной кривой крутящего момента в зависимости от скорости была бы гипербола типа $M_{\partial} = N_{\partial} / \omega_{\partial}$, где N_{∂} , M_{∂} и ω_{∂} - эффективная мощность, момент и угловая скорость на валу двигателя.

Однако, если передача тяговой силы является результатом сцепления ведущих колес с дорогой, то рекомендуемая кривая «гипербола» не является идеальной: 1) когда значение силы тяги P_{κ} больше силы сцепления колес с дорогой P_{φ} , его невозможно реализовать; 2) при значении силы тяги, по кривой «гиперболы», меньше значения силы по условиям сцепления, не достигается возможная предельная тяговая характеристика и / или интенсивность разгона автомобиля.

Очевидно, что идеальной скоростной характеристикой двигателя является кривая, позволяющая в сочетании с трансмиссией полному использованию силы сцепления колес автомобиля в контакте с дорогой изменением скорости движения. В связи с этим необходимо решить задачу по определению идеальной тягово-скоростной характеристики автомобиля, позволяющей наиболее интенсивный разгон и/или высокую тяговую силу.

Нормальные реакции опорной поверхности на колеса непрерывно изменяются в процессе движения. Они определяют максимальные значения окружных

сил и устойчивость автомобиля. Например, с учётом нормальной реакции на передней оси, для переднеприводной компоновки автомобиля;

$$P_{\kappa \max} = z_1 \varphi = \frac{1}{L} [(e \cos \alpha - f r_k \cos \alpha - h_g \sin \alpha) m_a g - \kappa F V_a^2 h_e - m_a j_a h_g] \cdot \varphi,$$

где Z_1 - нормальная реакция на передней оси, φ - коэффициент сцепления колес с дорогой, L - база автомобиля, e - расстояние от передней оси до центра масс автомобиля, f - коэффициент сопротивления качению колес, h_g - высота центра масс, h_e - высота центра парусности, j_a - ускорение автомобиля.

Определение максимальной тяговой силы при постоянной скорости движения не вызывает больших сложностей при учете переменности φ и f от скорости движения:

$$\varphi = \varphi_0 (1 - 0,002 V_a) \text{ и } f = f_0 + 7 V_a^2 \cdot 10^{-6}$$

Расчётная модель позволила выявить отличительные особенности предельных тягово-скоростных характеристик автомобилей с различными схемами компоновки ведущих колёс. На рис. 5 приведены предельные тяговые характеристики для примера, с параметрами конструкции автомобиля «Нексия».

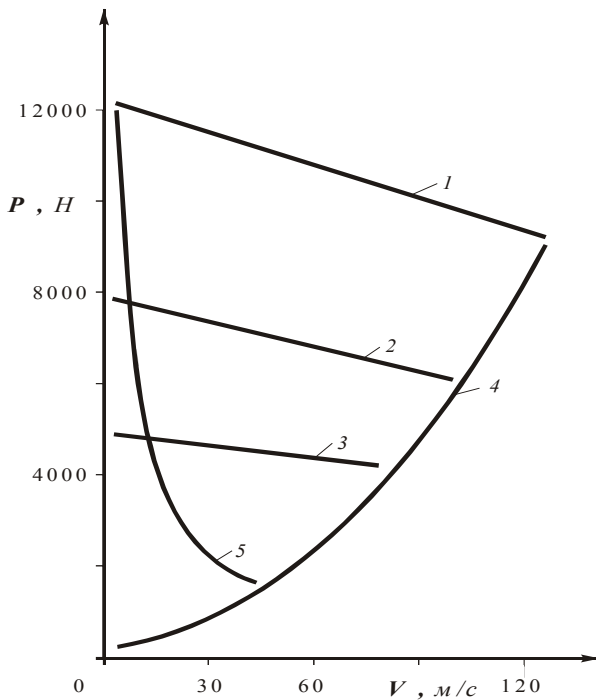


Рис. 5 Предельная тяговая характеристика автомобиля по условиям сцепления колёс с дорогой

Кривая 1 (рис. 5) определяет изменение предельной тяговой силы по сцеплению колёс с дорогой для полноприводной схемы ведущих колёс; кривая 2 - для заднеприводной; кривая 3 - для переднеприводной компоновки автомобиля. На рис. 3 кривая 4 характеризует изменение суммарного сопротивления движения автомобиля от скорости движения. Кривая 5 соответствует «гиперболе» силы тяги от скорости движения, построенная для постоянной мощности 70 кВт, как у «Нексии». Значение силы тяги по кривой 5 выше линий 3 и 2 не возможно реализовать из-за появления пробуксовки ведущих колёс. Области, ограниченные между кривыми 1 и 5, 2 и 5, 3 и 5 определяют существенный резерв в повышении тяговой способности и приёмистости автомобиля при различных схемах компоновки ведущих колёс. При расчёте значений ускорений в величину коэффициента учёта вращающихся масс входит

только момент инерции ведомых колёс $j_a = (P \varphi - P_c) / 1,015 m_a$.

На основании предельной тяговой характеристики автомобиля можно определить скоростную характеристику двигателя

$$P_{\kappa} = \frac{(M_o - \varepsilon_o J_m) \eta_{TP} u_o u_{\kappa} - \varepsilon_{\kappa} J_{\kappa}}{r_o}$$

для предельных условий по сцеплению колёс с дорогой

$$P_{\kappa} = P_{\varphi} = P_c + P_{j\varphi},$$

$j_\varphi = \varepsilon_\kappa r_\kappa$, отсюда

$$\varepsilon_\kappa = j_\varphi / r_\kappa, \quad \varepsilon_\partial = (j_\varphi u_0 u_\kappa) / r_\kappa.$$

Тогда

$$P_\varphi = \frac{M_\partial \eta_{TP} u_0 u_\kappa}{r_\partial} - \left[\frac{J_M \eta_{TP} u_0^2 u_\kappa^2}{r_\kappa r_\partial} + \frac{\Sigma J_\kappa}{r_\kappa r_\partial} \right] j_\varphi;$$

$$M_\partial = \frac{r_\partial}{u_0 u_\kappa \eta_{TP}} \left[P_\varphi + \left(\frac{J_M \eta_{TP} u_0^2 u_\kappa^2}{m_a r_\kappa r_\partial} + \frac{\Sigma J_\kappa}{m_a r_\kappa r_\partial} \right) m_a j_\varphi \right].$$

После обозначения σ_1 и σ_2 получим

$$M_\partial = \frac{r_\partial}{u_0 u_\kappa \eta_{TP}} [P_\varphi + m_a j_\varphi (\sigma_1 u_\kappa^2 + \sigma_2)].$$

Для изучения проблем выбора передаточных чисел ступенчатой трансмиссии по интенсивному разгону определяем выражение времени и пути разгона автомобиля

$$t_{pi} = \int_{V_{i-1}}^{V_i} \frac{dV_a}{j_a} = \frac{m_a V_{a \max} \delta_{api}}{P_{kv}} \int_{V_{i-1}}^{V_i} \frac{d\bar{v}}{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2} =$$

$$= \frac{m_a V_{a \max} \delta_{api}}{2 P_{kv} d_i} \left[\ln \frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} - \ln \frac{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right] =$$

$$= \frac{m_a V_{a \max} \delta_{api}}{2 P_{kv} d_i} \ln \left(\frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} \cdot \frac{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right)$$

где принято $d_i = \sqrt{b_i^2 + a_i c_i}$.

$$S_{pi} = \int_{V_{i-1}}^{V_i} \frac{V_a dV_a}{j_a} = \frac{m_a V_{a \max}^2 \delta_{api}}{P_{kv}} \int_{\bar{v}_{i-1}}^{\bar{v}_i} \frac{\bar{v}_i d\bar{v}}{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2} =$$

$$= \frac{m_a V_{a \max}^2 \delta_{api}}{2 P_{kv}} \cdot \left[-\frac{1}{c_i} \ln \frac{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2}{a_i + 2b_i \bar{v}_{i-1} - c_i \bar{v}_{i-1}^2} + \frac{b_i}{c_i} \cdot \frac{1}{d_i} \cdot \ln \left(\frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} \cdot \frac{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right) \right]$$

В эти выражения времени и пути вошли все основные конструктивные параметры и характеристики двигателя, трансмиссии и автомобиля, а также внешние факторы сопротивления движению. На основе анализа оценочных критериев динамичности процесса разгона в целом, принимаем для оптимизации ряда передаточных чисел критерий

$$A_n = \frac{S}{m_a V_{a \max}^2 / 2 P_{kv}} = \frac{V_{a \max} \sum_{i=1}^n t_{pi} - \sum_{i=1}^n S_{pi}}{m_a V_{a \max}^2 / 2 P_{kv}} = \frac{\delta_{api}}{d_i} \ln \left(\frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} \cdot \frac{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right) -$$

$$- \delta_{api} \left[-\frac{1}{c_i} \ln \frac{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2}{a_i + 2b_i \bar{v}_{i-1} - c_i \bar{v}_{i-1}^2} + \frac{b_i}{c_i} \cdot \frac{1}{d_i} \cdot \ln \left(\frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} \cdot \frac{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right) \right] =$$

$$= \delta_{api} \left[\frac{1}{c_i} \ln \frac{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2}{a_i + 2b_i \bar{v}_{i-1} - c_i \bar{v}_{i-1}^2} + \frac{1}{d} \left(1 - \frac{b_i}{c_i} \right) \ln \left(\frac{-b_i + c_i \bar{v}_i + d_i}{b_i - c_i \bar{v}_i + d_i} \cdot \frac{b_i - c_i \bar{v}_{i-1} + d_i}{-b_i + c_i \bar{v}_{i-1} + d_i} \right) \right]$$

Отличительной особенностью полученного выражения для A_n является учёт начальной скорости V_0 упорядоченного разгона автомобиля, после процесса буксования сцепления. Такое уточнение является целесообразным из-за влияния начальной скорости на выбор передаточного числа первой ступени.

В составленной модели расчёта разгона автомобиля, с целью обеспечения наивысшей интенсивности режим переключения передач выбран в момент равенства значений ускорений на смежных ступенях - $j_{ai} = j_{ai+1}$.

$$\frac{P_{kv}}{m_a} \cdot \frac{a_i + 2b_i \bar{v}_i - c_i \bar{v}_i^2}{\delta_{epi}} = \frac{P_{kv}}{m_a} \cdot \frac{a_{i+1} + 2b_{i+1} \bar{v}_i - c_{i+1} \bar{v}_i^2}{\delta_{epi+1}}.$$

Решая уравнение относительно искомой скорости переключения передач - $\bar{v}_i$ определяем

$$\bar{v}_i = \frac{B + \sqrt{B^2 + AC}}{A},$$

где: $A = \delta_{epi+1} \cdot c_i - \delta_{epi} \cdot c_{i+1}$; $B = \delta_{epi+1} \cdot b_i - \delta_{epi} \cdot b_{i+1}$; $C = \delta_{epi+1} \cdot a_i - \delta_{epi} \cdot a_{i+1}$

При определении ряда передаточных чисел расчётным методом не учтены влияние времени переключения передач и разности коэффициента полезного действия на передачах. Такое допущение обосновывается тем, что численная разница между варьируемыми рядами не большая из-за одинаковости во всех вариантах числа ступеней. Так же не учтено время процесса буксования сцепления – начальная фаза трогания автомобиля. С помощью расчетной модели проанализировано влияние основных конструктивных параметров на ряд передаточных чисел коробки передач, и произведена оценка изменения показателей разгона.

Для анализа степени влияния внешней скоростной характеристики двигателя проведены расчёты для трёх вариантов двигателей: карбюраторного, дизельного и двухвального газотурбинного. При этом, взяты уравнения, описывающие внешнюю скоростную характеристику с существенной разницей, но в пределах статистических параметров: $M_o = M_{oN} (2 - \bar{\omega}_o)$ - двух вальный газотурбинный двигатель;

$$M_o = M_{oN} (1,1 + 0,9 \bar{\omega}_o - \bar{\omega}_o^2) \text{ - карбюраторный двигатель;}$$

$M_o = M_{oN} (0,51 + 1,58 \bar{\omega}_o - 1,09 \bar{\omega}_o^2)$ - дизельный двигатель. Условием выбора характеристик явилась одинаковость значения максимальной мощности, обеспечивающая одинаковую максимальную скорость движения автомобиля. Традиционный метод определения u_1 и u_v создает ограничения на выбор ряда передаточных чисел, следовательно, на диапазон D . Результаты расчётных исследований оптимального ряда передаточных чисел ступенчатой передачи доказали, что существующие ограничения предопределяют практическое сходство рядов. Такое положение и приводит исследователей к поиску ряда передаточных чисел по какой-либо закономерности построения.

