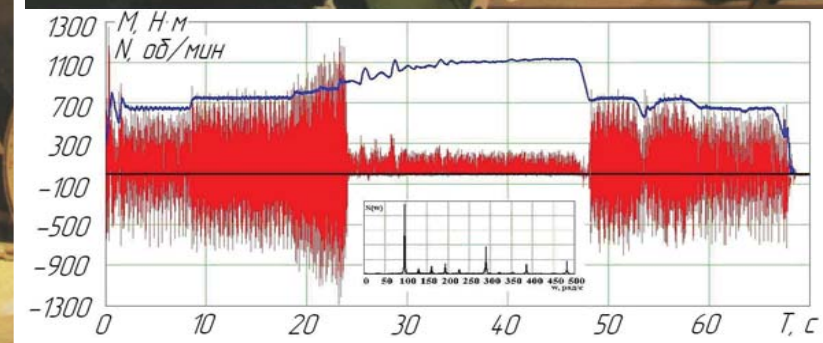
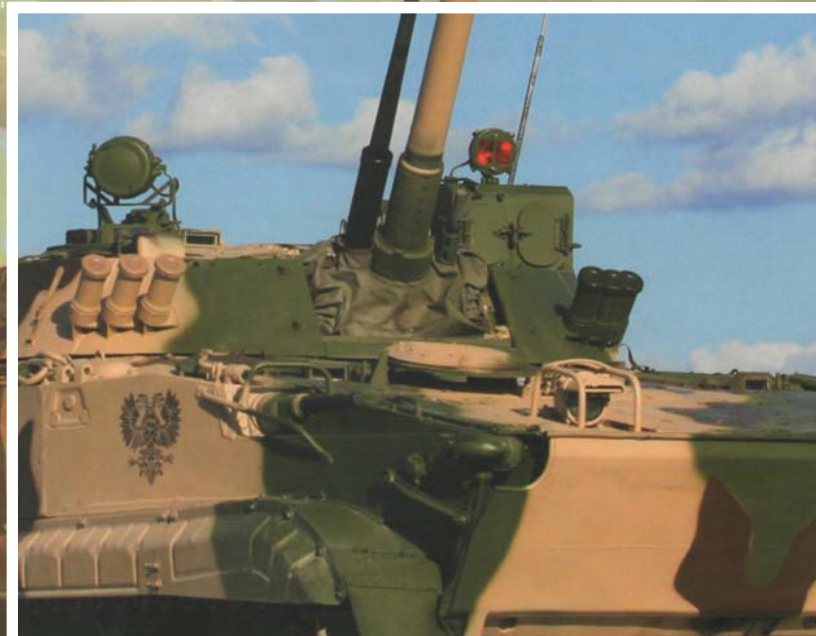


В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, И.А. ТАРАТОРКИН

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Учебное пособие



Курганский  
государственный  
университет



редакционно-издательский  
центр

43-38-36

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, И.А. ТАРАТОРКИН

# **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Учебное пособие

Допущено УМО вузов РФ по образованию  
в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов  
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по специальности  
190202 – Многоцелевые гусеничные и колесные машины

Курган 2008

УДК 629.1.02

Д 36

Держанский В.Б., Тараторкин И.А., **Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие.** – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2008. – 152 с.

В учебном пособии приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии транспортных машин формируемой динамикой управляемого движения при взаимодействии с внешней средой, динамическими свойствами структурных составляющих системы «двигатель–трансмиссия–корпус» при переходных и на установившихся режимах движения. Исследуется динамика и синтезируются алгоритмы управления переходными процессами регулирования поступательной и вращательной скорости движения.

Пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности 190202 – Многоцелевые гусеничные и колесные машины, может быть полезно для аспирантов, научных и инженерно–технических работников, занимающихся исследованием и созданием транспортных машин.

Рис. – 68, табл. – 8, библиограф. – 30 назв.

Печатается по решению методического совета Курганского государственного университета.

Рецензенты: профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, доктор технических наук Г.О. Котиев; генеральный директор и главный конструктор ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения» А.И. Никонов.

ISBN 978–5–86328–902–1

© Курганский  
государственный университет,  
2008

© Держанский В.Б.,  
Тараторкин И.А., 2008

## ВВЕДЕНИЕ

При разработке перспективных многоцелевых транспортных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссии и систем управления движением при обеспечении необходимой долговечности элементов. Долговечность элементов современных и перспективных трансмиссий транспортных машин во многом ограничивается высокой динамической нагруженностью. Неравномерность нагрузок вызывает изгибные и крутильные колебания, которые являются причиной до 80% отказов.

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии, так как принято считать, что введением гидротрансформатора – активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии, можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий (ГМТ) гусеничных машин – быстроходных, транспортных повышенной проходимости (снегоболотоходов), лесопромышленных и полноприводных автомобилей КАМАЗ и Урал с колесной формулой 6×6 и 8×8, Patriot (4×4 с опытной трансмиссией КАТЕ) и других показывают, что динамическая нагруженность формируется:

- режимом движения машины, взаимодействующей с внешней средой;
- динамическими свойствами структурных составляющих машины, их техническим состоянием и температурным режимом при переходных процессах и на установившихся режимах движения;
- алгоритмом управления переходными процессами при регулировании поступательной и вращательной скорости движения.

Это определяет необходимость проведения глубоких исследований, направленных на снижение динамической нагруженности.

Снижению динамической нагруженности механических приводов посвящены исследования многих ученых и специалистов, в результате которых предложен ряд методов динамического гашения колебаний. Однако до настоящего времени проблема ограничения динамической нагруженности трансмиссий машин высокой проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения не решена. Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление в течение ресурса машины, проблема прогнозирования и снижения динамической нагруженности в трансмиссии транспортных машин является актуальной.

Выполненные исследования показывают, что динамическая нагруженность во многом определяется управлением исполнительными механизмами при переходных процессах. При движении машин высокой проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения необходимо создать адаптивное управление трансмиссией. Управление движением осуществляется по двум взаимосвязанным координатам –

поступательной скорости и направлению движения. Повышение скоростных качеств и многофункциональность машин, увеличение числа управляемых элементов приводят к сложным алгоритмам управления.

Для перспективных машин создаются информационно-измерительные и управляющие системы (ИИУС), включающие бортовой компьютер и датчики, измеряющие основные параметры движения и состояния машины. В связи с этим вполне логично автоматизировать процессы управления движением, выполнив систему управления в виде блока ИИУС. Анализ и целенаправленное снижение динамической нагруженности, синтез программы управления переходными процессами базируется на исследовании динамики процессов системы «машина – водитель – внешняя среда». В рассматриваемой системе водитель выполняет две функции: создание упреждающего управления и звена обратной связи. Ограниченность психофизиологических свойств водителя и их крайняя нестабильность в процессе движения во многом снижает управляемость, соответственно и возможность реализации потенциальных скоростных качеств.

В данной работе приводятся результаты исследования и методы прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии, формируемой:

- динамикой управляемого движения системы «машина – водитель – внешняя среда»;
- динамическими свойствами системы «двигатель – трансмиссия – машина»;
- динамикой переходных процессов при управлении движением.

Рассматривается динамика и управление переходными процессами при регулировании поступательной скорости движения машины, в том числе:

- динамика и управление процессом трогания машины с места;
- синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии, ее адаптация на основе мониторинга технического состояния и режима функционирования;
- прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничной машины;
- динамика и управление процессом торможения машины и поддержания безопасной дистанции.

В наибольшей степени подвижность машин ограничивается условиями движения в повороте, при котором трансмиссия наиболее нагружена.

В работе приводятся результаты исследования динамики регулирования направления движения (поворота) быстроходной гусеничной машины; прогнозирование подвижности этих машин при криволинейном движении; синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины с непрерывными и дискретными свойствами системы.

Содержание работы базируется на результатах исследования динамики управляемого движения перспективных и модернизируемых транспортных машин, выполненных кафедрой за последние годы при поддержке грантами Президиума РАН, РФФИ, Минобразования и науки России.

# 1. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Наиболее эффективным методом прогнозирования динамической нагрузки является математическое моделирование. Для описания динамики сложной неоднородной системы переменной структуры, взаимодействующей с внешней средой, необходимо составить систему дифференциальных уравнений, в том числе в частных производных, описывающих процессы при определенной совокупности начальных и граничных условий. В свою очередь, изменение граничных условий задается своей системой дифференциальных уравнений. Большая размерность системы затрудняет не только интегрирование, но и анализ полученных результатов. Разработка упрощенных моделей требует экспериментальной оценки корректности основных допущений с последующим уточнением модели. В связи с этим в данной работе построение расчетных схем и упрощенных математических моделей базируется на результатах экспериментального исследования.

## 1.1. Прогнозирование динамической нагрузки трансмиссии транспортной машины, формируемой взаимодействием с внешней средой

### 1.1.1. Экспериментальное исследование динамической нагрузки силового блока быстроходной гусеничной машины, взаимодействующей с внешней средой

Экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстроходной гусеничной машины (БГМ) установлено, что величина сил нагружения соединительных валов трансмиссии, формируемая параметрами внешней среды и динамическими процессами в 3...6 раз превышает принимаемые при расчете. Фрагмент осциллограмм приведен на рис. 1.1, а результаты обработки – на рис. 1.2 в нижней части тягово-динамической характеристики.

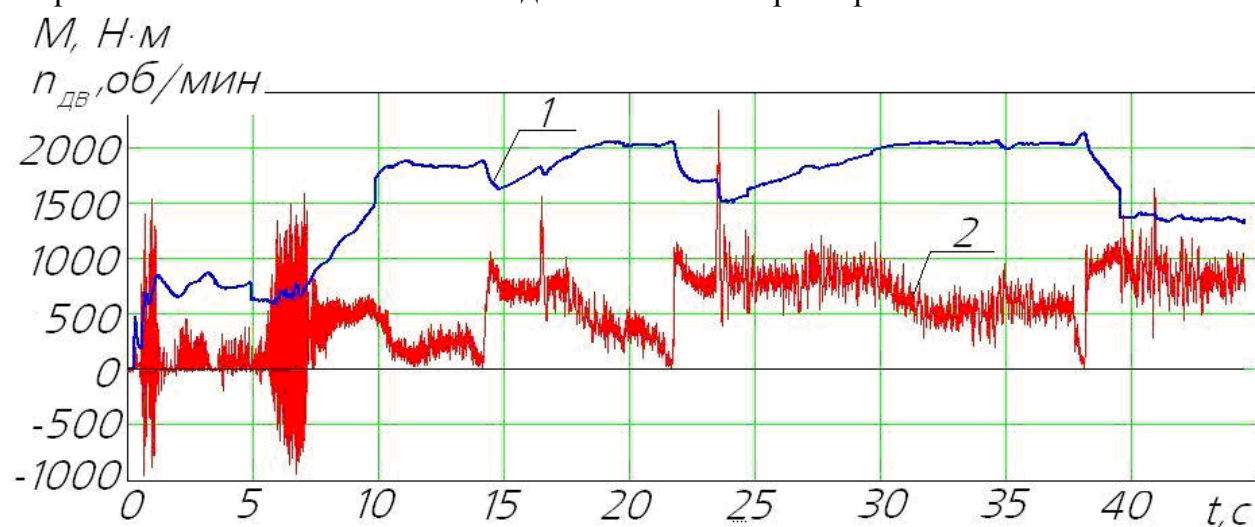


Рис. 1.1. Фрагмент осциллограммы динамического нагружения соединительных валов трансмиссии гусеничной машины:

1 – обороты двигателя; 2 – момент на входном валу трансмиссии

Из приведенных данных следует, что силы на соединительных валах формируются не только сопротивлением грунта, но и динамикой гусеничного движителя и в наибольшей степени динамикой движения машины. С увеличением скорости движения силы возрастают и находятся в пределах от 1500 до 6900 кг при скорости 46 км/ч и носят случайный характер.