Для выбора ряда передаточных чисел по наивысшей интенсивности разгона предложена методика определения значения передаточного числа низшей передачи без условности ограничения. Для иллюстрации интенсивности разгона по прохождению мерного участка с равномерной конечной максимальной скоростью на рис.6 приведены кривые времени для различных рядов. Минимум кривой –1, соединяющей экстремумы по минимуму кривых разными u_1 , позволяет устано-

вить ряд трёхступенчатой передачи, обеспечивающий автомобиль наивысшей интенсивностью разгона. Таким образом, ряд передаточных чисел трёхступенчатой трансмиссии автомобиля с разными двигателями по интенсивному разгону до максимальной скорости при принятых значениях параметров будет: с газотурбинным: $u_1=2,38$; $u_2=1,395$; $u_3=1,0$; с карбюраторным: $u_1=3,38$, $u_2=1,580$; $u_3=1,0$; с дизельным: $u_1=2,95$, $u_2=1,455$; $u_3=1,0$. Если ряд выбирать для значений конечной скорости разгона 60, 80 или 100 км/ч, то ряд передаточных чисел будут иметь другие значения.

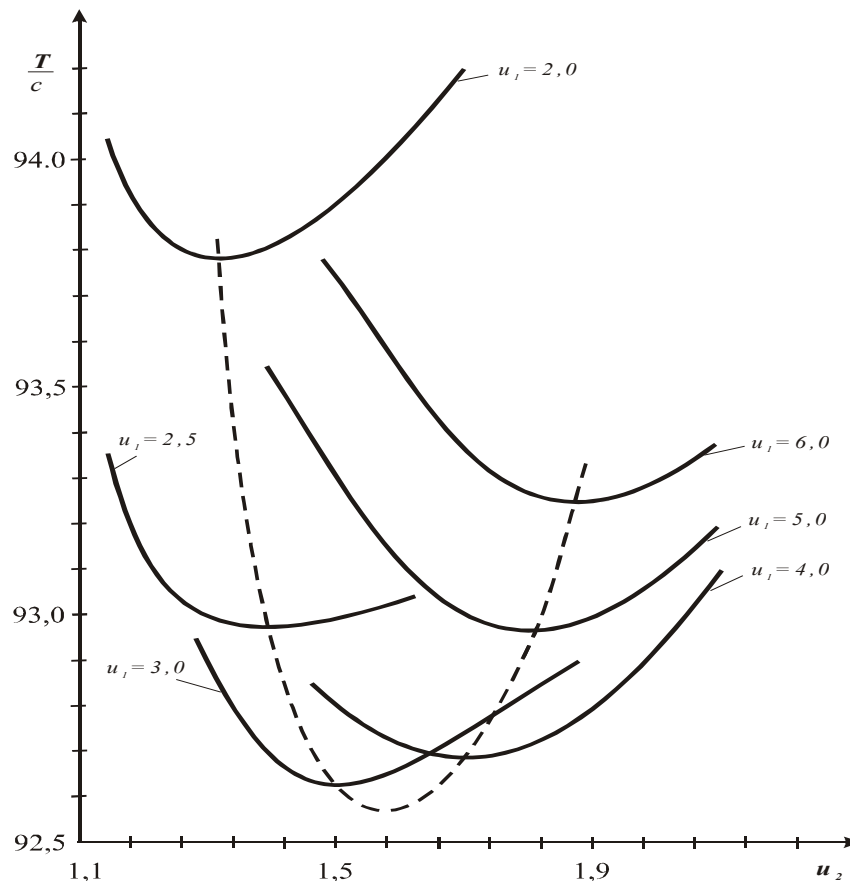


Рис. 6 Выбор ряда передаточных чисел для интенсивного разгона автомобиля до максимальной скорости

Для расчета процесса разгона, особенно, фазы совместного разгона частей системы двигатель – автомобиль, по основному дифференциальному уравнению движения автомобиля определен δ_{ap} , учитывающий плавность изменения передаточного числа бесступенчатой передачи.

В фазе совместного разгона частей системы двигатель – автомобиль уравнение баланса сил на ведущих колесах:

$$P_{\kappa} = \frac{M_{\partial} u_0 u_{\kappa} \eta_{TP}}{r_{\partial}} = P_c + \frac{J_m \eta_{TP} u_0 u_{\kappa}}{r_{\partial}} \cdot \frac{d\omega_{\partial}}{dt} + \frac{\sum J_{\kappa}}{r_{\partial}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} + m_a \frac{dV_a}{dt}$$

В уравнении $\frac{d\omega_{\kappa}}{dt}$ заменяем $\frac{dV_a}{dt}$:

$$\frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{1}{r_{\kappa}} \cdot \frac{dV_a}{dt}$$

$$\frac{d\omega_{\delta}}{dt} = \frac{d(\omega_{\kappa} u_0 u_{\kappa})}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{u_0 u_{\kappa} V_a}{r_{\kappa}} \right) = \frac{u_0 u_{\kappa}}{r_{\kappa}} \cdot \frac{dV_a}{dt} + \frac{u_0 V_a}{r_{\kappa}} \cdot \frac{du_{\kappa}}{dt}$$

$$P_{\kappa} = P_c + \left(1 + \frac{J_{\text{м}} \eta_{\text{TP}} u_0^2 u_{\kappa}^2}{m_a r_{\delta} r_{\kappa}} + \frac{\sum J_{\kappa}}{m_a r_{\delta} r_{\kappa}} \right) \cdot m_a \frac{dV_a}{dt} + \frac{J_{\text{м}} \eta_{\text{TP}} u_0^2 V_a u_{\kappa}}{r_{\delta} r_{\kappa}} \cdot \frac{du_{\kappa}}{dt}$$

Тогда линейное ускорение автомобиля при изменении передаточного числа бесступенчатой передачи по времени будет

$$j_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{P_{\kappa} - P_c - \frac{J_{\text{м}} \eta_{\text{TP}} u_0^2 V_a u_{\kappa}}{r_{\delta} r_{\kappa}} \cdot \frac{du_{\kappa}}{dt}}{m_a \cdot \left(1 + \frac{J_{\text{м}} \eta_{\text{TP}} u_0^2 u_{\kappa}^2}{m_a r_{\delta} r_{\kappa}} + \frac{\sum J_{\kappa}}{m_a r_{\delta} r_{\kappa}} \right)}.$$

Отличительной особенностью в дифференциальном уравнении линейного ускорения автомобиля с бесступенчатой передачей в сравнении со ступенчатой коробкой передач является присутствие третьего составляющего в числителе. Как видно из уравнения используя $\frac{du_{\kappa}}{dt} < 0$, можно получить более высокие значения ускорения автомобиля, чем $u_{\kappa} = \text{const}$. Для расчетов закона изменения u_{κ} наиболее удобно задавать V_a , а не время t . В качестве уравнения связи между этими функциями $u_{\kappa} = f(\bar{v})$ и $\omega_{\delta} = f(\bar{v})$ принято выражение для коэффициента учета вращающихся масс при наличии в трансмиссии бесступенчатой передачи $\delta_{\text{сп}}$

$$\delta_{\text{сп}} = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{\kappa} \cdot \frac{d\omega_{\delta}}{d\omega_2}.$$

Отношение ускорений $d\omega_{\delta} / d\omega_2$, по аналогии с кинематическим $u_{\kappa} = \omega_{\delta} / \omega_2$ и силовым $u_c = M_2 / M_1$ передаточными числами, можно было бы назвать динамическим передаточным числом u_{δ} . Динамическое передаточное число характеризует распределение избыточной силы между звеньями системы, разделенными бесступенчатой передачей, в процессе разгона системы.

$$\text{Имея в виду, что } \bar{\omega}_{\delta} = u_{\kappa} \bar{v}, \text{ получаем } u_{\delta} = \frac{d\bar{\omega}_{\delta}}{d\bar{v}} = u_{\kappa} + \bar{v} \frac{du_{\kappa}}{d\bar{v}}.$$

Темп изменения передаточного числа $du_{\kappa} / d\bar{v}$ определяет функцию $u_{\delta} = f(\bar{v})$, следовательно, и характер кривой $\bar{\omega}_{\delta} = f(\bar{v})$. Этим объясняется возможность управления значением ускорения автомобиля на каждом сечении скорости путем управления темпом изменения передаточного числа бесступенчатой передачи. Автомобиль разгоняющийся с ускорением $j_a = j_{\varphi}$, соответствующим реализации максимальной по сцеплению колес с дорогой силе тяги, до выхода двигателя на режим максимальной мощности, а затем за счет изменения только передаточного числа бесступенчатой передачи по гиперболе, будет иметь более интенсивный разгон, чем при использовании неизменного передаточного числа до

режима $\overline{\omega}_{oN}$. Определение закона изменения $u_k = f(\bar{v})$, обеспечивающего $j_a = j_\phi$ для первого из двух выделенных этапов разгона (этап буксования сцепления не учтен), является решением поставленной задачи. Разработан метод определения режима регулирования бесступенчатой передачи по критерию интенсивного разгона автомобиля.

Показатели интенсивности разгона автомобиля: наименьшее время t_p и наибольший путь s_p при разгоне до конечной скорости $\bar{v}_k$ будут тем лучше, чем выше значение ускорения в процессе совместного разгона двигателя и автомобиля. Но чем выше ускорения, тем круче зависимость $u_k = f(\bar{v})$, из-за большего темпа изменения передаточного числа от скорости, следовательно, и больше необходимый диапазон регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи. Увеличение диапазона регулирования передаточного числа ставит задачу анализа влияния отдельных параметров на требуемый диапазон регулирования передаточного числа, анализа влияния ограниченности диапазона на показатели интенсивности разгона и разработку метода выбора диапазона передаточного числа по интенсивному разгону. В работе проведен расчетный анализ влияния удельной мощности автомобиля, инерционности маховика двигателя, максимальных ускорений разгона на показатели процесса разгона, на диапазон и режим регулирования бесступенчатой передачи. Исследования позволили установить зависимости оценочных показателей разгона и конструктивного параметра – диапазона и режима регулирования бесступенчатой передачи (рис.5).

Показатели интенсивности разгона автомобиля: наименьшее время t_p и наибольший путь s_p при разгоне до конечной скорости $\bar{v}_k$ будут тем лучше, чем выше значения ускорения в процессе совместного разгона двигателя и автомобиля. Но чем выше ускорения, тем круче зависимость $u_k = f(\bar{v})$, из-за большего темпа изменения передаточного числа от скорости, следовательно, и больше необходимый диапазон регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи. Увеличение диапазона регулирования передаточного числа ставит задачу анализа влияния отдельных параметров на требуемый диапазон регулирования передаточного числа, анализа влияния ограниченности диапазона на показатели интенсивности разгона и разработку метода выбора диапазона передаточного числа по интенсивному разгону. В работе проведен расчетный анализ влияния удельной мощности автомобиля, инерционности маховика двигателя, максимальных ускорений разгона на показатели процесса разгона, на диапазон и режим регулирования бесступенчатой передачи.

На рис. 7 приведены результаты расчета зависимости диапазона $D = f(N_{y0})$ регулирования передаточных чисел от удельной мощности автомобиля для нескольких значений $j_a = const$. Из рис. 5 видно, что весомость влияния удельной мощности автомобиля на расчетный диапазон регулирования передаточного числа растет с повышением требуемой интенсивности разгона. Для разгона автомобиля с $j_a = 3,0 - 3,5 \text{ м/с}^2$, по условию комфортабельности движения, при удельной

$N_{y\partial} = 55 - 60 \text{ кВт} / \text{т}$ требуется диапазон регулирования передаточного числа $D = 3,5 - 4,0$.

Влияние момента инерции маховика двигателя на диапазон и закон регулирования передаточного числа в процессе разгона с $j_a = \text{const}$ анализировалось варьированием значения коэффициента $\sigma_2 = 0,02 \dots 0,07$ (рис. 8 а, б).