Динамическая нагруженность определяется по частотным характеристикам, рассматривая нагруженность трансмиссии при движении с определенной скоростью как стационарный процесс, спектральная плотность которого определяется с использованием программы PowerGraph, реализующей алгоритм быстрого преобразования Фурье. Анализ спектральной плотности процесса нагружения показывает, что в полосе частот (см. рис. 1.3) от нуля до 100 Гц спектр колебаний имеет три ярко выраженных диапазона доминирующих частот: 0.25...0.50; 1.5...2.5; 60...75 Гц.

На основе спектрального анализа динамических сил и фильтрации осуществлена идентификация структурных составляющих динамической нагруженности. Анализ процессов движения, формирующих нагруженность соединительных валов при движении машины, показывает, что первая частота вызвана изменением продольно-углового ускорения; вторая, более высокая, - углового ускорения, вызванного уводом; а третья, самая высокая, является «траковой».

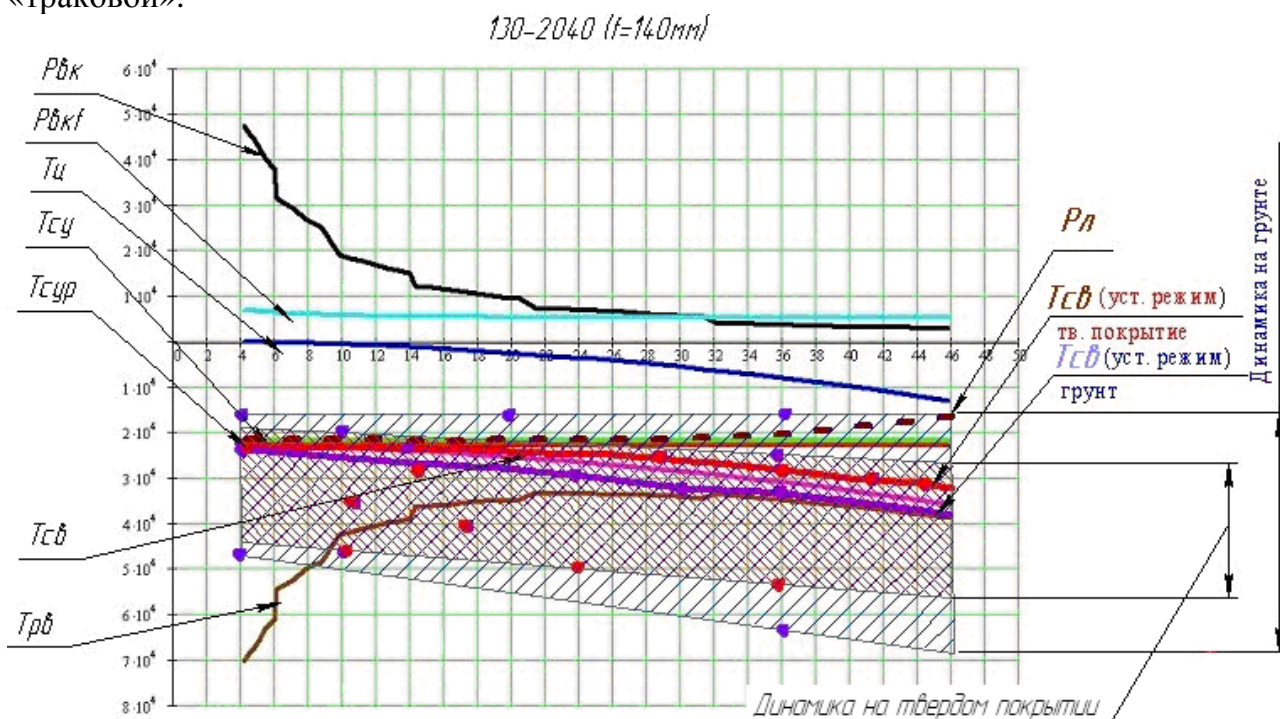


Рис. 1.2. Динамическая нагруженность соединительных валов гусеничной машины

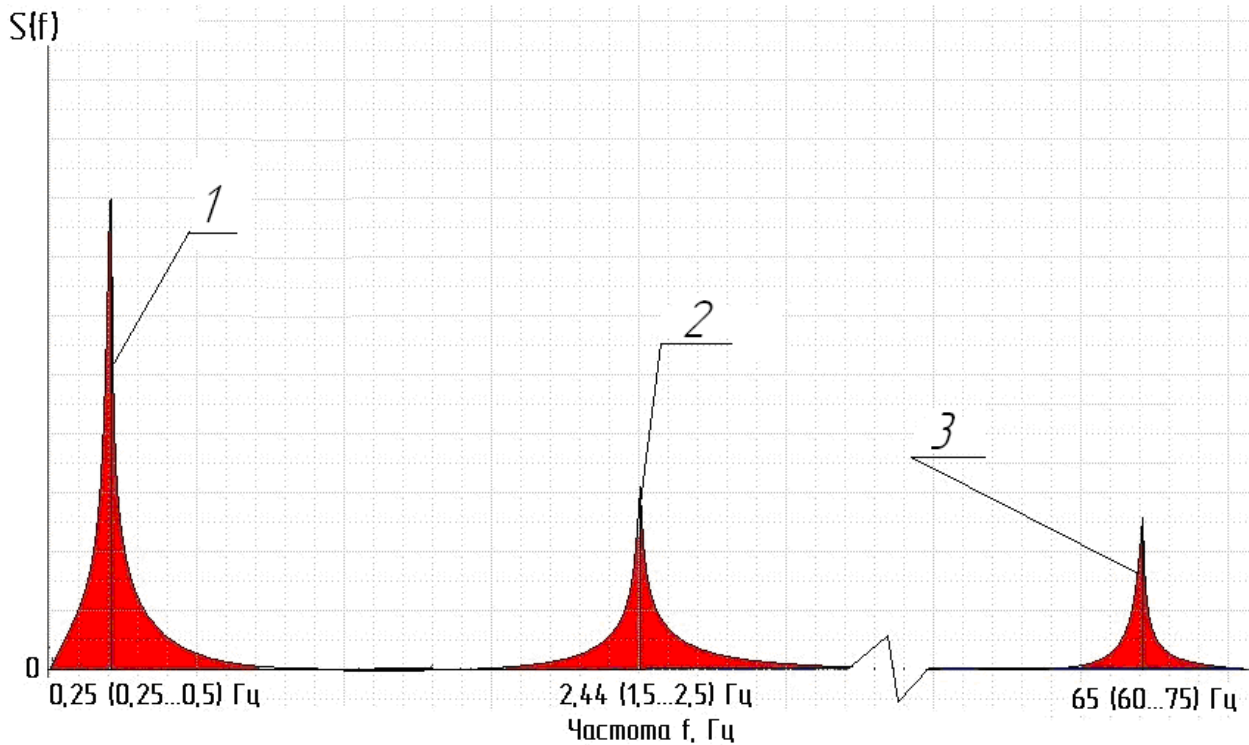


Рис. 1.3. Спектральная плотность процесса нагружения соединительных валов трансмиссии гусеничной машины при движении по грунтовой дороге со скоростью 30...32 км/ч:

1, 2, 3 – диапазоны частот, определяемые ускорениями продольно-угловых колебаний, угловых и зацеплением ведущего колеса с гусеницей, соответственно

Вид спектральной плотности процесса нагружения позволяет произвести соответствующую фильтрацию и разделения нагрузки в соединительных валах на компоненты (рис. 1.4).

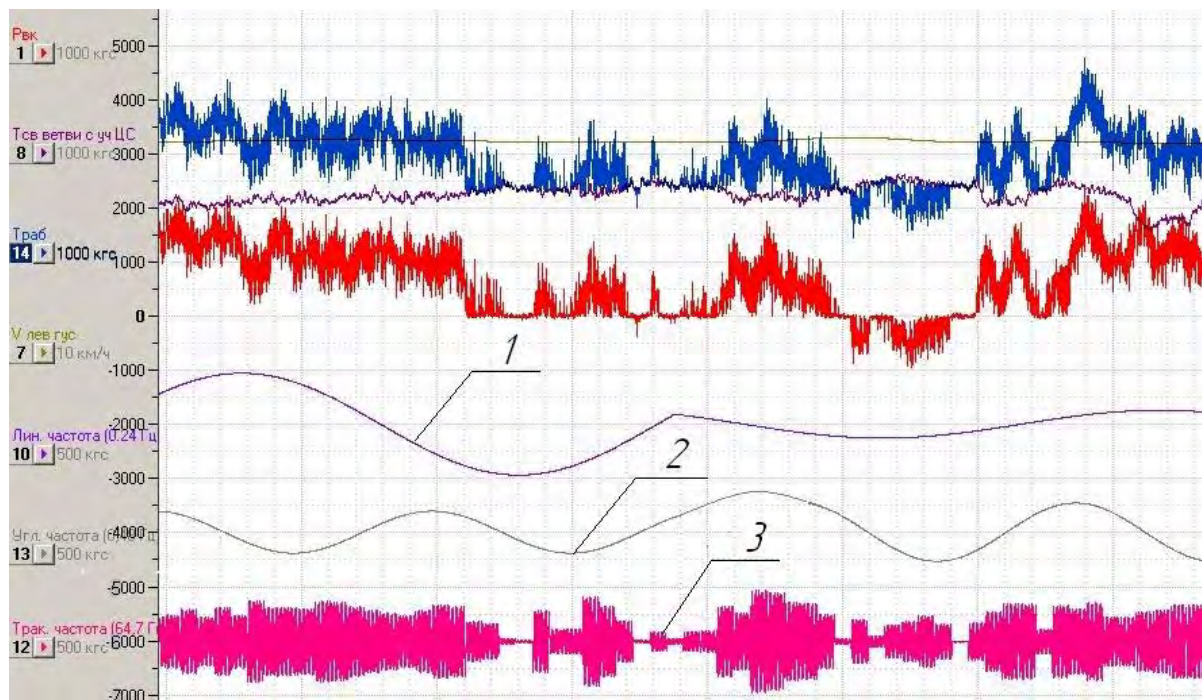


Рис. 1.4. Фильтрация частотных составляющих нагрузки соединительных валов гусеничной машины при движении по грунтовой дороге со скоростью 30...32 км/ч (1...3 соответствует рис. 3)



Амплитудные значения продольного ускорения продольно-угловых колебаний с ростом скорости увеличиваются, а частота определяется условиями движения и управлением. Величина соответствующей составляющей нагрузки на соединительных валах пропорциональна ускорению и находится в пределах от 100 до 1000 кг (график 1, рис. 1.4).

При движении машины по малодеформируемому грунту из-за увода отклонение угловой скорости составляет 5...6 град/с, а угловые ускорения до 25..32 град/с<sup>2</sup>. Величина соответствующей составляющей нагрузки находится в пределах от 50 до 850 кг (график 2, рис. 1.4). Специальным исследованием процесса отклонения угловой скорости установлено, что спектр колебаний находится в полосе частот от нуля до 2,5 Гц. Медленные отклонения (до 0,8...1,0 Гц) компенсируются управлением водителя, а более быстрые со значительной амплитудой не только дополнительно нагружают трансмиссию, но и ограничивают управляемость.