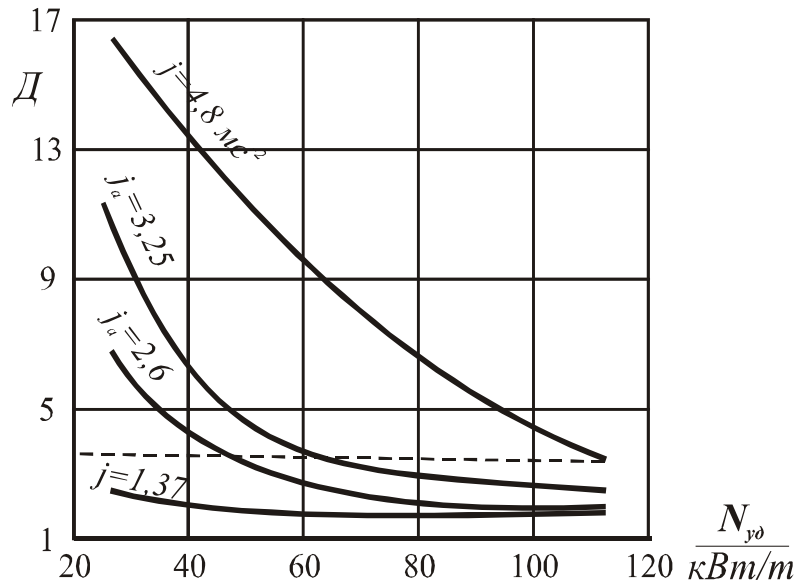


Рис. 7 Зависимость диапазона регулирования передаточного числа от удельной мощности при заданной интенсивности разгона

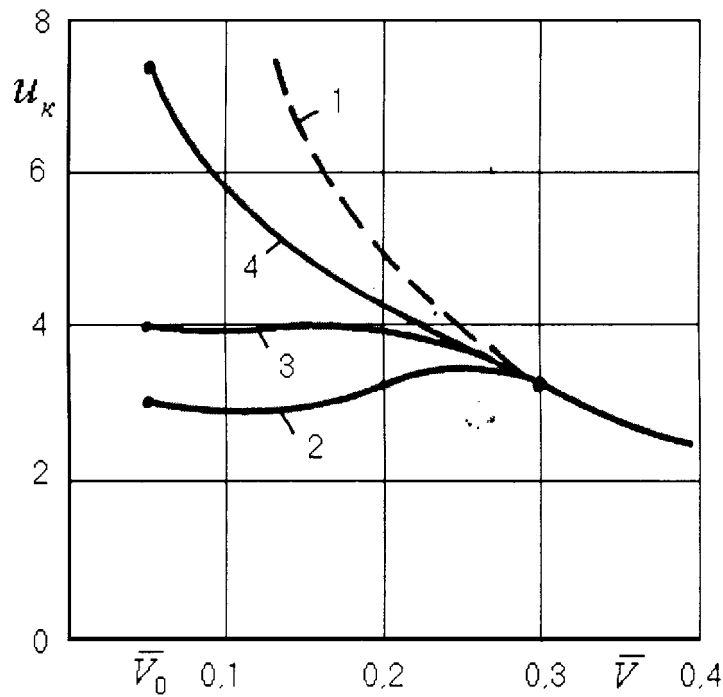


Рис.8 Влияние инерционных потерь в двигателе на регуляторную характеристику бесступенчатой передачи

Исследования позволили установить зависимости оценочных показателей разгона и конструктивного параметра – диапазона и режима регулирования бесступенчатой передачи. На рис. 9 приведено изменение разницы времени разгона автомобиля до $V_k = 100 \text{ км / ч}$ от диапазона регулирования передаточного числа для трех вариантов удельной мощности 110, 54 и 27 кВт/т и коэффициента приведенного момента инерции маховика $\sigma_2 = 0,04$.

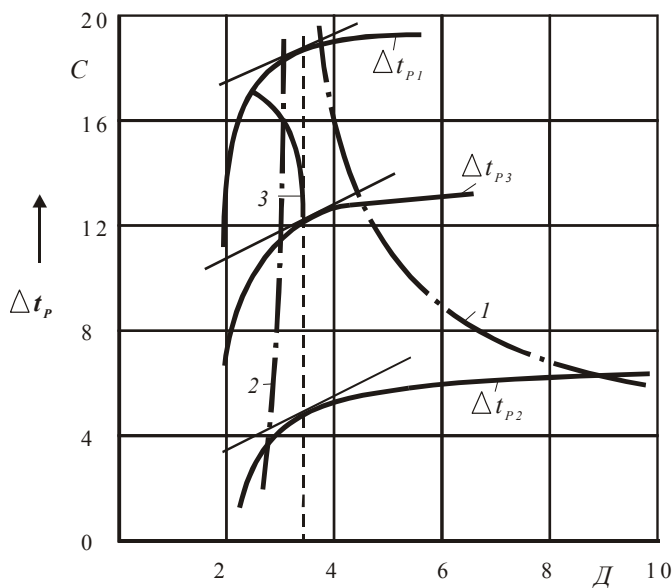


Рис. 9 Выбор рационального диапазона регулирования передаточного числа

Безусловно, с ростом диапазона регулирования передаточного числа повышается реализуемое для разгона значение начального ускорения и повышается интенсивность разгона. Но увеличение D выше 3,5 - 4 не приводит к существенному улучшению интенсивности разгона. Если условно принять, что важность уменьшения времени разгона до 100 км/ч на одну секунду равноценно решению задачи повышения диапазона регулирования передаточного числа на одну единицу, то есть принять критерий компромиссного решения между интенсивностью разгона и

диапазоном $d(\Delta t_p)/dD = 1$, то на пересечении кривых $\Delta t_p = f(D)$ и касательной $d(\Delta t_p)/dD = 1$ можем определить $D_{\text{рац}}$ - рациональный диапазон регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи по интенсивному разгону автомобиля. Определенные таким образом значения рациональных диапазонов регулирования передаточных чисел для автомобилей с различными удельными мощностями, нанесены пунктирной линией. С увеличением $N_{y\phi}$ от 25 до 115 кВт/т, значение $D_{\text{рац}}$ по интенсивному разгону изменяется всего лишь от 3,5 до 3,3. Штрих пунктирными кривыми показано изменение диапазона регулирования передаточного числа при уменьшении (кривая 1) и увеличении (кривая 2) на 5% времени разгона до 100 км/ч, относительно времени разгона автомобиля с рациональным диапазоном регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи. Автомобиль с удельной мощностью 110 кВт/т и рациональным диапазоном регулирования передаточного числа в начальной фазе будет разгоняться с ускорением 4,65 м/с². Если на значение ускорения установить ограничения по условиям комфортабельности движения, например, 3,5 м/с², то рекомендуемый диапазон регулирования передаточного числа по интенсивности разгона с увеличением удельной мощности автомобиля будет меняться по кривой 3 (рис. 7) и при 110 кВт/т равен 2,5.

При известном значении расхода топлива за единицу времени и скорости движения расход топлива на 100 км пути определяется $Q_s = 100 G_T / V_{\text{max}} \bar{v} \rho$, где G_T - часовой расход топлива, кг/ч; ρ - плотность топлива, кг/л.

При равномерном движении автомобиля двигатель работает на статическом режиме. Мощность двигателя с учетом КПД трансмиссии равна сумме мощностей сопротивления движению. Расход топлива двигателем можно определить в зависимости от угловой скорости вала и степени использования мощности двигателя

$$G_T = N_k g_{eN} K_{II} K_{\omega} / 1000 \eta_{TP};$$

$$K_{\omega} = a_{\omega} + b_{\omega} \bar{\omega}_{\phi} + c_{\omega} \bar{\omega}_{\phi}^2; K_{II} = a_{II} + b_{II} II + c_{II} II^2$$

где N_k - мощность на ведущих колесах автомобиля, кВт; g_{eN} - удельный расход топлива в режиме максимальной мощности, г/кВт ч; K_{ω}, K_{II} - коэффициенты, определяющие зависимость $g_e = f(\bar{\omega}_{\phi}, II)$; $II = N_k / N_{\phi} \eta_{TP}$ - степень использования мощности двигателя при данной угловой скорости вала двигателя в долях от единицы. С помощью выражений для коэффициентов K_{ω} и K_{II} путём их дифференцирования по $\bar{\omega}_{\phi}$ и II и поиска экстремумов можем установить режим работы двигателя с наименьшим удельным расходом топлива

$$\frac{dK_{\omega}}{d\bar{\omega}_{\phi}} = b_{\omega} + 2c_{\omega} \bar{\omega}_{\phi} = 0; \frac{dK_{II}}{dII} = b_{II} + 2c_{II} II = 0.$$

Для принятых базовых значений коэффициентов полиномов минимальный удельный расход топлива соответствует режиму работы карбюраторного двигателя

$$\bar{\omega}_{\phi} \approx 0,72 \text{ и } II = 0,8.$$

Как известно, у двигателя имеется такая скоростная характеристика или зона режимов работы, где удельный расход топлива будет наименьшим. Определение этой характеристики, названной академиком Чудаковым Е.А. характеристикой минимального расхода топлива двигателя, можно проводить несколькими методами, основанными на экспериментально-графических решениях. Решение такой задачи выполнено и в данном разделе, но здесь - с использованием расчетного метода.

На рис. 10 приведены кривые 1, 2 и 3, характеризующие изменение часового расхода топлива при $N_o = const$ от угловой скорости вала двигателя. Совокупность точек m_i определяет характеристику минимальных расходов топлива двигателя при статическом нагружении (кривая AB , рис. 8 a). Штриховая кривая определяет зависимость $G_T = f(\bar{\omega}_o)$ по внешней скоростной характеристике двигателя. Кроме того, на рис. 8, a нанесены штрих пунктирные линии, соответствующие фиксированным значениям передаточных чисел коробки передач, $u_{сп} = 0,7$ и $1,0$ при равномерном движении автомобиля. Сравнивать следует только точки, лежащие на линиях, соответствующих фиксированной мощности, например, точки $m_1 - a_1 - \delta_1$ или $m_3 - a_3 - \delta_3$. На рис. 8, δ сплошная линия соответствует изменению степени использования мощности от угловой скорости вала двигателя для характеристики минимальных расходов топлива. В общем случае нельзя подобрать значение фиксированного передаточного числа, обеспечивающего совпадение расходов топлива, хотя бы в некоторой зоне, с линией AB .

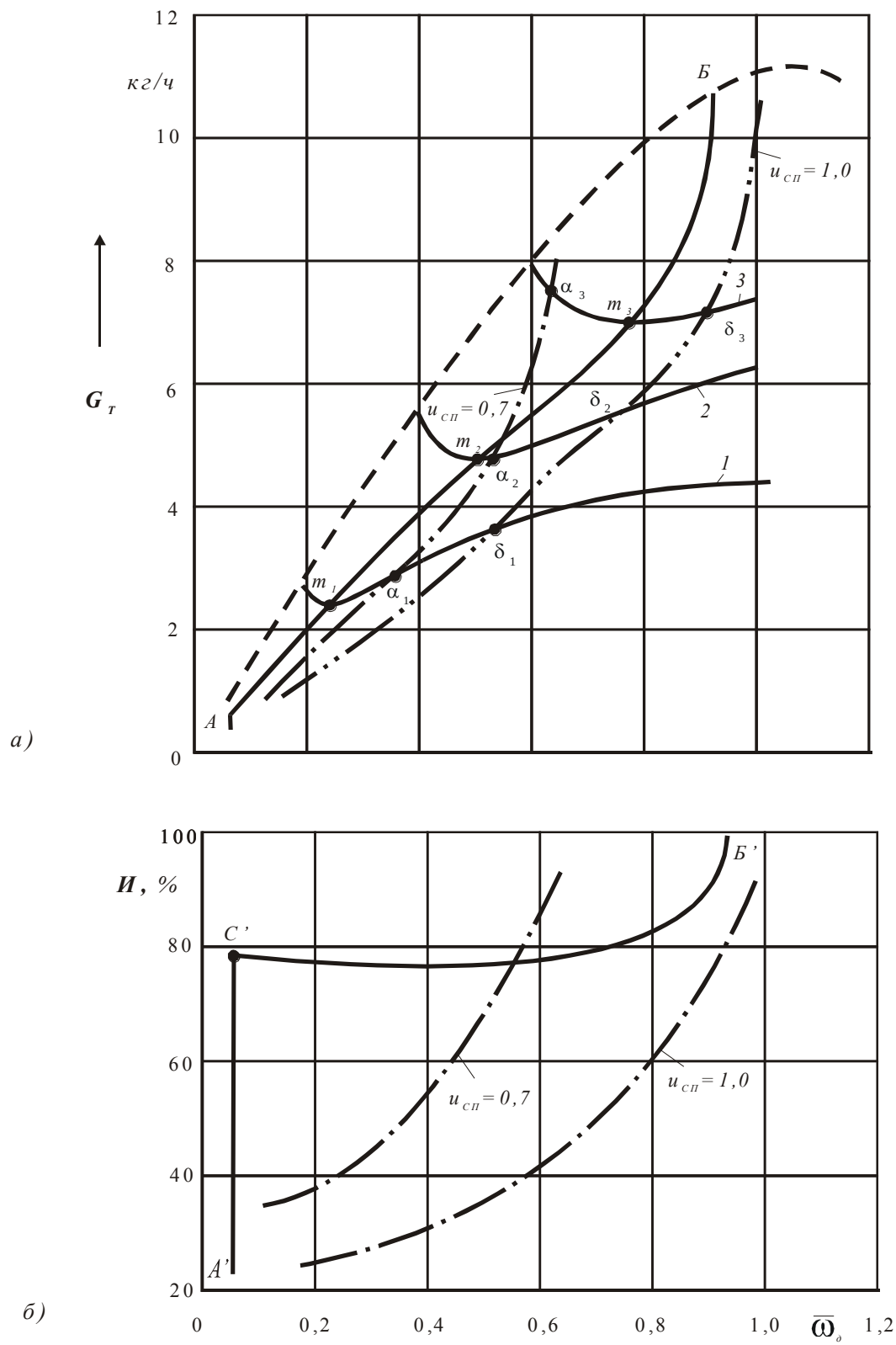


Рис. 10 Определение режимов минимальных расходов топлива двигателя

Фиксированность передаточного числа не позволяет оптимизировать параметры режима $\bar{\omega}_o$ и I . Расположения кривых $u_{сп} = 1,0$ и $0,7$ на рис. 8 б позволили определить, для $\bar{\omega}_{o \min} \approx 0,25$ и $\eta_{TP} = 0,9$, значение передаточного числа $u_{сп} = 0,5$. При таком значении передаточного числа движение будет достаточно неустойчиво критическим. Для обеспечения надёжной устойчивости значение передаточного числа ускоряющей передачи, следует принимать не менее в $1,25 \dots 1,30$ раза больше чем значение «неустойчиво критического». В нашем примере это будет $u_{уск} = (1,25 \dots 1,30) \cdot 0,5$.

Работу двигателя по характеристике минимального расхода топлива при различных значениях скорости равномерного движения автомобиля может обеспечить только бесступенчатая несаморегулируемая передача. Выбор передаточного числа по согласованию $\bar{\omega}_o$, соответствующей точке m_i , со скоростью движения обеспечивает автомобилю наилучшую топливно-экономическую характеристику, причем $u_k = \bar{\omega}_{om_i} / \bar{v}$.

Задача повышения топливной экономичности автомобиля с бесступенчатой передачей в процессе разгона требует дальнейших исследований. Решением ее, очевидно, будет установление законов управления подачей топлива в двигатель и передаточным числом бесступенчатой передачи в зависимости от скорости автомобиля.

Критерием оценки топливной экономичности при разгоне выбран расход топлива за разгон до конечной скорости. Из теории автомобиля известно, что расход топлива за разгон определяется интегралом

$$Q_p = \int_{V_H}^{V_K} \frac{G_T}{j_a} dV_a.$$

Подинтегральное выражение $\mu = G_T / j_a$ определяет расход топлива на единицу приращения скорости автомобиля. Несаморегулируемая бесступенчатая передача, в отличие от других типов передач, позволяет произвести минимизацию μ , путем выбора оптимальных параметров u_k , $\bar{\omega}_o$ и I при мгновенном значении скорости в процессе разгона автомобиля.

Для минимизации подинтегрального выражения при фиксированной скорости автомобиля произведены следующие преобразования развернутых уравнений часового расхода топлива G_T и ускорения j_a :

$$G_T = g_{eN} (a_o + b_o \bar{\omega}_o + c_o \bar{\omega}_o^2) (a_H + b_H I + c_H I^2) \frac{HP_{kv} V_{\max} \bar{v} u_k}{\eta_{TP}} (a_o + b_o \bar{\omega}_o + c_o \bar{\omega}_o^2);$$

$$j_a = \frac{P_{kv} [(a_o + b_o \bar{\omega}_o + c_o \bar{\omega}_o^2) \cdot u_k I - (a_c + b_c \bar{v} + c_c \bar{v}^2)]}{m_a \delta_{ap}}.$$

При обозначении $K_M = (a_o + b_o \bar{\omega}_o + c_o \bar{\omega}_o^2)$ - коэффициент приспособляемости двигателя по моменту

$$G_T = \frac{g_{eN} P_{kv} V_{\max}}{\eta_{TP}} K_o K_M \bar{\omega}_o (a_H + b_H I + c_H I^2) I;$$

$$j_a = \frac{P_{kv} [K_M u_K H - (a_c + b_c \bar{v} + c_c \bar{v}^2)]}{m_a \delta_{ep}};$$

$$Q_p = \int_{v_u}^{v_k} \mu dV_a = \int_{v_u}^{v_k} \frac{G_T}{j_a} dV_a = \frac{g_{eN} m_a V_{max}}{\eta_{TP}} \int_{v_u}^{v_k} \frac{\delta_{ep} K_{\omega} K_M \bar{\omega}_d (a_H + b_H H + c_H H^2) H}{K_M u_K H - (a_c + b_c \bar{v} + c_c \bar{v}^2)} dV_a.$$

Численное интегрирование выражения выполнено, как и для времени и пути разгона применением формулы Симпсона. Для определения угловой скорости вала двигателя, при которой расход топлива Q_p в процессе разгона до $\bar{v}_k$ будет наименьшим, произведены расчеты для трех значений конечных скоростей $\bar{v}_k = 0,45, 0,65$ и $0,85$ в зоне $\bar{\omega}_d = 0,75 - 1,0$. Для каждой конечной скорости существует своя оптимальная угловая скорость вала двигателя $\bar{\omega}_{dOPT}$ обеспечивающая Q_{pmin} .

На рис.11 приведены законы изменения $H = f(\bar{v})$. Кривые 1 и 2 - для бесступенчатой трансмиссии при крайних значениях $\bar{\omega}_d = 0,75$ и $1,0$. Нумерация кривых 3, 4, 5 соответствует возрастающему порядку передач в трехступенчатой коробке передач с рядом передаточных чисел: $u_I = 4,0$; $u_{II} = 1,67$; $u_{III} = 1,0$. При работе двигателя на режиме $\bar{\omega}_d = const$, что возможно только с бесступенчатой передачей, анализируемая функция $H = f(\bar{v})$ имеет вид плавно изменяющейся кривой (кривые 1, 2, рис. 9). Зависимость $H = f(\bar{v})$ для ступенчатой коробки передач, при осуществлении переключения передач по условию $\mu_i = \mu_{i+1}$ имеет вид ломаных кривых. Это объясняется тем, что с переключением передачи меняется угловая скорость вала двигателя и коэффициент учета вращающихся масс.

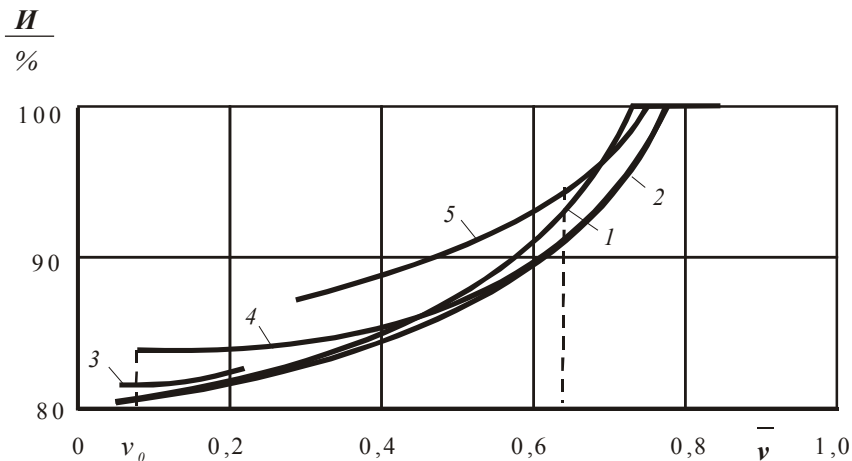


Рис. 11 Режим управления нагрузкой двигателя при экономичном разгоне

В третьей главе приведены сведения об объекте испытаний, об использованных измерительных приборах и стендах, изложена методика и даны результаты экспериментальных исследований автоматической бесступенчатой передачи, включающие тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля и характеристики регулирования передаточных чисел бесступенчатой передачи при дорожных и стендовых испытаниях.

Экспериментальные исследования проводились для принципиальной оценки результатов теоретических исследований и на их основе выявления воз-

возможности повышения эффективности применения бесступенчатой передачи в трансмиссии автомобиля. Исследования были проведены на примере автомобиля *Volvo 343* с клиноременным вариатором в трансмиссии. Автоматическая система клиноременного вариатора реагирует на режим работы двигателя по отклонению угловой скорости $\Delta \omega_d$. Изменение настройки регулятора происходит в зависимости от крутящего момента M_d двигателя, выраженного через разрежение в его впускном коллекторе.

В соответствии с задачами экспериментальных исследований измерены следующие параметры:

- путь S_p , время t_p и расход топлива Q_p в процессе разгона автомобиля;
- угловая скорость вала двигателя ω_d ;
- угловая скорость ведущего шкива бесступенчатой передачи $\omega_{ш}$;
- угловая скорость ведущего колеса автомобиля ω_k ;
- скорость автомобиля V_a и расход топлива Q_s при равномерном движении;
- разрежение в камерах ведущего шкива бесступенчатой передачи p ;
- тяговая мощность на ведущих колесах автомобиля N_k .

При дорожных испытаниях применялись приборы фирмы *ONO SOKKI* Япония: анализатор скорости модели *SPA-12*, куда поступают сигналы от расходомера топлива и пятого колеса модели *SM-171*. На вилке пятого колеса установлен индуктивный датчик сигналов *MP-981* с возможностью генерирования сигнала пути с масштабом 1 см/импульс. Расходомер топлива поршневого типа выдаёт сигнал замера расходуемого топлива с масштабом 1 см³/импульс. Счётчики пути разгона, времени и расхода топлива отсчитывают показатели за каждое приращение скорости автомобиля на 10 км/ч. Для измерения угловых скоростей вала двигателя ω_d , ведущего шкива $\omega_{ш}$ и ведущего колеса ω_k автомобиля использованы индуктивные датчики. Все сигналы фиксировались на ленте четырёхканального магнитографа типа *TEAC R-200* производства Японии. Записи на магнитной ленте переписывались на светочувствительную ленту с помощью стационарного шлейфового осциллографа *VISIGRAPH FR-301*. Стендовые испытания автомобиля *Volvo 343* были проведены на стенде с беговыми барабанами “*dynatest-132*” фирмы *HOFMANN*. Стенд “*dynatest-132*” имеет два режима работы: 1) режим постоянной скорости $V_a = const$; 2) режим постоянного момента сопротивления движению $M = const$. В режиме $V_a = const$ заданная скорость поддерживается при нагружении ведущих колёс моментом, регулируемым системой автоматики стенда. В режиме постоянного момента сопротивления движению, заданное значение M на барабанах стенда поддерживается во всём диапазоне скоростей движения. Значение разрежения в камерах ведущего шкива клиноременного вариатора измерялось с помощью параллельно подсоединенного вакуумметра *SOURIAU*.

Автомобиль *Volvo 343* в трансмиссии имеет автоматическое дисковое центробежное сцепление. В экспериментальных исследованиях автоматической бесступенчатой передачи при разгоне и равномерных режимах движения определена

согласованность характеристик этих агрегатов. Конец буксования сцепления определен по выровненным угловым скоростям ведущей и ведомой частей. Для определения регуляторной характеристики бесступенчатой передачи при разгоне на магнитную ленту записывались угловая скорость ведущего шкива $\omega_{ш}$ бесступенчатой передачи и ведущего колеса ω_k автомобиля. При полном открытии дроссельной заслонки разница вакуума во внешних камерах ведущих шкивов с атмосферным давлением не превышает 5.3 кПа. Поэтому влияние вакуума на характеристики интенсивного разгона не рассмотрено.