«Траковая» частота является линейной функцией скорости движения, за один оборот ведущего колеса происходит 13 колебаний (соответственно числу зубьев ведущего колеса). При движении со скоростью 12 м/с (43,2 км/ч) траковая частота составляет 79 Гц. Амплитудные значения соответствующей составляющей нагрузки достигают ±600 кг (график 3, рис.1.4).

Функцию плотности распределения вероятностей и числовые характеристики скорости, ускорения  $\dot{V}$ ,  $\dot{\omega}$ , соответственно и нагрузки на трансмиссии, совместных плотностей  $(\dot{V}, V)$ ,  $(\dot{\omega}, V)$  можно определить на основе теории марковских процессов, которые позволяют определить статистическую информацию для решения поставленной задачи. Определение требуемых функций базируется на решении дифференциального уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова (ФПК), рассматривая движение как непрерывный марковский процесс при действии нескольких возмущений. Однако, интегрирование уравнения ФПК, как аналитическое, так и численное, при высокой размерности системы в настоящее время практически невозможно. Аналитически решить уравнения ФПК удалось лишь для отдельных одномерных задач прогнозирования параметров нагруженности, таких как цикличность переключения передач и включения системы управления поворотом [3] при существенном уточнении решения экспериментальными данными. В связи с этим прогнозирование динамической нагруженности базируется на имитационном моделировании и экспериментальном исследовании динамики управляемого движения. Для прогнозирования динамической нагруженности, формируемой режимом движения машины, взаимодействующей с внешней средой, необходима соответствующая математическая модель системы «машина – водитель – внешняя среда», которая приводится в п. 1.1.2.

### **1.1.2. Математическая модель системы «машина – водитель – внешняя среда»**

Вопросам моделирования в теории движения машин традиционно уделяется много внимания. Процесс развития теории движения основан на учете новых экспериментальных данных. Структура и вид математической модели управляемого движения гусеничной машины определяется предпосылками и допущениями, принимаемыми при построении расчетной схемы. Расчетная схема плоско-параллельного движения строится в соответствии с работами Л.В. Сергеева, А.А. Благонравова [3], В.И. Красенькова, Е.Е. Александрова и отраслевых материалов. В работах И.Я. Березина [2], Г.О. Котиева [12] решаются задачи

прогнозирования ресурса элементов ходовой части и эксплуатационных свойств систем поддрессоривания. Для этого сделан переход от плоско-параллельного движения к пространственному, т.е. моделируется движение по пересеченной местности. Введена вертикальная координата и две угловые, имитирующие продольные и поперечные угловые колебаний корпуса. Гусеничная машина рассматривается как управляемый объект, включающий тяговый двигатель, двухпоточную бесступенчатую трансмиссию, систему управления движением и собственно гусеничную машину (корпус), взаимодействующую с внешней средой. Математическая модель строится в соответствии с расчетной схемой в виде системы дифференциальных уравнений, описывающих движение в проекциях на оси, подвижной системы декартовых или натуральных координат [16]. Уравнения движения обычно составляются на основе уравнений Лагранжа второго рода. Неголономность связей, описывающих взаимодействие гусеничного движителя с опорной поверхностью, обуславливает использование особой формы уравнений Лагранжа с неопределенными множителями.

Математическое описание движения машины рассматривается в подвижной прямоугольной декартовой системе координат, начало которой совмещено с центром масс в положении статического равновесия, а оси совпадают с осями симметрии машины.

Прогнозирование динамической нагруженности ведется на основе математической модели управляемого движения, приведенной в работе [3], которая в наибольшей степени соответствует цели настоящей работы. Отличие модели от известных заключается в рассмотрении правых частей дифференциальных уравнений, которые описывают управляющие воздействия водителя на управляемые координаты ( $\dot{V}, \dot{\omega}$  - т.е. моделируется управляемое движение машины). Модель позволяет учесть динамические качества тягового двигателя, бесступенчатых передач в трансмиссии, затрат мощности гусеничного движителя, юз и буксование гусениц, динамику системы управления движением и водителя как звена обратной связи замкнутой системы. Модель существенно дополнена новыми результатами теоретических и экспериментальных исследований динамики управляемого движения. Кроме того, для определения траектории движения относительно поверхности земли вводится неподвижная инерциальная система координат и три угла Крылова  $\psi, \theta, \varphi$ , задающих положение машины относительно осей Кенига. Угловая скорость подвижной системы координат относительно неподвижной равна угловой скорости корпуса машины  $\underline{\omega}$ , а ее проекции на оси составляют:

$$\omega_x = \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi;$$

$$\omega_y = \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi;$$

$$\omega_z = \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\varphi}.$$

Для прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии, формируемой при движении с учетом микропрофиля дороги математическая модель дополняется соответствующими уравнениями [2] связанных колебаний схематизированной системы «корпус – гусеничный движитель – силовой блок», которые позволяют определить нагрузки не только в элементах ходовой части, но и трансмиссии.

Динамическая нагруженность трансмиссии при движении машины по неровным дорогам во многом определяется параметрами колебаний корпуса, который через упругие элементы движителя с существенно нелинейными характеристиками

связан с инерционными массами силового блока. Для моделирования колебаний корпуса необходимы соответствующие расчетная схема и математическая модель системы поддрессоривания. Следует отметить, что основным ограничением подвижности машин на местности является плавность хода [16]. В связи с этим в последнее время в ряде научных организаций (МГТУ им. Н.Э. Баумана, ОВАСВ, ВолгГТУ), ведущих КБ отрасли интенсивно совершенствуется конструкция систем поддрессоривания. Развитие идет по пути создания нелинейных упругих и демпфирующих элементов как в пассивных, так и в управляемых – активных, в том числе адаптивных системах с пассивными элементами в основе. Линеаризация характеристик элементов не всегда обоснована и приходится рассматривать модель с учетом нелинейностей в системе. Создание непрерывно управляемых амортизаторов торсионной подвески быстроходной гусеничной машины позволяет повысить плавность хода при движении по трассам с гармоническим профилем в 1,5 .. 2,0 раза, а со случайным – в 1,2 ... 1,5 раза. При этом в 1,3 раза сокращается уровень тепловыделения [2]. Разрабатываемые во ВНИИ Транспортного машиностроения (СПб.) и «Сигнал» (Ковров) системы управления положением корпуса (СУПК) обеспечивают минимизацию его отклонения от линии горизонта при движении по микропрофилю. Можно прогнозировать, что при решении задачи управления при движении по макропрофилю, которые к сожалению не только не учитываются, а фильтруются при анализе и синтезе систем поддрессоривания, перспективные машины будут оснащаться активными, адаптивными управляемыми СУПК, обеспечивая повышение плавности хода и снижение составляющей динамической нагруженности трансмиссии, формируемой колебаниями корпуса. При заданных функциях микропрофиля дороги, детерминированной [10] или случайной [12,19], по передаточной функции линеаризованной системы поддрессоривания определяются параметры колебаний корпуса и моделируется нагруженность трансмиссии. При управлении движением водитель прогнозирует или ощущает появление вертикальных  $\ddot{Z}$  или угловых  $\ddot{\phi}$  ускорений. Когда параметры колебаний превышают допустимые пределы, водитель принимает решение и снижает скорость движения. Осуществление коррекции скорости в функции пути в соответствии с изменяющимися условиями движения учитывается дополнительным блоком программы управления, описывающей действия водителя по управлению скоростью. При моделировании неуправляемого движения ограничения скорости по микропрофилю осуществляются в соответствии со скоростной характеристикой:

$$v \leq v(h, L_h) \text{ или } v \leq v(J_h),$$

где  $h, L_h, J_h$  - соответственно высота, длина неровностей, интенсивность микропрофиля  $J_h = \frac{\pi h}{4L}$ .

Следует отметить, что колебания корпуса формируются не только микропрофилем, но и действием переменных производных сил продольных и тяги в рабочих ветвях гусениц.

Из-за существенных нелинейностей системы дифференциальных уравнений и нестационарности характера внешнего возмущения, их интегрирование осуществляется численно. Для этого система дифференциальных уравнений приводится к нормальной форме Коши, дополненной матрицей преобразования:

$$\dot{x} = Ax + Bu + C\varphi, y = Hx, \quad (1.1)$$

где  $x$  –  $n$ -мерный вектор координат;  $A$  – квадратная, размером  $n \times n$  числовая матрица состояния объекта;  $B$  – прямоугольная, размером  $m \times n$  числовая матрица;  $u$  –  $n$ -

мерный вектор управляющих воздействий;  $C$  - прямоугольная, размером  $k \times n$  матрица;  $\varphi$  -  $k$ - мерный вектор возмущающих воздействий;  $y$  - вектор реальных измеряемых и регулируемых координат;  $H$  - прямоугольная, размером  $g \times n$  матрица.

Для замкнутости системы модель дополняется кинематическими уравнениями, выражающими проекции угловых скоростей через углы Эйлера - Крылова и их производные. Моделирование траектории движения в неподвижной системе координат осуществляется введением уравнения перехода

$$[x_n]^T = B_{nep}^T [x_n]^T,$$

где  $x_n, x_n$  - координаты вектора на оси в подвижной ( $n$ ) и неподвижной ( $n$ ) системах координат;  $B_{nep}$  - матрица преобразований при переходе из неподвижной системы координат в подвижную систему координат, включает в себя тригонометрические функции углов Эйлера - Крылова, ориентирующие оси подвижной системы координат относительно осей неподвижной системы координат.

### 1.1.3. Математическая модель водителя

Динамические свойства машин и возможность реализации потенциальных скоростных качеств во многом определяются параметрами водителя, поэтому вопросам моделирования действий водителя традиционно уделяется большое внимание. Водитель выполняет две функции. Первая заключается в упреждающем определении изменяющихся параметров внешней среды и в создании соответствующих управляющих воздействий. Вторая функция заключается в осуществлении обратной связи по результатам оценки соответствия параметров движения заданным, т.е. в сведении к нулю возникающих отклонений. Реакция водителя является результатом переработки множества сигналов, поступающих в центральную нервную систему через органы чувств с неодинаковыми временными запаздываниями и различными уровнями погрешностей восприятия. Сложность математического моделирования психофизиологической деятельности водителя заключается в том, что человек-оператор не измеряет отдельные параметры, а оперирует образами, алгоритмизация такой переработки информации еще не разработана. Тем не менее, действия по управлению движением, состоящие из оценки дорожных условий, режимов движения и воздействия на органы управления, можно оценить количественными характеристиками.

При управлении машиной водитель ориентируется на те параметры, которые можно количественно оценивать и которые имеют доминирующее значение. Основными параметрами информации о текущем состоянии динамической системы является курсовой или направляющий угол, его низшие производные, режим работы двигателя, скорость движения, поперечное положение машины относительно внешних ориентиров и т.д. Точность оценки этих параметров и погрешности, допускаемые водителем при выработке управляющих воздействий, направленные на обеспечение движения в соответствии с выбранными критериями качества, носят случайный характер. Дисперсия ошибок зависит от квалификации, степени утомляемости и других психофизиологических характеристик водителя. Многофункциональность действий водителя приводит к многокритериальности алгоритма управления.