Дорожные испытания автомобиля с бесступенчатой передачей позволяют установить разгонные, топливно-экономические характеристики автомобиля, регуляторную кинематическую характеристику бесступенчатой передачи при данных условиях. Определение изменения мощности сопротивления движению от скорости автомобиля методом «выбега» на мерном участке дороги затруднено из-за автоматического центробежного сцепления в трансмиссии и обратного переключения на большие передаточные числа бесступенчатой передачи.

Зависимости совместного режима работы двигателя и автоматической бесступенчатой передачи от нагрузки на ведущих колёсах при постоянной скорости движения автомобиля определены при стендовых испытаниях. Для определения мощности на ведущих колёсах при различных нагрузочных режимах движения использована разработанная экспериментально-расчётная методика.

Баланс мощности на ведущих колёсах при испытаниях на стенде с беговыми барабанами имеет вид

$$N_k = N_{f\delta} + N_{CT} + N_{u3},$$

где N_k - тяговая мощность на колёсах; $N_{f\delta}$ - мощность сопротивления качению колес на барабанах; N_{CT} - мощность, затрачиваемая на прокрутку стенда; N_{u3} - мощность, измеряемая по показаниям прибора стенда.

Мощность сопротивления качению колёс на барабанах стенда определена в следующей последовательности.

1. Определена нормальная реакция R_H (рис. 12) на барабанах от веса приходяще-

го на ведущий мост R_{z2} :

$$R_H = \frac{R_{z2}(r_k + r_\delta)}{\sqrt{4(r_k + r_\delta)^2 - A_\delta^2}},$$

где r_k - радиус качения колеса при данном нагрузочном режиме, значение которого определяется соотношением измеряемых величин V_a / ω_k , м; r_δ - радиус барабана, м; A_δ - межосевое расстояние барабанов, м.

2. Определено значение коэффициента сопротивления качению колёс на дороге при измеряемой скорости $f_{\partial v} = f_0 [1 + a_f (V_a / 3.6)^2]$, где f_0 - начальное значение коэффициента сопротивления качению колес на дороге, для расчетов принято; a_f - коэффициент учета возрастания от скорости движения. Влияние момента на значение коэффициента сопротивления качению ведущих колес рассчитано по формуле $f_{\partial v m} = f_{\partial v} + M (r_{k0} - r_k) / R_H r_{k0} r_k$, где r_{k0} - радиус свободного качения колеса; M - момент на барабанах стенда.

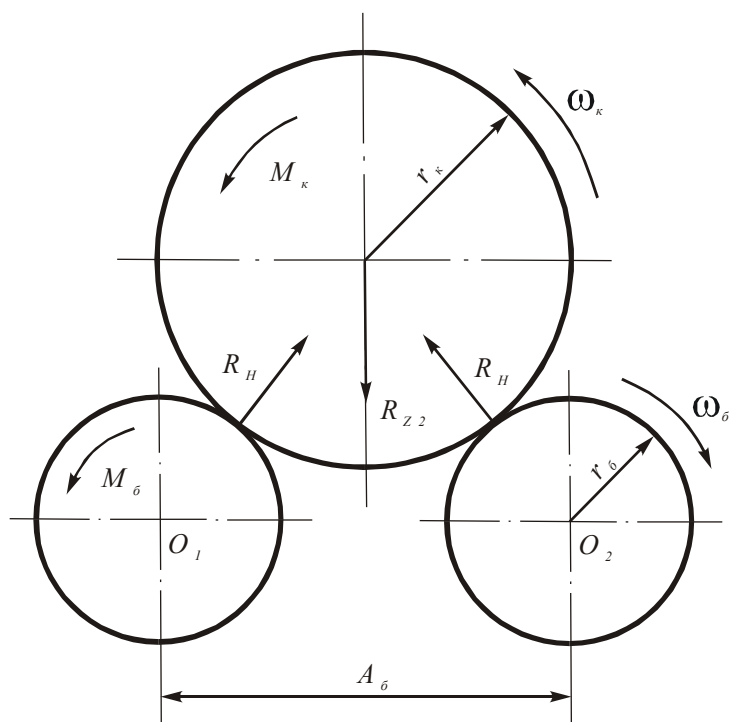


Рис.12 Расчетная схема сил в системе «колесо – беговые барабаны»

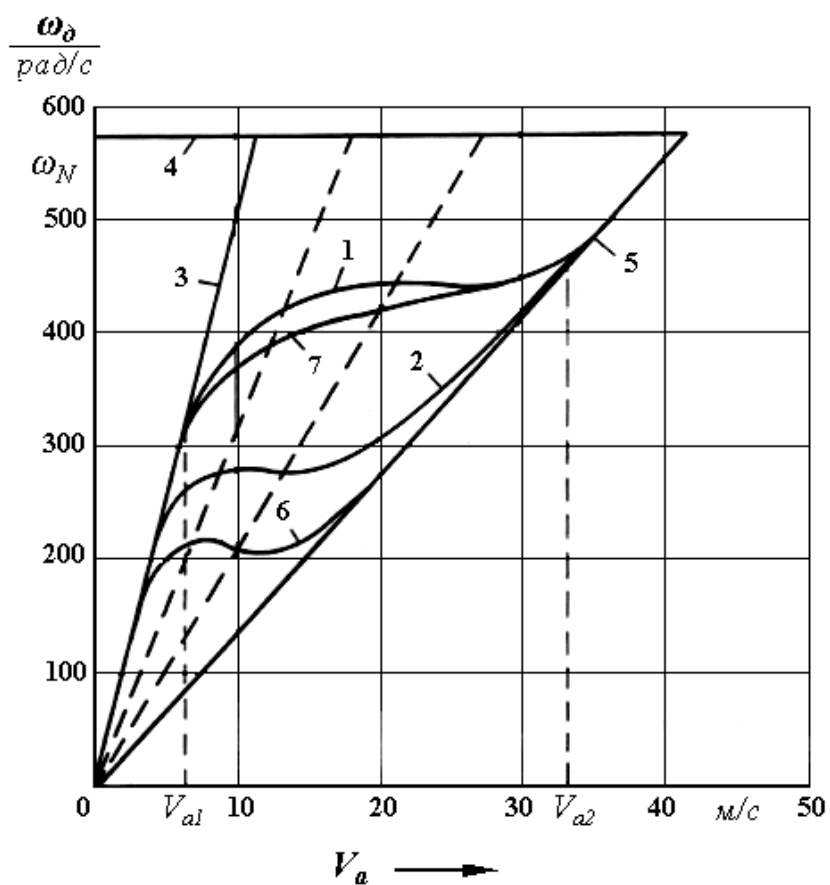


Рис. 13 Кинематическая зависимость вала двигателя и автомобиля

3. По влиянию крутизны барабанов определен коэффициент сопротивления качению колес на барабанах. Поскольку передние барабаны являются нагрузочными а задние свободно вращающимися, то сопротивление качению колес на передних и задних барабанах будет разным:

а) на нагрузочных барабанах
$$f_{\delta_{vm}} = f_{\delta_{vm}} \left[1 + 0,33 \left(\frac{r_k}{r_\delta} \right)^{\frac{4}{3}} \right]$$

б) на барабанах свободного качения
$$f_{\delta_v} = f_{\delta_v} \left[1 + 0,33 \left(\frac{r_k}{r_\delta} \right)^{\frac{4}{3}} \right].$$

4. Определена мощность сопротивления качению колес на барабанах:

а) на нагрузочных барабанах
$$N_{f\delta_m} = R_H f_{\delta_{vm}} \frac{V_a}{3600},$$

б) на барабанах свободного вращения
$$N_{f\delta_v} = R_H f_{\delta_v} \frac{V_a}{3600},$$

в) общая
$$N_{f\delta} = N_{f\delta_m} + N_{f\delta_v}.$$

Таким образом, по приведенной методике определено значение тяговой мощности на ведущих колесах при испытаниях автомобиля с автоматической трансмиссией на стенде с беговыми барабанами.

Для определения влияния вакуумного регулятора на выбор передаточного числа и режим работы двигателя, стендовые испытания проведены при трех вариантах управления осевой силой на ведущих шкивах:

- с отсоединенной вакуумной системой автоматического регулирования передаточным числом; изменение и выбор передаточного числа u_k бесступенчатой передачи в этом варианте, в отличие от следующих, определяются только параметрами центробежных грузов на ведущих шкивах;
- с подключением вакуума во внешние камеры ведущих шкивов;
- с подключением вакуума во внутренние камеры ведущих шкивов.

Измерение угловых скоростей вала двигателя и ведущего шкива бесступенчатой передачи позволило получить картину буксования сцепления ω_δ , $\omega_{ш} = f(t_p)$ с центробежными грузами и вакуумным управлением. Определение процесса буксования сцепления позволило установить моменты полного силового замыкания сцепления. При исследовании характеристики бесступенчатой передачи в дорожных и стендовых испытаниях не наблюдалось движение автомобиля с буксующим сцеплением. Изменение угловой скорости вала двигателя от скорости автомобиля в режиме движения с полностью открытой дроссельной заслонкой определено параметрами центробежных грузов на ведущем шкиве. Измерение вакуума в камерах ведущих шкивов позволило получить зависимость изменения разрежения во впускном коллекторе двигателя при подключенных наружных камерах, от угловой скорости его вала при фиксированной скорости движения автомобиля.

Проведенные дорожные испытания с равномерной скоростью позволили определить характеристику $\omega_k = f(V_a)$ (рис. 13), где кривая 2 получена при рав-

номерном движении. Благодаря применению вакуумной камеры на ведущем шкиве область регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи расширена.

Автоматическая система, реагирующая как на угловую скорость вала двигателя, благодаря применению центробежных грузов, так и на нагрузку, благодаря применению вакуума во впускном коллекторе двигателя при прикрытии дроссельной заслонки, обеспечивает расширенную область изменения передаточного числа бесступенчатой передачи. В то же время система обладает в данном случае внутренней автоматичностью в приспособлении к условиям движения.

Бесступенчатая передача имеет диапазон передаточного числа 3,68, позволяющий использовать область – ограниченную линиями 3, 4, 5 и 6 (рис. 13). Линии 3 и 5 соответствуют постоянному максимальному и минимальному передаточным числам трансмиссии, а линии 4 и 6 - граничные условия по угловой скорости вала двигателя при максимальной мощности и конца буксования сцепления при минимальной нагрузке. Линии 7 и 2 соответствуют регуляторной характеристике бесступенчатой передачи существующей конструкции. Здесь же проведены штриховые линии для передаточных чисел промежуточных передач варианта со ступенчатой коробкой передач. В данной конструкции не достигнуты возможные тягово-скоростные свойства автомобиля с бесступенчатой передачей. В зоне $(0,60 - 0,80) \omega_{\text{дв}}$, где изменяется передаточное число при полном нажатии на педаль дроссельной заслонки, двигатель имеет мощность на 30-10% ниже максимальной. Внутренняя взаимозависимость параметров автоматической системы не позволяет достаточно снизить угловую скорость двигателя в режимах равномерного движения. Это показывает на резерв улучшения топливной экономичности автомобиля.

В четвертой главе приведены актуальность совершенствования автоматической системы управления бесступенчатой передачей с механической структурой, определены основные зависимости анализируемой автоматической системы, разработан метод расчета исследуемой автоматической системы регулирования клиноременного вариатора, метод позволил определить рекомендации по совершенствованию системы, предложен способ регулирования бесступенчатой передачи автомобиля при интенсивном разгоне, учитывающий влияние переменности передаточного числа на формирование ускорения.

Анализом результатов испытаний определены основные параметры системы регулирования бесступенчатой передачи и их взаимозависимости. Установлено их влияние на выбор режима работ двигателя и бесступенчатой передачи. Это в свою очередь, позволило оценить возможность улучшения функционирования системы автоматического регулирования передаточного числа.

Совершенствование системы автоматического регулирования бесступенчатой передачи, на основе примененной на автомобиле *Volvo 343*, обуславливает разработку метода расчета, позволяющего:

- объяснить ограниченность этого способа регулирования;
- определить влияние отдельных характеристик и конструктивных параметров на выбор режима работы двигателя;
- наметить пути дальнейшего совершенствования системы автоматического регулирования, обеспечивающей расширение области регулирования пе-

редаточного числа бесступенчатой передачи.

Момент, передаваемый одним ремнем бесступенчатой передачи автомобиля, равен половине крутящего момента двигателя M_o , умноженного на передаточное число переднего редуктора u_{pn} . Натяжные усилия s_1 и s_2 в ветвях ремня находятся в следующей зависимости от крутящего момента $(s_1 - s_2) D_1 / 2 = 0,5 M_o u_{pn}$. Коэффициент 0,5 учитывает, что момент двигателя передается двумя ремнями. Чтобы передавать тяговое усилие между входящей и выходящей ветвями ремня, ремень должен защемляться в шкивах. По известным рекомендациям из соображений предотвращения проскальзывания ремня и с учетом долговечности, соотношение натяжных усилий в ветвях ремня принято

$m = (s_1 / s_2) \leq 3$. Для этого необходимо $\psi = \frac{m - 1}{m + 1} = \frac{P_0}{S_1 + S_2} \leq 0,5$, где ψ - коэффициент тяги, характеризующий степень использования ремнем сообщенного ему натяжения; P_0 - окружная сила.

Осевая сила на ведущем шкиве, необходимая для обеспечения равновесия системы для максимального нагрузочного режима установлена приблизительно как $K_1 \approx 1,6 K_2$. Осевая сила на ведущем шкиве K_1 уравнивает силу $K_{цб}$ от центробежных грузов, силу K_p от разрежения в вакуумных камерах, соединенных с впускным коллектором двигателя и силу $K_{пр}$ от пружины: $K_1 = K_{цб} + K_p + K_{пр}$

В режиме полного открытия дроссельной заслонки значение разрежения очень мало. Пружина на ведущем шкиве, предназначенная для удержания ремня при не вращающихся шкивах, создает незначительную силу, в сравнении с силой от центробежных грузов. В этом случае, в режиме полной нагрузки, изменение передаточного числа зависит от параметров центробежных грузов. Геометрия профиля кулачка и центра груза определяют функцию $K_{цб}$ от перемещения половины ведущего шкива, т.е. передаточного числа.

При частичных нагрузочных режимах значение осевой силы K_1 на валу ведущего шкива, без учета осевой силы от пружины $K_{пр}$, определяется силой от центробежных грузов $K_{цб}$ и силой от разрежения в камерах шкива K_p . Установленные зависимости $K_{цб} = f(\omega_o, u_k)$ позволяют определить значения K_p в суммарной осевой силе K_1 , если известны передаточное число и угловая скорость вала двигателя.

При работе клиноременного вариатора устанавливается определенное соотношение между осевыми силами K_1 на ведущем и K_2 на ведомом шкивах $\theta = K_1 / K_2$. В работе использована известная эмпирическая зависимость:

$\theta = 0,77 P_o^{0,2} (0,03 K_2^{1,3} e^{-0,042 K_2} + 0,85) (0,0032 \alpha_1 + 0,42)$, где P_o и α_1 в $кГс$, а α_1 - угол охвата ремнем на ведущем шкиве, в градусах. Если известно передаточное число бесступенчатой передачи, то значение θ определимо.

Разработанный метод расчета системы регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи позволяет определить режимы работы двигателя и бесступенчатой передачи при изменении сопротивления движению.

Режим совместной работы двигателя и бесступенчатой передачи, в основном, зависит от трех условий:

1. Обеспечения кинематического согласования скоростей движения автомобиля и угловой скорости вала двигателя;
2. Уравновешенности осевых сил на ведущем и ведомом шкивах;
3. Обеспечения двигателем и бесступенчатой передачей требуемой тяговой мощности.

Условие кинематического согласования позволяет получить характер изменения осевой силы от центробежных грузов, составляющей осевую силу K_1 на валу ведущего шкива, от угловой скорости вала двигателя при обеспечении равномерного движения автомобиля с выбранной скоростью.

На рис. 14 приведен график метода определения режима работы двигателя с автоматически регулируемой бесступенчатой передачей. В режиме полной нагрузки значение $K_{цб}$ находится на кривой 3 (рис. 14) по соответствующему значению угловой скорости вала двигателя определенному для заданной скорости 60 км/час. Кривая 1 характеризует функцию $K_{цб} = f(\omega_о)$ при максимальном передаточном числе бесступенчатой передачи. Кривая 4 характеризует изменения осевой силы $K_{цб}$ от угловой скорости вала двигателя при равномерном движении автомобиля со скоростью 60 км/ч. Крутизну кривой 4 определяет форма кулачка центробежного груза. При разном возможном нагрузочном режиме для заданной скорости автомобиля осевая сила от центробежных грузов определяется кривой 4. Это позволяет установить долю $K_{цб}$ в суммарной осевой силе K_1 , при известном значении последней и угловой скорости вала двигателя.

Следующим, вторым условием определения режима совместной работы двигателя и бесступенчатой передачи является уравновешенность осевых сил на ведущем и ведомом шкивах $K_1 = \theta K_2 = f(\omega_о)$. Для анализируемой конструкции бесступенчатой передачи изменение осевой силы на ведомом шкиве не зависит от нагрузочного режима и является функцией только передаточного числа. Для определения значения осевой силы K_1 на ведущем шкиве через K_2 требуется знать величину коэффициента θ , который зависит не только от передаточного числа, но также и от передаваемого момента. Следовательно, значение K_1 зависит как от передаточного числа, вследствие зависимостей $\alpha = f(u_k)$, $K_2 = f(u_k)$, так и от нагрузочного режима работы бесступенчатой передачи.

Обеспечение баланса осевых сил на ведущем шкиве и выработка двигателем требуемой мощности для движения автомобиля с заданными режимами создают третье условие расчета режима совместной работы двигателя и бесступенчатой передачи.

Таким образом, приведенный метод определения режима работы двигателя с автоматически регулируемой бесступенчатой передачей позволяет:

- установить долю каждой составляющей силы в балансе осевых сил (4.10);

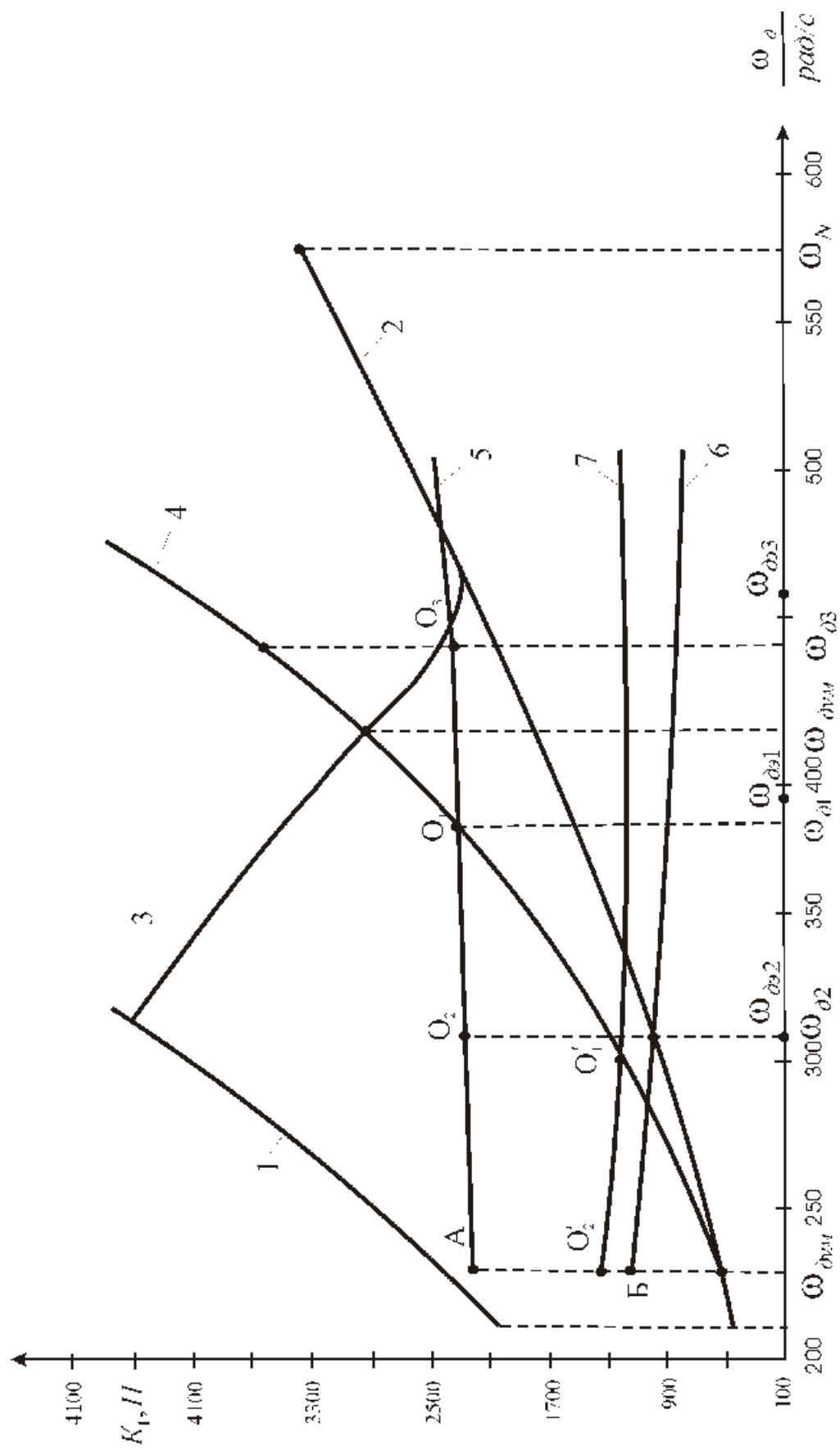


Рис. 14 Расчётный график режима работы системы двигатель-автомобиль

- оценить особенности работы вакуумного регулятора при различных режимах движения;
- объяснить причины ограниченности в выборе оптимального режима совместной работы отдельных частей системы двигатель - бесступенчатая передача с вакуумным регулятором;
- провести анализ влияния конструктивных параметров и зависимостей отдельных частей, участвующих в регулировании передаточного числа на область регулирования.

Одним из уязвимых мест бесступенчатых передач является небольшой диапазон изменения передаточного числа, который в большинстве случаев лимитируется конструктивными соображениями. Минимальное передаточное число бесступенчатой передачи надо выбирать по наименьшей устойчивой угловой скорости двигателя из соображений экономии топлива.

Сравнение рекомендуемых и примененных зависимостей (рис. 13) показывает, что надо расширять область регуляторной характеристики бесступенчатой передачи. На рис. 15 приведены кривые $K_1 = f(\omega_o)$ (кривые 3, 3', 3'') при полной нагрузке для трех вариантов диапазона $(\omega_{o1} - \omega_{o2})$ угловой скорости вала двигателя. При этом, в следствие изменения профиля кулачка центробежного груза, зависимости $K_{уб} = f(\omega_o)$ в каждом варианте будут разными (кривые 4, 4', 4''). Сравнивая значения угловых скоростей вала двигателя на точках пересечений кривых $K_1 = \theta K_2$ (кривая 5) и $K_{уб} = f(\omega_o)$ в каждом варианте, можно анализировать влияние $\omega_o = f(V_a)$ при полной нагрузке на значение $\omega_{оч}$ при частичных нагрузках. Цифры обозначения кривых на рис. 15 соответствуют тем же, что и на рис. 14.

В подтверждение выводов предыдущей главы, принятая кривая $\omega_o = f(V_a)$ является компромиссным решением не только между тягово-скоростными свойствами и комфортабельностью движения, но также и по топливной экономичности автомобиля. Выбираемая зона $(\omega_{o1} - \omega_{o2})$ для полного нагрузочного режима не оказывает ощутимого влияния на расширение области регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи.

Зависимость $K_2 = f(u_k)$ бесступенчатой передачи выбрана из условия передачи максимального момента, развиваемого двигателем. При этом расчетное значение коэффициента тяги принято $\psi = 0,5$. В режиме частичных нагрузок осевая сила K_2 значительно превышает необходимое значение, следовательно, ухудшаются характеристики рабочего процесса бесступенчатой передачи и режимы совместной работы системы двигатель - бесступенчатая передача - автомобиль. Установка устройства реагирования на нагрузочный режим на ведомом шкиве увеличивает область регуляторной характеристики бесступенчатой передачи. На ведомом шкиве устройством, реагирующим на нагрузочный режим, может служить вакуумная камера, аналогичная примененной на ведущем шкиве. В режиме полной нагрузки во всем диапазоне передаточного числа такое устройство практически не влияет на вложенную в конструкцию зависимость $K_2 = f(u_k)$ изменения осевой силы от передаточного числа бесступенчатой передачи.