Из вышесказанного, а также с учетом способности к обучению, водителя необходимо рассматривать как динамическую адаптивную систему со случайными

параметрами, а связь визуальных, слуховых и вестибулярных ощущений водителя с его ответными действиями – перемещениями органов управления – описать дифференциальными уравнениями. В условиях высокой интенсивности потока информации водитель не может сразу же приступить к обработке отклонения направления движения и, пользуясь терминами теории массового обслуживания, информация некоторое время ожидает очереди на переработку. В этих условиях быстродействие водителя уменьшается. Учитывая случайный характер параметров, характеризующих передаточные свойства водителя, при известных функциях распределения можно определить вероятность своевременности выполнения регулирования отклонения.

При моделировании водителя принимается, что он ведет наблюдение и управление по одной координате. Обращение же к реальным задачам показывает, что люди учитывают множества различных аспектов окружающей среды, не зная характера их взаимодействия. В работах [28,30] показано, что в задачах управления транспортными средствами управляемыми координатами являются направляющий угол и боковое положение машины.

Линейные модели водителя построены на основе общих кибернетических принципов управления и не отражают таких свойств человека-оператора как стохастичность, динамику работоспособности – утомляемость, адаптивность, предвидение – упреждающие способности, психологические особенности, а также влияние динамических свойств объекта управления на характеристики оператора. Человеку-оператору свойственны сенсорные пороги, формализуемые как зоны нечувствительности, ограничения по скорости реакции, динамические пределы срабатывания нервно-мышечной системы, т.е. свойства, которые достаточно успешно можно описать с помощью различных нелинейностей. Стремление устранить указанные недостатки привело к появлению моделей, примером которых может быть модель, разработанная в научном центре авиакорпорации «Goodyear» США [28].

Традиционные модели, методы анализа и прогнозирования динамики управляемого движения машины не имеют эффективного решения, так как классические методы не предназначены для описания быстрых изменений параметров внешней среды, сложных взаимосвязей между ними и непредсказуемых скачков, характерных при движении по пересеченной местности.

Моделирование психофизиологической деятельности водителя в процессе управления движением характеризуется трудностью алгоритмизации и построения (а зачастую и невозможностью) корректной математической модели задачи; наличием данных, полученных в результате экспериментальных исследований, причем этих данных часто недостаточно для корректного применения классических вероятностно-статистических методов.

Учитывая ограниченные возможности водителя по переработке информации в различных ситуациях управляемого движения, при изменении параметров внешней среды, динамических свойств и технического состояния объекта регулирования, принятия соответствующих решений по созданию управляющих действий, в последнее время интенсивно развиваются новые информационные технологии, основанные на нечеткой логике и нейронных сетях (технологии Fuzzy Logic). Нейронные сети строятся на принципе обучения мыслящих существ и функционирования мозга, которые позволяют прогнозировать значения параметров в новых наблюдениях после прохождения этапа т.н. обучения на имеющихся данных. Это дает возможность реализации нового подхода к моделированию

управляющих действий водителя, который изначально предусматривает не только фазу построения математической модели процесса, а основан и на эмпирических данных. Нейронная сеть может выполнить любое сложное преобразование «вход-выход» и, что существенно для рассматриваемого случая, объект исследуется целиком, не разбиваясь на элементарные явления. Существенной также оказывается способность нейросетей к обучению и обобщению накопленных знаний. Это позволяет обеспечить накопление опыта моделью, а следовательно, и повышение качества управления в процессе работы, а также адаптацию модели к изменению эксплуатационных условий, условий дорожной обстановки, технического состояния транспортной машины, квалификации водителя и т.д. Кроме того, нейросетевые алгоритмы предполагают осуществление параллельной организации вычислений, что позволяет синтезировать быстродействующие системы управления, способные реагировать на быстро изменяющуюся дорожную обстановку. Развитие новых алгоритмов управления, методов получения статистической обработки и использования знаний позволит осуществить переход к интеллектуальным транспортным системам (ITS), в которых учитываются интеллектуальные связи в системе «машина – человек – внешняя среда». Разрабатываемые основы управления базируются не только на факте критической ситуации при движении транспортной машины, но и с учетом прогноза граничных условий по безопасности во времени, начиная с процессов трогания с места.

Интеллектуальные технологии все более широко применяются в системах управления во многих сферах, в том числе и наземными транспортными машинами. В работе [22] приводятся результаты исследования и разработки систем управления движением автомобилей МАЗ и БелАЗ. Интеллектуальные системы позволяют обучаться и адаптировать алгоритмы управления. В таких системах учитываются и внешние факторы, и возможное поведение водителя. Применяя лингвистические переменные, такие как «сильно – слабо», «много – мало», разработчики пытаются «научить» систему следовать поведению водителя. Следует заметить, что все исследования проводились в условиях движения машины по конкретным трассам и неприемлемы в системах управления машин, предназначенных для эксплуатации в сложных, интенсивно изменяющихся условиях. В.Ф. Ягубовым [29] установлено, что непосредственное применение теории нечетких множеств для решения задач управления требует специальных аппаратных и программных средств. Целевая установка процесса управления связана с выходной переменной нечеткой системы управления, но результат нечеткого логического вывода является нечетким, а физическое исполнительное устройство не способно воспринять такую команду. Необходимы специальные математические методы, позволяющие переходить от нечетких значений величин к вполне определенным, а для их реализации требуются специализированные аппаратные (нечеткие контроллеры) либо программные средства (обеспечивающие разработку программных приложений с использованием технологии нечеткости).

Предлагаемый же в работе метод позволяет осуществлять применение указанных принципов при организации алгоритмического обеспечения и построении программ управления, реализуемых на базе «обычных» микропроцессорных систем, что обеспечит, наряду с упрощением системы управления, повышение ее устойчивости и способность адаптироваться к изменяющимся условиям функционирования объекта.

Параметры, представляющие собой аналоговые сигналы и характеризующие состояние систем и агрегатов машины, представляются в виде набора

лингвистических значений (термов), каждое из которых определяет фазу существования объекта. В результате анализа процессов функционирования транспортной машины принято, что для задания режимов работы автоматической системы управления достаточно четырех термов, характеризующих рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный режимы работы силового блока.

Аналоговые сигналы, составляющие группу параметров, характеризующих управляющие воздействия механика-водителя, также разбиваются на диапазоны (термы) и в зависимости от уровня задают режимы движения, наилучшие по тягово-динамическим или топливно-экономическим свойствам.

Однако в экстремальных ситуациях, при чрезмерной интенсивности потока информации происходит срыв операторной деятельности. Учитывая ярко выраженную психомоторную неустойчивость человека в этих условиях, необходимо определить предельные возможности водителя как человека-оператора. Для решения этой задачи ограничиваются линейной моделью. Наиболее приемлемой является модель, полученная Хендерсоном в форме передаточной функции:

$$W(s) = \frac{k_B(T_1s + 1)e^{-\tau s}}{s(T_2^2s^2 + 2\xi T_2s + 1)} f_{нз}, \quad (1.2)$$

где  $s$  – комплексная переменная,  $s = i\omega$ ;  $k_B$  – коэффициент усиления,  $k_B = 29 \text{ с}^{-1}$ ;  $T_1$  – постоянная времени, характеризующая реакцию на текущую относительную скорость изменения курсового угла трассы,  $T_1 = 1 \text{ с}$ ;  $T_2$  – постоянная времени колебательного звена, представляющего исполнительный механизм человека,  $T_2 = 0.2 \text{ с}$ ;  $\xi$  – коэффициент относительного затухания,  $\xi = 0.4$ ;  $\tau$  – постоянная запаздывания,  $\tau = 0.2 \text{ с}$ ;  $f_{нз}$  – коэффициент передачи нелинейного элемента, учитывающий влияние механических возмущений (вертикальных колебаний) на целенаправленную деятельность водителя.

$$f_{нз} = \begin{cases} 1, & \text{при } \ddot{Z} < 15 \text{ м/с}^2; \\ 0, & \text{при } \ddot{Z} \geq 15 \text{ м/с}^2. \end{cases}$$

Указанные численные значения временных коэффициентов, входящих в передаточную функцию, являются средними, в зависимости от психологических особенностей водителя, его квалификации, эргономических свойств машины эти значения в процессе длительного движения могут, по данным Ю.А. Конева, изменяться до пяти раз.

Анализ свойств водителя как звена обратной связи замкнутой системы производится по амплитудно-частотной характеристике. Представляя звено чистого запаздывания, входящего в передаточную функцию, в соответствии с преобразованием Эйлера в тригонометрической форме и выделяя действительные и мнимые части числителя и знаменателя дроби, определяется амплитудно-частотная характеристика.

Оценка динамики психофизиологических свойств водителя в процессе длительного управления движением производилась по зависимости предельной скорости (по условиям вписываемости в ограниченный коридор, по дисперсии отклонения курсового угла). При движении по дорогам с твердым покрытием машины с дискретными свойствами системы управления поворотом компенсирующее управление водителя эффективно при скорости не выше 34 км/ч. Цикличность включений механизма поворота достигнет 96 на км пути, с частотой

0,8...1,0 Гц. При большей скорости управляющие действия являются ошибочными и приводят к росту дисперсии отклонения курсового угла.

Управляемость определяется не только амплитудным значением реакции машины на управляющее воздействие, но и временем реакции. Из результатов следует, что для обеспечения высокой точности движения машины по заданной траектории необходимо решать обратную задачу динамики, т.е. определить требуемый закон управляющего воздействия, в частности, время упреждения. В автоматизированных системах управления движением упреждение осуществляется форсирующими динамическими звеньями, а в обычных системах управления функцию упреждения осуществляет водитель. Для установления предельных возможностей водителя и определения путей уменьшения отставания реакции управляемого объекта проводится соответствующий анализ.

Время реакции управляемой системы, соответственно, и требуемое упреждение, определяется по фазовой частотной характеристике водителя  $\varphi_{OB}$ . При анализе среднеквадратического отклонения параметров траектории движения установлено (раздел 4), что «наихудшим» управлением является гармоническое, т.е. когда центр масс машины в горизонтальной плоскости движется по синусоидальной траектории (по «змейке»).

Фаза  $\varphi_{OB}$  как аргумент передаточной функции водителя определяется по соотношению мнимых вещественных частей уравнения после формальной замены комплексного переменного частотой, т.е.  $s = j\omega$ .

$$\varphi_{OB}(\omega) = -\frac{\pi}{2} + \arctg T_1 \omega - \arctg \left( \frac{\xi T_2 \omega}{1 - T_2^2 \omega^2} \right) - \tau \omega. \quad (1.3)$$