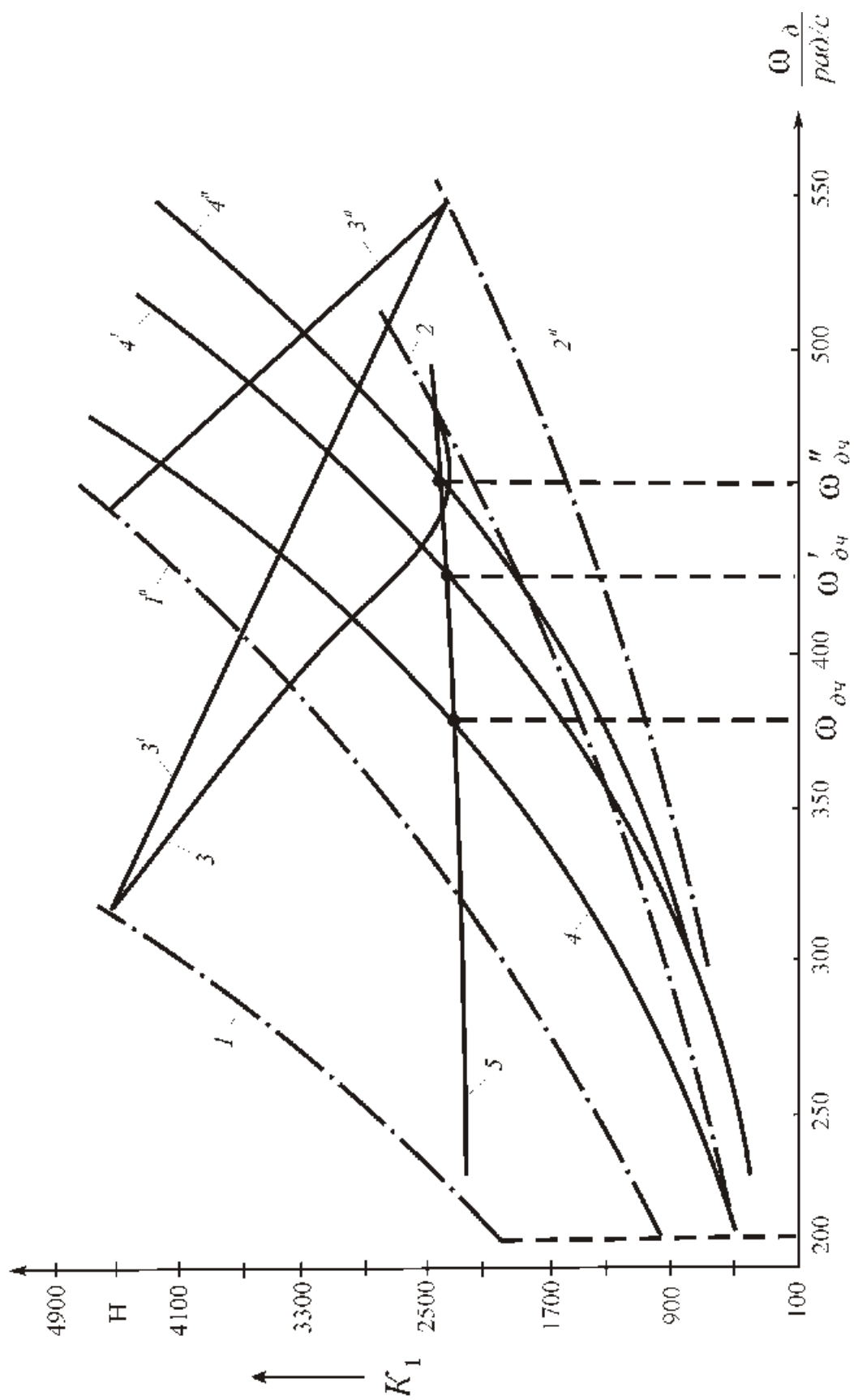


Рис. 15 Влияние регуляторной характеристики для полной нагрузки на выбор режима работы двигателя при частичной нагрузке

Применение на ведомом шкиве дополнительного нагрузочного устройства - вакуумной камеры позволяет расширить область регулирования передаточного числа за счет более эффективного использования осевой силы, создаваемой разрежением в вакуумной камере на ведомом шкиве. На рис.14, кривая 7 соответствует зависимости $K_1 = \theta(K_2 - K_{2p})$ для рассматриваемого режима движения автомобиля. На кривой 7 точками o_1' и o_2' отмечены осевая сила на ведущем шкиве и угловая скорость вала двигателя, соответственно, при отсутствии вакуума во внешней камере ведущего шкива и при соединении ее с впускной системой двигателя. При втором случае, то есть когда функционирует внешняя вакуумная камера на ведущем шкиве и рекомендуемая на ведомом шкиве автоматическая система для рассчитываемого режима выбирает минимальное передаточное число в бесступенчатой передаче и обеспечивает снижение угловой скорости вала двигателя с 310 рад/с при o_2 до 230 рад/с при o_2' .

С помощью разработанных в главе аналитических исследований, методов расчета проведена сравнительная оценка улучшения тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при реализации рекомендуемой характеристики регулирования передаточного числа.

Использование микропроцессора и исполнительных устройств для принудительного регулирования передачи значительно повышает ее гибкость и приспособляемость системы автоматического регулирования бесступенчатой передачи. Целью рекомендуемого способа регулирования бесступенчатой передачи является повышение интенсивности разгона автомобиля путем реализации полученных оптимальных или близких к ним регуляторных характеристик $u_\kappa = f(V_a)$ при теоретических исследованиях. Реализация способа основана на применении системы автоматического регулирования передаточного числа с помощью микропроцессора. В существующих способах не учтено влияние du_κ / dt , то есть скорость изменения передаточного числа по времени на процесс формирования ускорения автомобиля. Ускорение автомобиля с бесступенчатой передачей можно определить

дифференциальным уравнением $j_a = \frac{P_T - P_C}{m_a \delta_{ep}'} - \frac{\sigma_2}{\delta_{ep}'} \omega_\kappa u_\kappa r_\kappa \frac{du_\kappa}{dt}$, где

$\delta_{ep}' = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 u_\kappa^2$ - коэффициент учета вращающихся масс при фиксированном значении передаточного числа. Уравнение является исходной зависимостью ее работы.

Логическая схема рекомендуемого способа регулирования бесступенчатой передачи при разгоне приведена на рис. 16, где: Π_M - устанавливающая связь между крутящими моментами на входном и выходном валах передачи, Π_ω - устанавливающее связь между скоростями этих валов. Другие символы: D - двигатель; A - автомобиль; $ИМ_{\partial\partial}$, $ИМ_{БП}$ исполнительные механизмы управления, соответственно, изменяющие подачу топлива в двигатель и передаточное число бесступенчатой передачи; $РД$, $РП$ - регуляторы, управляющие, соответственно, подачей топлива в двигатель и передаточным числом бесступенчатой передачи; $\PhiЗР$ - функциональное звено изменения настройки регулятора; $ЗУ$ - запоминающее устройство; $КУ$ - корректирующее устройство; $БС$ - блок сравнения; датчики:

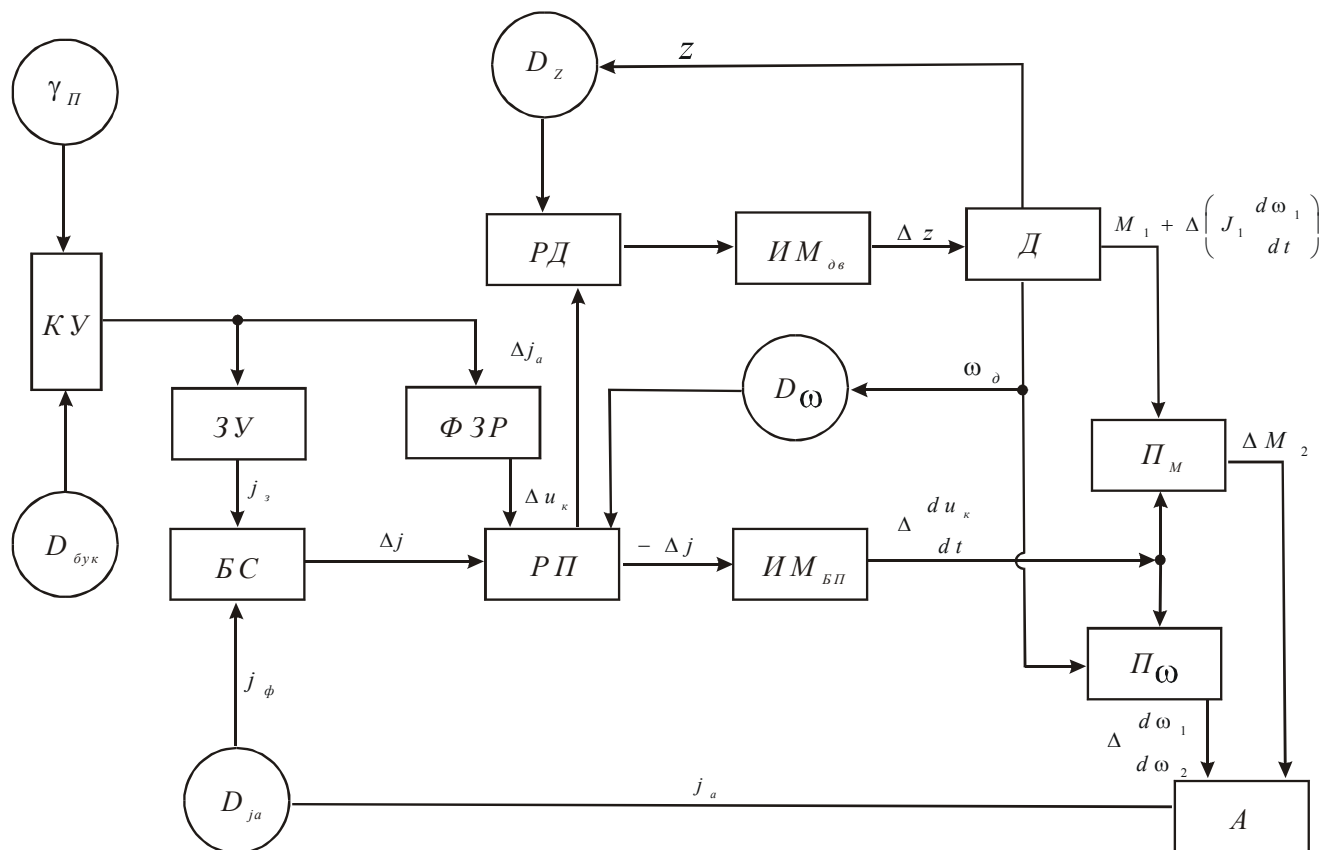


Рис. 16 Логическая схема способа регулирования передаточного числа при интенсивном разгоне

D_{ja} - ускорения автомобиля ; $D_{бук}$ - буксования колес ; $\gamma_{п}$ - положения педали подачи топлива ; D_{ω} - угловой скорости вала двигателя ; D_z - положения органа подачи топлива. Разделение управляющей ветви на регуляторы и исполнительные механизмы на логической схеме (рис. 4.18) объясняется тем, что первые, имея электронную схему, входят в состав микропроцессора, а вторые (ИМ), как силовой элемент имеют механическую (гидравлическую, комбинированную и т.д.) структуру. Способ регулирования бесступенчатой передачи автомобиля при разгоне заключается в получении сигналов о буксовании колес, определении и количества подачи топлива в двигатель, измерении угловой скорости вала двигателя и последующего регулирования либо передаточного числа, либо количества подачи топлива и отличается от известных тем, что сначала задают значение ускорения разгона по условиям движения, затем устанавливают начальные значения угловой скорости вала двигателя и передаточного числа, сравнивают с измеренным фактическим ускорением и по сигналу сравнения осуществляют регулирование скоростью изменения передаточного числа до их выравнивания.

На участке дороги с малым коэффициентом сцепления колес с дорогой, подведение к ведущим колесам значительной силы тяги для желаемой интенсивности разгона может вызвать их пробуксовку. При буксовании колес машины, ее ускорение будет меньшим. Возрастет "отрицательная" разница $\Delta j = j_{\phi} - j_z$, что, как указано выше, требует увеличения du_{κ} / dt , тем самым и силы тяги на колесе.

Это еще увеличило бы "отрицательную" разницу Δj . Однако, с появлением буксования ведущих колес датчик $D_{\text{бук}}$ буксования будет выдавать сигнал пропорциональный степени буксования колес на корректирующее устройство КУ, где значение j_s будет корректироваться - уменьшаться. Наличие связи $D_{\text{бук}} - КУ - ЗУ - БС$ автоматически ликвидирует явление буксования ведущих колес, и процесс разгона будет протекать с максимально возможной интенсивностью по условиям сцепления колес с дорогой.

Таким образом, предлагаемый способ регулирования бесступенчатой передачи позволяет осуществлять разгон не только с максимально возможной интенсивностью (на пределе буксования колес), но и с заданной интенсивностью.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В ходе решения проблемы, сформулированной на основе критического анализа исследований и конструктивных решений, посвященных выбору параметров и режимов управления двигателем и трансмиссией автомобиля, в диссертационной работе получены следующие новые научные результаты:

1. На основе проведенного расчетно-сравнительного анализа оценочных критериев интенсивности и топливной экономичности автомобиля, определено их влияние на выбор параметров и режимов управления двигателя и трансмиссии, и определена объективность выбираемого критерия оценки процесса разгона по интенсивности и топливной экономичности автомобиля.

2. На основе статистического анализа результатов экспериментальных испытаний двигателей автомобиля Дамас с карбюратором и автомобиля Нексия с многоточечным инжекторным впрыском топлива, определена возможность применения известных методов и уравнений для исследований скоростных характеристик двигателей внутреннего сгорания.

3. Уточнено уравнение определения силы сцепления колёс с дорогой, на основе методов баланса сил из теории автомобиля, введением зависимостей коэффициентов сцепления и сопротивления качению колёс от скорости движения автомобиля, позволяющее определить предельную тягово-скоростную возможность автомобиля во всём диапазоне скоростного режима. Разработаны метод и программа расчёта предельно возможной тягово-скоростной характеристики автомобиля по условиям сцепления колёс с дорогой.

4. Разработан метод определения скоростной характеристики двигателя, обеспечивающей автомобиль максимально возможным тягово-скоростным свойством. Выявлено влияние схемы расположения ведущих колес на показатели характеристики при движении с интенсивным разгоном и равномерным движением.

5. Разработан метод определения ряда и диапазона передаточных чисел ступенчатой трансмиссии по обеспечению автомобиля наиболее интенсивным разгоном.

6. Разработан метод определения режима регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи, учитывающий плавную переменность передаточного числа бесступенчатой передачи, обеспечивающего автомобиль наиболее интенсивным разгоном.

7. Разработан метод выбора рационального диапазона и закона регулирования бесступенчатой трансмиссией автомобиля. При оптимизации по времени разгона до 100 км/ч с удельной мощностью автомобиля от 25 до 115 кВт/т диапазон регулирования передаточного числа находится в пределах 3,5...3,3.

8. Разработан метод расчетного определения характеристики минимальных расходов топлива двигателя и топливной экономичности равномерного движения автомобиля.

9. В исследованном диапазоне удельной мощности 25 - 115 кВт/т автомобиля, при одинаковости относительных минимальных угловых скоростей вала двигателя значение минимального передаточного числа изменилось в среднем на 8-10%. На общий диапазон регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи, определяемый отношением $u_{к\max} / u_{к\min}$ с учетом интенсивности разгона, существенное влияние оказывает $\overline{\omega}_{\phi\min}$. При условно принятом $\overline{\omega}_{\phi\min} = 0,2$ и $\eta_{тр} = 0,85 - 0,9$ общий диапазон регулирования передаточного числа определен равным 8-9.

10. Разработан расчетный метод выбора режима экономичного разгона автомобиля, позволяющий определить угловую скорость вала двигателя при разгоне с бесступенчатой передачей и режима управления нагрузкой двигателя при экономичном разгоне автомобиля со ступенчатой и бесступенчатой передачами.

Определено, что при разгоне автомобиля с бесступенчатой передачей до 100 км/час выбор оптимальной угловой скорости вала двигателя уменьшает расход топлива на 2%, управление нагрузкой двигателя увеличивает эту экономию до 5% относительно интенсивного разгона на режиме постоянной максимальной мощности и при этом интенсивность по времени ухудшается на 14%. Расход топлива автомобиля с бесступенчатой передачей на 13% меньше, чем с трехступенчатой коробкой передач и на 11,5% меньше, чем с четырех ступенчатой коробкой передач.

11. Разработана методика экспериментальных исследований, включающая определение тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля и характеристики регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи при дорожных и стендовых испытаниях.

12. Результаты проведенных дорожных и стендовых испытаний показывают, что применение автоматической системы регулирования передаточного числа, реагирующей на разряжение во впускном коллекторе, по сравнению с нереагирующей, приводит к экономии топлива в среднем на 15-16%.

13. Разработан метод расчета режима работы системы двигатель - бесступенчатая передача с автоматическим регулятором, реагирующим на нагрузку по разрежению во впускном коллекторе двигателя. Он позволяет:

- объяснить ограниченность примененного на автомобиле Volvo 343 способа регулирования передаточного числа по нагрузочному режиму;
- определить влияние отдельных характеристик и конструктивных параметров на выбор режима работы двигателя;
- наметить возможности дальнейшего совершенствования системы автоматического регулятора.

14 Разработан способ регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи, позволяющий реализовать результаты теоретических расчетов по обеспечению наиболее интенсивного разгона автомобиля. Система автоматического регулирования, основанная на микропроцессорном управлении, позволит осуществить разгон автомобиля не только с максимально возможной интенсивностью (на пределе буксования колес), но и с заданной интенсивностью, а также улучшить обгонные качества машины.

Основное содержание диссертационной работы опубликовано в следующих работах:

1. Мухитдинов А.А. Влияние полной и приведенной масс автомобиля на выбор режима переключения и передаточных чисел коробки передач. - Сб. научн. тр. МАДИ, 1982. Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств, с, 107-111.
2. Мухитдинов А.А. Топливная экономичность автомобиля с бесступенчатой передачей при равномерном движении. - Сб. научн. тр./МАДИ, 1983. Совершенствование рабочих процессов автотранспортных средств, с. 47-51.
3. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Анализ процесса интенсивного разгона самоходной машины с бесступенчатой передачей. - Тракторы и сельхозмашины, 1983, №10, с. 9-Ю.
4. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Барвинок В.Г. О выборе критериев оптимизации процесса разгона автомобиля. – Известия вузов, Машиностроение, 1983, №12, С.91-96.
5. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Интенсивный разгон автомобиля с бесступенчатой передачей. - М., 1984. - 12 с. – Рукопись представлена Моск. автотранспортным и-том. Деп, в НИИНАвтопроме 5 марта 1984. № 1006ап-Д84.
6. Мухитдинов А.А., Умняшкин В.А., Колмаков В.И. Экспериментальное исследование бесступенчатой передачи автомобиля В кн.: Повышение эксплуатационных свойств автотранспортных средств, Сб. науч. трудов МАДИ, 1984, с. 77-83.
7. Мухитдинов А.А. Топливная экономичность автомобиля с бесступенчатой передачей при разгоне. В кн.: Повышение эксплуатационных свойств автотранспортных средств / Сб. науч. трудов МАДИ, 1984 с. 66-73.
8. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Метод расчета оптимального по интенсивности разгона самоходной машины. - Известия ВУЗов, Машиностроение, 1984, №7, с. 74-79.
9. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Метод расчёта режима работы системы двигатель-бесступенчатая передача-автомобиль. В кн.: Седьмая Всесоюзная НТК по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью. Тезисы докладов, Одесса, 1986.
10. Мухитдинов А.А. Совершенствование конструкции бесступенчатой передачи с целью повышения топливной экономичности. В сб. тезисов НТК «Повышение топливной экономичности автомобилей и тракторов», Челябинск, 1987.

11. Мухитдинов А.А., Юлчиев З. Методика экспериментального исследования регуляторной характеристики бесступенчатой передачи на автомобиле. Деп. в ЦНИИТЭИ Автопрома 29 июля 1987, №1584-ап.
12. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Пути оптимизации гидромеханических передач автомобилей. Сб. трудов 5-межд. Конференции «МОТАУТО'98», София, октябрь 1998, том 3, с. 1-3.
13. Мухитдинов А.А. Способ регулирования бесступенчатой передачи автомобиля при интенсивном разгоне - Транспорт, Москва, 2000, №7, с.32-33.
14. Мухитдинов А.А. О максимально возможном тягово-скоростном свойстве самоходной машины - Транспорт, Москва, 2000, №7, с.37-39.
15. Мухитдинов А.А. Метод расчёта диапазона передаточного числа трансмиссии автомобиля - Транспорт, Москва, 2000, №9, с.27-29.
16. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Трансмиссия автомобиля и условия эксплуатации - Транспорт, Москва, 2000, №9, с.31-32.
17. Мухитдинов А.А. Выбор рационального регулирования бесступенчатой передачи самоходной машины - Тракторы и сельхозмашины, Москва, 2000, №7, с. 27-28.
18. Мухитдинов А.А. Метод определения предельной тяговой силы автомобиля. В сб. докладов международной научно-технической конференции «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-Азиатском регионе», Ташкент, 2000, Том 1.
19. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Система «двигатель-трансмиссия». Ступени развития – Автомобильная промышленность, Москва, 2001, №4, с. 13-14.
20. Мухитдинов А.А. Метод расчета системы автоматического регулирования бесступенчатой передачи – Илмий-техника журнали, Фаргона Политехника институти, 2002, №1, с. 33-37.
21. Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А. Мартынов К.В. Оптимизация процесса разгона АТС – Автомобильная промышленность, Москва, 2002, №1, с.20-21.
22. Kadirov S., Muhitdinov A. The microprocessor system of automatic control of continuously variable transmission. – Proceedings of Second World Conference on Intelligent Systems for Industrial Automation. – Tashkent, June 4-5, 2002, p. 63-67.
23. Мухитдинов А.А. Совершенствование характеристик двигателей автомобилей – Вестник транспорта, Москва, 2002, № 7, с. 27- 31.
24. Мухитдинов А.А. Метод расчета режима работы двигателя и управления трансмиссией по улучшению топливно-экономических свойств автомобиля. - Транспорт, Москва, 2002, № 10, с. 21-23.
25. Мухитдинов А.А. Выбор передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии по интенсивному разгону автомобиля - Транспорт, Москва, 2002, №10, с. 25-26.

АВТОМОБИЛ ДВИГАТЕЛИ ВА ТРАНСМИССИЯСИ ПАРАМЕТРЛАРИНИ ВА БОШЬАРУВ РЕЖИМЛАРИНИ ТАНЛАШ МУАММОСИНИНГ ЕЧИМИ

Автомобил тортувчанлик ва ёнилци тежамкорлик хусусиятларини мукаммаллаштириш нуътаи назаридан трансмиссиясининг поцанали ва поцанасиз узатмалари Ёутисининг узатишлар сонини, поцаналар Ёаторини, уларни бошьяриш режимларини аниьлашга бацншланган изланишларда ягона ечимга келинмаганлиги тахлил Ёилинган. Ечимларнинг турилилигига танданган баьолаш меъзонларининг адолатлилик даражаси таъсири аниьланган. Поцанали Ёутиларнинг узатишлар сони ва Ёаторини аниьлашда анъанавий усулнинг чегараловчилик сабаби кщрсатилган. Автомобилга энг юьори тортувчанлик ва тезкорлик хусусиятини берувчи двигатель характеристикаси, трансмиссия параметрлари ва уларни бошьяриш режимларини танлаш услуги яратилган. Автомобилни энг тезланувчан харакатли сифатга эга бщлишини таъминлашда поцанасиз узатмалар Ёутиси узатишлар сони узлуксизлигининг таъсирини щрганиш натижасида унинг параметрларини ва бошьяарувини танлаш услуги ишлаб чиьилган. Поцанасиз узатмалар Ёутисини автоматик бошьяарувчи тизимни хисоблаш усули яратилган ва бундай тизимларни такомиллаштиришга тавсиялар берилган. Яратилган услублар автомобилнинг тортувчанлик ва ёнилци тежамкорлик хусусиятларига турли конструктив параметрлар ва эксплуатация шароити факторларининг таъсирини баьолашга имкон беради.