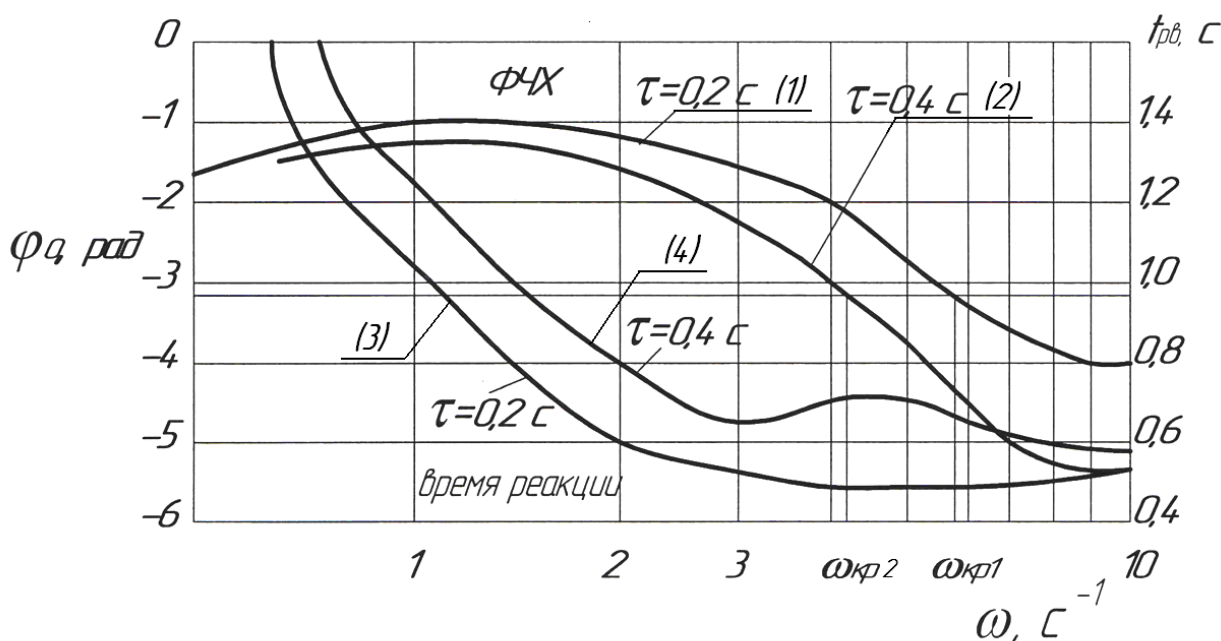


Рис. 1.5. Фазово-частотная характеристика и время реакции водителя

Изменение фазового угла в диапазоне частот 0...10 рад/с для двух значений времени запаздывания реакции водителя  $\tau = 0,2$  и  $0,4$  с показано на рис. 1.6 (графики 1 и 2). Из графиков следует, что с ростом частоты от нуля до 10 рад/с фаза от значения  $-\pi/2$  вначале несколько возрастает, а затем уменьшается, пересекая линию



$\varphi_{OB} = -\pi$ . По линии пересечения представляется возможным определить критическую частоту, т.е. предельную, которую может воспроизвести водитель ( $\omega_{KP1} = 5$  рад/с или 1,0 Гц при  $\tau = 0,2$  с и  $\omega_{KP2} = 4,2$  рад/с или 0,7 Гц при  $\tau = 0,4$ ). Эти частоты принимаются в качестве предельных ограничений.

Время реакции водителя  $t_{PB} = \varphi_{OB}(\omega)/\omega$  с ростом частоты уменьшается с 1,14 до 0,35 с при  $\tau = 0,2$  с (график 3, рис. 1.5) и с 1,34 до 0,55 при  $\tau = 0,4$  (график 1.4, рис. 1.5).

С увеличением длительности непрерывного движения предельная скорость увеличивается на 10...12%, достигая максимального значения через 40...45 минут, а в дальнейшем снижается (на 35...37% через 3 часа – график 1 на рис. 1.6).

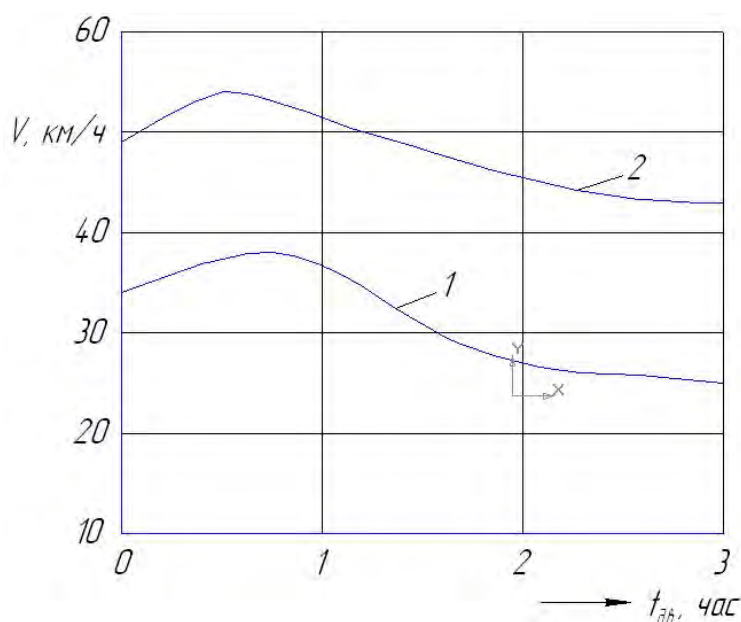


Рис. 1.6. Зависимость средней скорости быстроходной гусеничной машины от длительности непрерывного управления движением:

1,2 – быстроходная гусеничная машина, соответственно, с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом

Вследствие утомляемости водителя возрастает число ошибочных управляющих действий. Принято считать [17], что ошибки могут быть в виде пропуска – невыполнения существенного действия; неправильного выполнения действия; экстраординарных действий, которые не надо выполнять; неправильная последовательность действий; время выполнения действий не соответствует требуемому. Самой опасной из них, приводящей к нарушению безопасности движения, является временная. При утомлении водителя время реакции увеличивается из-за падения скорости реагирования и обработки информации, а также мышечной релаксации. В таком состоянии требуется 3...4 секунды для включения остановочных тормозов вместо 0,7 в нормальном состоянии. Второй по значимости ошибкой является принятие водителем ошибочных решений. Экстраординарные ошибки являются третьими по значимости и проявляются в неправильных действиях.

На основе приведенного анализа моделирование обработки информации, управление и принятие решения в системе «человек – машина» должны базироваться на методах механотроники адаптивного оптимального управления. Для компенсации ошибочных действий водителя в контур обратной связи необходимо ввести

«обучаемую искусственную нейронную сеть». Основное функциональное назначение сети заключается в повышении качества управления на основе хаотичной, не поддающейся формализации, информации о взаимосвязи параметров движения с управляющими действиями.

#### 1.1.4. Моделирование системы параметров внешней среды

Внешняя среда характеризуется рядом параметров (СПВС), которые определяют воздействия внешней среды. Внешняя среда формирует изменяющиеся в пространстве и времени случайные воздействия на машину со стороны дороги, формирует нагрузки на ведущих колесах и определяется геометрическими характеристиками дороги (профиль, конфигурация в плане) и физико-механическими свойствами грунта. Геометрические составляющие возмущения определяются геофизическими координатами поверхности дороги и ее кривизной в плане, которые являются функциями перемещения машины. Физико-механические свойства грунта характеризуются прессованием и сдвигом, линейные аппроксимации которых хорошо коррелируются с коэффициентом сопротивления движению машины  $f_c$  и коэффициентом сцепления  $\Phi$  гусениц с основанием. Коэффициент сопротивления движению  $f_c$  является суммой независимых составляющих,  $f_{zp}$  определяется деформационными свойствами грунта, и  $f_\alpha(S)$  - является производной (по перемещению) сглаженного профиля дороги, т.е.  $f_c = f_{zp} + f_\alpha$ . Величина коэффициента сопротивления повороту  $\mu_{\max}$  определяется в основном сцепными свойствами грунта. Вследствие высокого значения коэффициента корреляции между  $\varphi$  и  $\mu_{\max}$  можно их считать пропорциональными, а коэффициент пропорциональности отражает анизотропию взаимодействия движителя с грунтом.

Реализация вектора внешних возмущений

$$Z(S),$$

$$K(S),$$

$$f(S),$$

$$\varphi(S),$$

$$\text{или } F(S) = |Z(S), K(S), f(S), \varphi(S)|^T,$$

может быть получена путем непосредственных измерений конфигурации участков дороги и характеристик грунта или принята для имитационного моделирования как детерминированная или случайная функция. В рамках корреляционной теории случайная функция характеризуется вектором математических ожиданий компонент и корреляционной матрицы

$$R_F = \begin{pmatrix} R_f & R_{f,\varphi} & R_{f,k} \\ R_{\varphi f} & R_\varphi & R_{\varphi k} \\ R_{k f} & R_{k,\varphi} & R_k \end{pmatrix},$$

где величина с одним индексом представляет собой корреляционные функции компонент, а величина с двумя индексами – взаимные корреляционные функции, которые вследствие весьма слабого взаимовлияния компонент допустимо принять равными нулю, в этом случае матрица  $R_F$  будет диагональной.

Количество и состав компонент случайной функции определяются целями исследования. Решение задач динамики без учета системы поддрессирования (т.е. по ровной дороге) позволяет не учитывать профиль дороги. Функции распределения компонент близки к нормальным, за исключением сцепления  $\varphi$ , распределение которого близко к равномерному, обычно формируют реализации компонент по заданным плотностям распределения и корреляционной функции. Для исследования установившихся режимов движения достаточно функции распределения  $F_S = |F_S(f), F_S(\varphi), F_S(k)|^T$ , а для исследования переходных процессов необходима и корреляционная функция  $R_S = |R_f(S), R_\varphi(S), R_k(S)|^T$  или матрица спектральных плотностей  $S_F = |S_f(\omega), S_\varphi(\omega), S_k(\omega)|^T$ .

В соответствии с параметрами внешней среды, а также с учетом ограничений в виде дистанции между машинами, скорости движения в колонне, определенного алгоритма переключения передач, ограниченной видимости и других, водитель осуществляет управление машиной, т.е. задает управляющие воздействия – поворачивает штурвал, изменяет подачу топлива, выбирает номер передачи, управляет тормозами и др. Машина находится под воздействием параметров внешней среды и управления. В зависимости от параметров конструкции и потенциальных свойств машины, таких как параметры системы поддрессирования, тягово-динамическая, скоростная характеристики, формируются основные параметры движения – скорость, курсовой угол, кривизна траектории, а также дополнительные – вертикальные и угловые ускорения корпуса машины, уровень вибраций и шума отдельных сборочных единиц, их температура. Параметры движения и состояния машины воспринимаются водителем. Когда параметры находятся в допустимых пределах, то движение происходит без корректировки управляющих воздействий. В противном случае водитель вырабатывает соответствующие управляющие воздействия, направленные на уменьшение отклонения.

## **1.2. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссии, формируемой динамическими свойствами системы «двигатель – трансмиссия – машина»**

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии, так как принято считать, что введением гидротрансформатора – активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий.

Однако результаты проведенных экспериментальных исследований опытных конструкций свидетельствуют о высокой динамической нагруженности на установившихся режимах движения транспортной машины и особенно при переходных процессах трогания с места, переключения передач и при блокировке гидротрансформатора. Это определяет необходимость проведения глубоких исследований, направленных на снижение динамической нагруженности.

В настоящее время рядом отечественных и зарубежных специалистов, в том числе авторами пособия, разработаны проблемы динамики транспортных машин. В

связи с дальнейшей интенсификацией рабочих процессов, применением принципиально новых конструктивных решений, получением дополнительных экспериментальных данных, позволяющих углубить понимание физических процессов, необходимо совершенствовать математические модели и расчетные схемы движения машин путем учета дополнительных факторов, существенно влияющих на динамическую нагруженность. При этом необходимо уточнить принимаемые ранее ограничения и допущения.

### 1.2.1. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии транспортной машины

Динамическая нагруженность ГМТ на установившихся режимах и при переходных процессах формируется динамическими свойствами системы. Выполненными экспериментальными исследованиями динамической нагруженности машин ГМТ установлено, что наибольшая нагруженность на установившихся режимах наблюдается в дотрансформаторной зоне и после нее из-за резонансных режимов. На рис. 1.7 приведены фрагменты осциллограмм, характеризующих динамическую нагруженность – изменение момента в дотрансформаторной зоне трансмиссии в процессе пуска двигателя, разгона и заглохания.

Из экспериментальных данных следует, что в диапазоне частот вращения вала двигателя от 400 до 900 об/мин наблюдается резонансный режим с амплитудой момента, достигающей 1300 Н×м. Основная мощность процесса сосредоточена на частоте 98 рад/с. Кроме того, спектр содержит гармоники высших порядков.

По экспериментальным данным построена амплитудно-частотная характеристика (кривая 1 на рис. 1.8), которая наложена на совмещенную частотную характеристику двигателя ЯМЗ-236Б и дотрансформаторной зоны трансмиссии машины ТМ-120. Из характера кривой 1 следует, что система является существенно нелинейной, что может являться причиной генерации колебаний не только основной частоты - 98 рад/с, но и супергармонических, кратных ей.

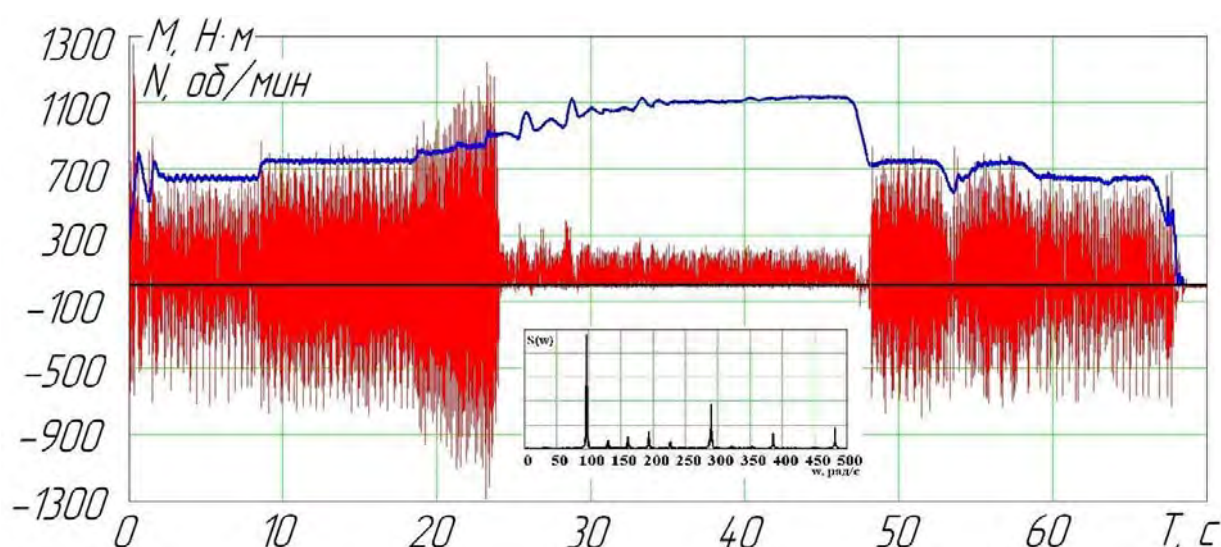
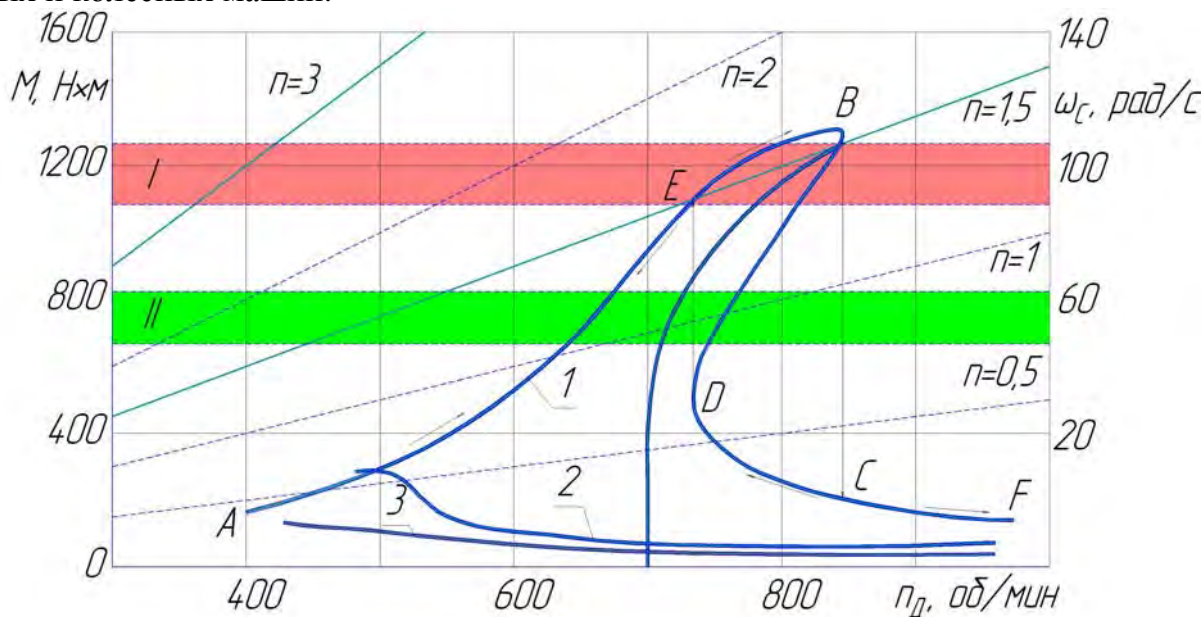


Рис. 1.7. Фрагмент осциллограммы и спектральная плотность момента в процессе пуска двигателя, разгона и заглохания

Большая часть повреждений происходит вследствие напряжений, возникающих в деталях при колебательных процессах с существенной амплитудой (см. рис. 1.9). Динамическая нагруженность послетрансформаторной зоны – механического планетарного редуктора, также определена экспериментально для гусеничных и колесных машин.



1 – штатный гаситель ( $c = 22800 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ )  
 2 – опытный гаситель ( $c = 7400 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ )  
 3 – эластичная муфта CentaMax – Silicon (CM-1600) ( $c = 5250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ )

I – диапазон собственных частот механической системы со штатным гасителем ( $c = 22800 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ )  
 II – диапазон собственных частот механической системы с опытным гасителем ( $c = 7400 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ )

Рис. 1.8. Совмещенная частотная характеристика двигателя ЯМЗ-236Б и дотрансформаторной зоны трансмиссии машины ТМ-120

Для примера приводится анализ динамической нагруженности при поступательном движении колесной машины КАМАЗ с колесной формулой 6×6, оснащенной опытной шестиступенчатой ГМТ и двигателем «Мустанг» мощностью 240 кВт при частоте вращения вала 2600 об/мин.



Рис. 1.9. Пример характерных разрушений деталей дотрансформаторной зоны трансмиссии

Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение силовых и кинематических параметров в процессе трогания с места и разгона до VI-й передачи с разблокированным и заблокированным гидротрасформатором приведены на рис. 1.10. Численные значения максимальных амплитуд моментов приведены в табл. 1.1.

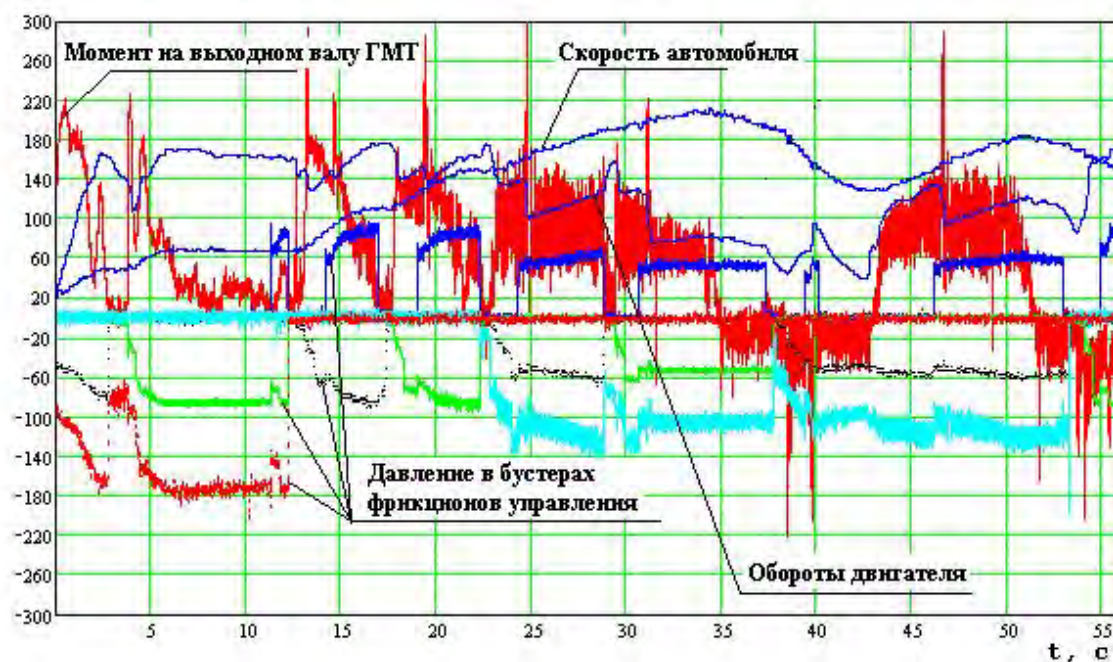


Рис. 1.10. Изменение кинематических и силовых параметров ГМТ при разгоне автомобиля

Из экспериментальных данных следует, что наибольшие моменты возникают при переходных процессах трогания с места, переключении передач (длительность 0,2...0,3 с). При этом максимальные значения наблюдаются при переключении с 2-й на 3-ю и с 5-й на 6-ю и составляют 273-290 кг·м.

Таблица 1.1

Результаты определения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии

Режим работы	Максимальные значения момента на выходном валу трансмиссии, кгм		Параметры резонансного режима	
	ГТ блокируется	ГТ не блокируется	$\Delta M$ , кгм	$\Omega$ , Гц
1	2	3	4	5
Трогание автомобиля с места и разгон на I-й передаче	230	230		
Переключение передач снизу вверх на				
II	234	230		
III	273	290		
IV	150	170		
V	170	170		
VI	230	175		
Блокировка ГТ на передачах				
I	Не блокируется	Не блокируется		
II	блокируется	блокируется		

Режим работы	Максимальные значения момента на выходном валу трансмиссии, кгм		Параметры резонансного режима	
	ГТ блокируется	ГТ не блокируется	$\Delta M$ , кгм	$\Omega$ , Гц
1	2	3	4	5
III		50		
IV		220		
V		290		
VI		300		
		220		
Движение на передачах				
I	220	220		
II	220	220	5	10; 20
III	165	170	14	15; 30
IV	150±30	140	30	23; 46
V	110±90	100±60	90	25; 51
VI	90±44	75±25	44	30; 64
Переключение сверху вниз				
VI→V	130	-229		
V→IV	-125	-205		
IV→III	-380	-380		
III→II	-220	-300		
II→I	-75	-140		

При блокировке ГТ максимальные значения наблюдаются на 4-й и 5-й передачах и составляют 290...300 кг·м. Переключение передач «снизу вверх» происходит при частоте вращения вала двигателя 1750...1800 об/мин без необходимой синхронизации угловой скорости включаемых элементов. Переключение передач «сверху вниз» происходит при частоте вращения вала двигателя 1400 об/мин.

На установившихся режимах движения и при разгоне, начиная с III передачи, наблюдаются высокочастотные околорезонансные колебания момента. Наибольшая амплитуда момента (до 100 кг·м) проявляется при движении на пятой и шестой передачах (рис. 1.10). Спектральный анализ этих процессов показывает, что частота колебаний соответствует двукратной частоте вращения выходного вала и определяется кинематикой шарниров неравных угловых скоростей карданной передачи переднего моста автомобиля. По условиям компоновки углы установки шарниров составляют 13,6 градусов. При блокировке ГТ амплитуды моментов и частота процесса изменяются несущественно. Следовательно, собственная частота трансмиссии автомобиля (прежде всего, на высших передачах) совпадает с двукратной частотой вращения карданной передачи, соединяющей трансмиссию с раздаточным редуктором, либо раздаточный редуктор с одним из мостов. Это подтверждается и значениями виброускорений, регистрируемых на корпусе трансмиссии. Частота виброускорений совпадает с двукратной частотой вращения карданного вала. Сместить зону резонансных высокочастотных колебаний из рабочего диапазона частот вращения вала трансмиссии можно изменением собственной частоты, выбором параметров и места установки демпфера (гасителя).

Проведенными экспериментальными исследованиями установлено, что высокочастотные колебания наблюдаются при нейтрали в трансмиссии и при движении на 5, 6-й передачах с разблокированным гидротрансформатором (ГТ) и частоте вращения вала двигателя более 2050 об/мин. Амплитуда колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях составляют 1,0...1,5 g (9,8...15,0 м/с<sup>2</sup>). Как следует из характера спектральной плотности процесса (рис. 1.11), основные колебания сосредоточены в не исследованном ранее диапазоне частот 700...730 Гц.

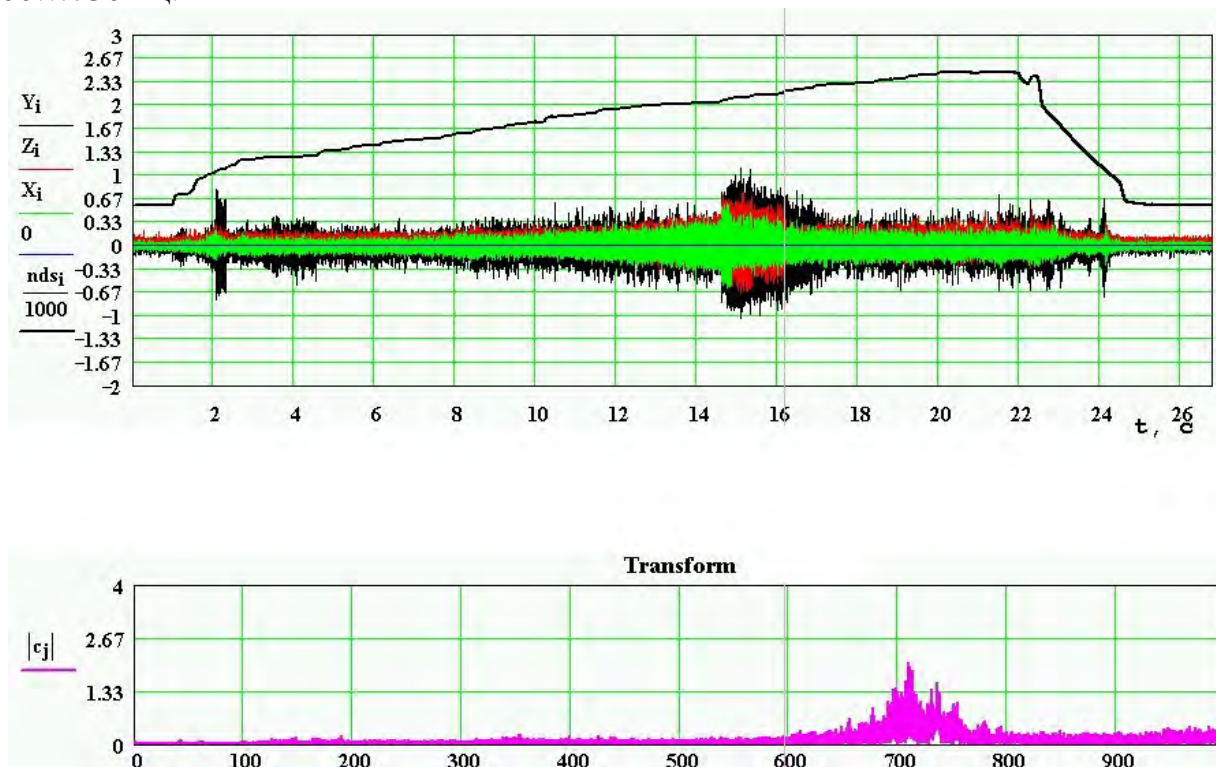


Рис. 1.11. Фрагмент осциллограммы и спектральная плотность виброускорений на корпусе трансмиссии в режиме «нейтраль» во всем диапазоне частот вращения двигателя

Приведенные экспериментальные данные свидетельствуют о необходимости прогнозирования динамической нагруженности на установившихся режимах движения и на переходных процессах. Эти задачи решаются на основе исследований расчетной схемы и соответствующей математической модели системы «двигатель – трансмиссия – машина».

### 1.2.2. Аналитическое прогнозирование нагруженности после трансформаторной зоны при установившихся режимах

Ниже приводится пример прогнозирования динамической нагруженности 6–ступенчатой трехступенной ГМТ с 3 планетарными рядами и 5 фрикционными элементами управления [патент], которая по техническому уровню превосходит аналоги фирм – мировых лидеров «ZF» и «Allison». На основе этой схемы выполняется НИР и ОКР, по результатам которой планируется создание высоко унифицированных трансмиссий для многоцелевых гусеничных и колесных машин. Кинематическая схема трансмиссии гусеничной машины с такой ГМТ приведена на рис. 1.12, а для полноприводной колесной машины – на рис. 1.13. Схема включения



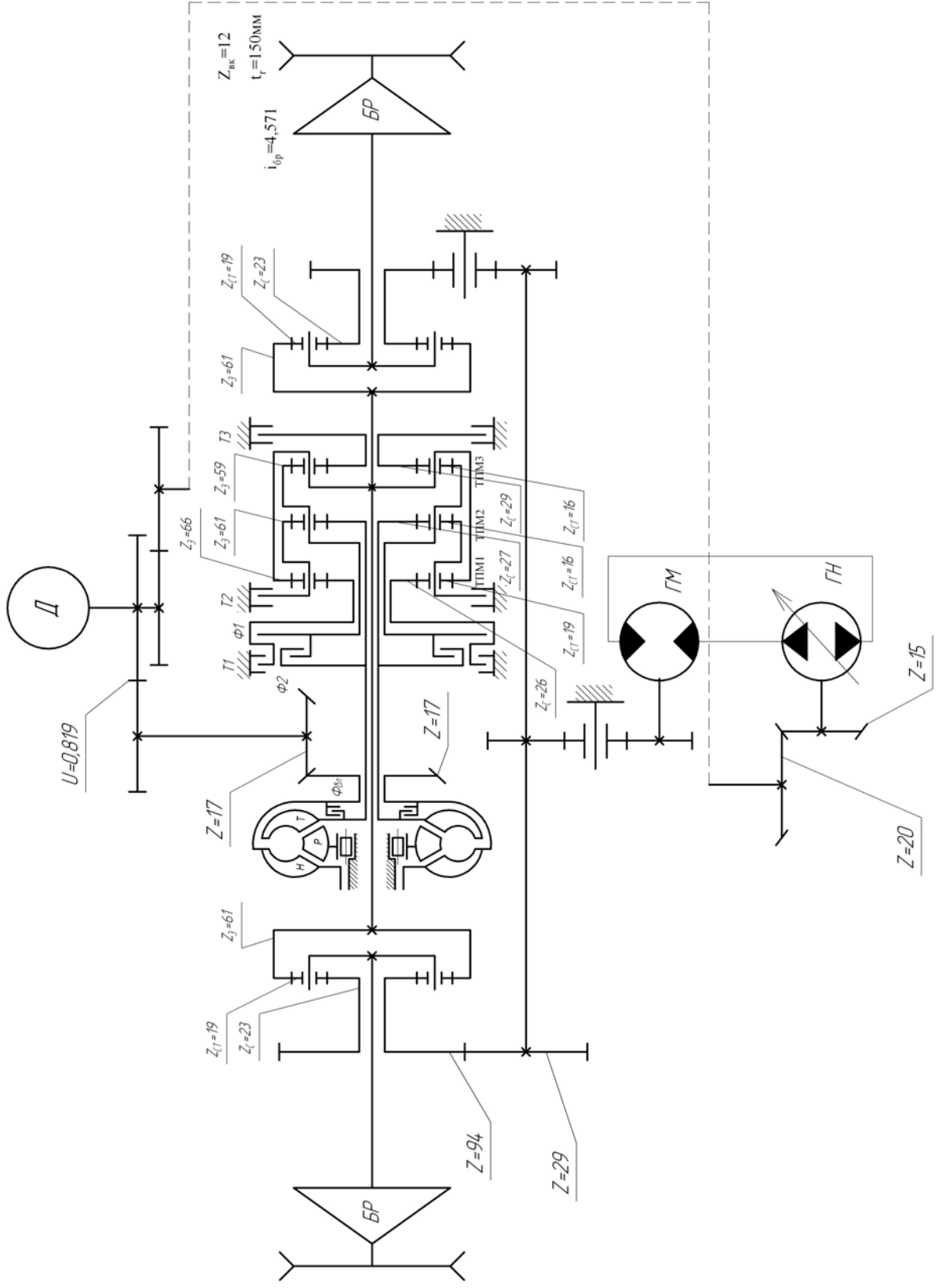


Рис. 1.12. Кинематическая схема ГМТ гусеничной машины

передаточных и передаточные числа трансмиссии приводятся в табл. 1.2. Эта трансмиссия принята за основу при построении расчетной динамической схемы (рис. 1.14) применительно к полноприводной колесной машине, которая построена в соответствии с работой [5]. Отличие расчетной схемы гусеничной машины состоит в ее окончании (рис. 1.15). Динамическая составляющая нагруженности трансмиссии, формируемая колебаниями корпуса, определяется также, как в процессе трогания машины с места.

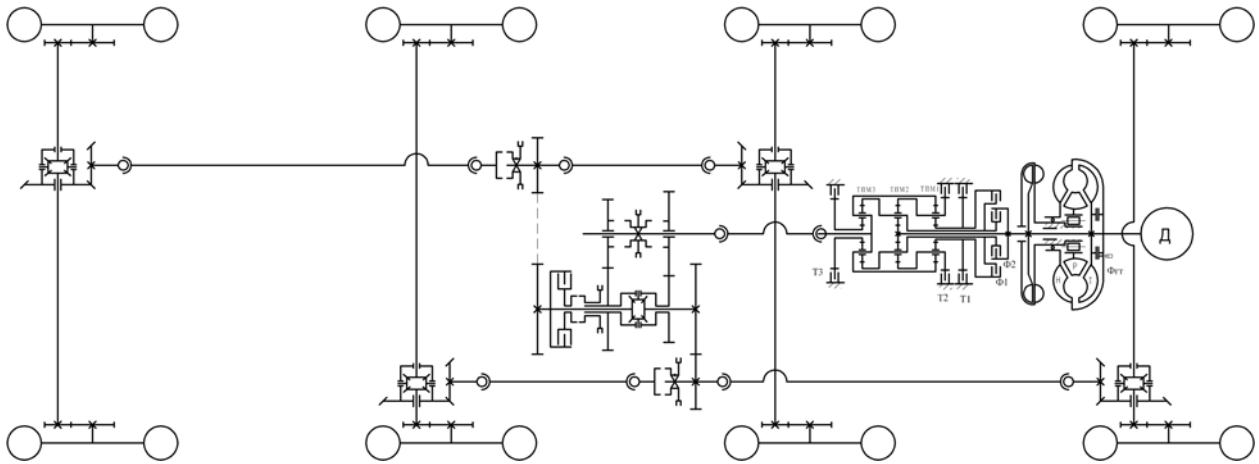


Рис. 1.13. Кинематическая схема ГМТ полноприводной колесной машины

Таблица 1.2

Значения передаточных чисел и схема включения передач в трансмиссии

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	3X1	3X2
Передаточные числа	4,738	3,131	2,131	1,434	1,000	0,697	7,590	4,603
Включенный элемент	T2,T3	T1,T3	Ф1,T3	Ф2,T3	Ф1,Ф2	Ф2,T1	Ф1,T2	Ф1,T1

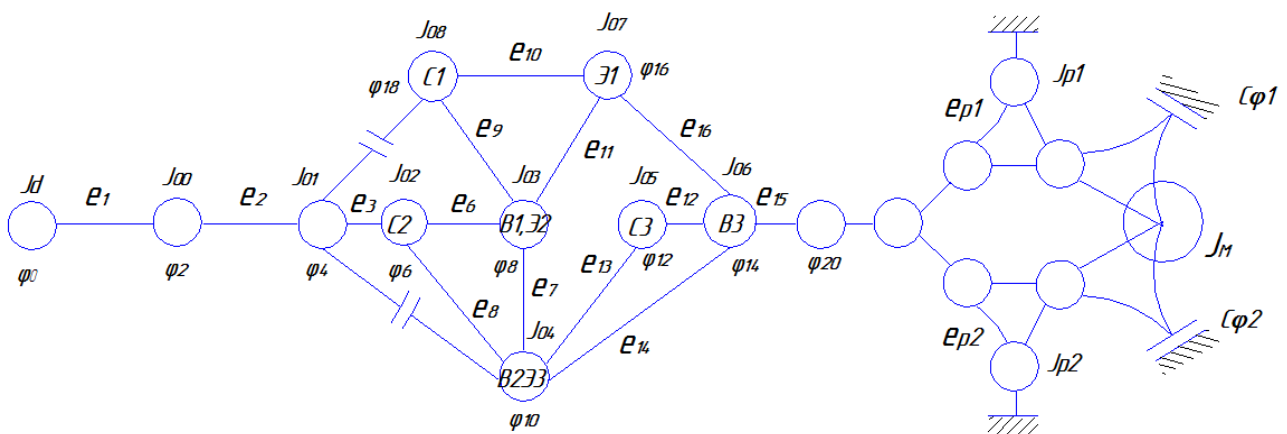


Рис. 1.14. Динамическая модель системы «двигатель – трансмиссия – машина»

Схема включает гаситель крутильных колебаний с нелинейными свойствами, гидротрансформатор и механический планетарный редуктор с

фрикционными элементами управления и блокировки ГТ. Трансмиссия рассматривается как разветвленная механическая система, содержащая кольцевые элементы, которые моделируют особенность динамики планетарных рядов.

Существующие алгоритмы решения подобных задач предполагают редуцирование пространственной системы и сведение ее к цепной модели с последующим определением мажорных собственных частот для консервативной системы, т.е. пренебрегая диссипативными силами и нелинейностями системы. Это приводит к увеличению погрешности определения собственных частот и в отдельных случаях к необоснованному исключению отдельных ветвей первоначальной разветвленной модели. Погрешность при определении частот приводит к ошибкам при построении собственных форм колебаний, на основе которых выбираются параметры гасителя и место его установки с целью наиболее эффективной отстройки собственной частоты от частоты возмущения.

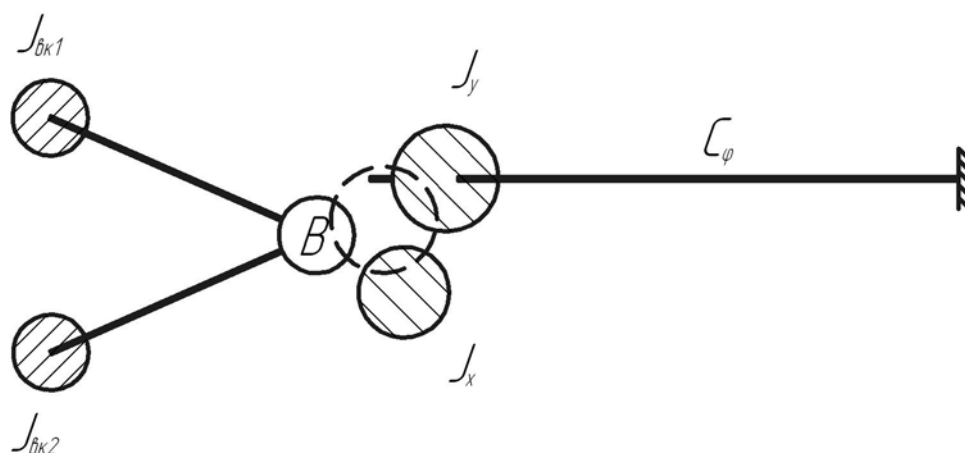


Рис. 1.15. Окончание динамической модели системы «двигатель – трансмиссия – гусеничная машина»

Динамическая нагруженность трансмиссии на установившихся режимах определяется условием возникновения резонансов и зависит от частотных характеристик системы и форм колебаний элементов.

Формы колебаний, их частоты определяются по матричным уравнениям упруго-инерционной однородной системы силового блока:

$$J\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} = 0, \quad (1.4)$$

где  $J, c$  - матрицы, соответственно моментов инерции и жесткостей,  $\varphi$  - координатная матрица.

Умножая уравнение на матрицу  $J^{-1}$ , обратную матрице  $J$ , его приводят к виду

$$J_0\ddot{\varphi} + H\dot{\varphi} = 0, \quad (1.5)$$

где  $J_0 = J \cdot J^{-1}$ ,  $H = c \cdot J^{-1}$ .

Множество решений уравнения (1.5) в матричном виде является гиперболическим синусом функции  $j\omega t$   $\varphi = \mu \cdot \exp(-j\omega t)$ , где  $\mu$  - амплитуда,  $\omega$  - частота,  $t$  - время.

Подставив значение  $\varphi$  в (1.5) и разделив обе части на  $\exp(-j\omega t)$ , получим

$$(H - \omega^2 J) \cdot \mu = 0.$$

Для реальной системы амплитуда  $\mu \neq 0$ . Следовательно, система имеет решение, когда определитель  $|H - \omega^2 J| = 0$ . Определитель представляет собой

уравнение  $n$  - го порядка относительно  $\omega^2$ . Решение дает  $n$  значений квадратов частот собственных колебаний.

Особенностью модели является формализация переменности структуры разветвленной системы и свойств кольцевых структур, что позволяет учесть переменность инерционности зависимых масс и точно определять частоты колебания. Для реализации предлагаемого метода определение параметров инерционной матрицы  $J$  и матрицы коэффициентов жесткостей  $C$  осуществляется в соответствии с кинематической схемой силового блока и по твердотельным чертежам основных деталей, по динамической схеме (рис. 1.15).

Для минимизации возможной ошибки используется процедура определения собственных частот разветвленной кольцевой динамической системы, ее численного решения с последующим определением значения частот на основе использования стандартной вычислительной процедуры Fast Fourier Transform (БПФ). Достоинством подобного подхода является учет диссипативных сил и нелинейных свойств элементов трансмиссии. Его обоснованность подтверждена результатами исследования динамики трансмиссий ряда машин.

На основе использования предлагаемого метода выполнено численное моделирование. По его результатам определен спектр собственных частот (Рис. 1.16) разветвленной модели гидромеханической трансмиссии, построены соответствующие формы колебаний. Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования позволил сделать заключение о том, что для рассматриваемого типа ГМТ на установившихся режимах движения наиболее проблемными представляются формы колебаний, соответствующие низшим частотам (50, 115 и 175 Гц) при движении на высших передачах. Наибольшую опасность представляет «прямая» - V передача, когда приведенный момент инерции трансмиссии увеличивается во много раз, так как все ее инерционные массы вращаются как одно целое.

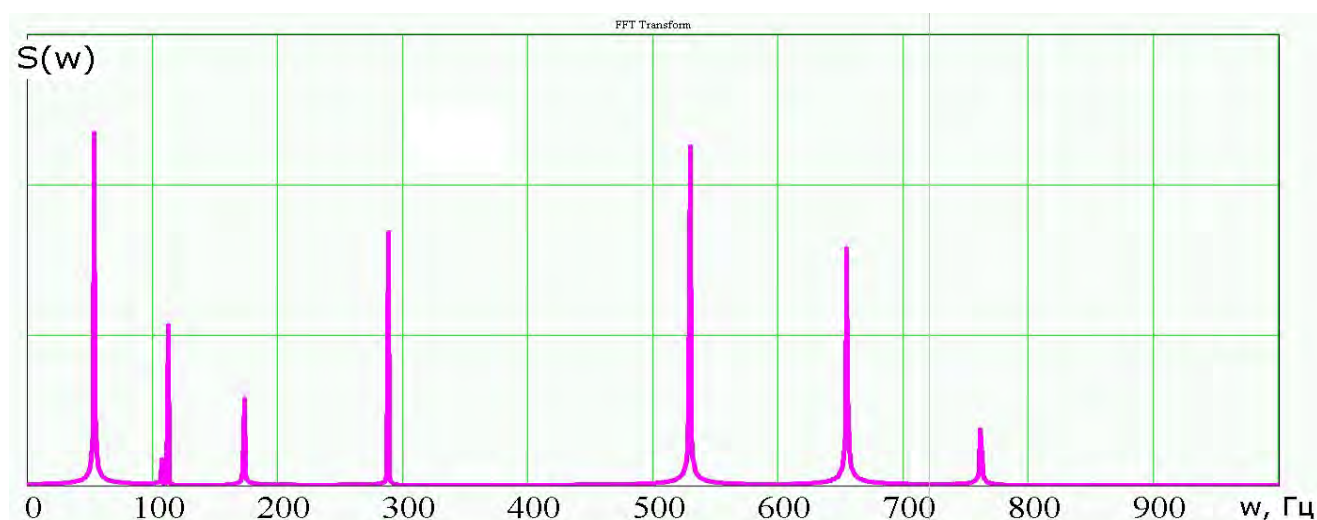


Рис. 1.16. Спектральный анализ результатов моделирования разветвленной динамической модели с кольцевыми структурами

На основе выполненного прогноза установлена возможность возникновения резонансов на входном валу трансмиссии, вызванных совпадением собственных частот (75...115 Гц) с мажорными гармониками (10 цилиндрического) дизельного двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.17).

Построенные формы колебаний для входного вала на всех передачах в указанном диапазоне частот позволяют прогнозировать высокую динамическую нагруженность на пятой передаче (узел колебаний находится на наиболее слабом участке вала), где происходит суммирование потоков мощности, а конструкция вала имеет концентраторы напряжений. Введение гасителя крутильных колебаний с угловой жесткостью  $4 \dots 7$  кН·м/рад позволяет исключить резонансный режим (рис. 1.18 справа), уменьшить крутизну формы и сместить узел колебаний вправо на участок вала с большим диаметром.

Результаты исследования позволяют прогнозировать и целенаправленно определять пути снижения динамической нагруженности на установившихся режимах. Выбором упруго-инерционных и демпфирующих свойств механической системы, а также синтезом динамических гасителей колебаний резонансные режимы могут быть выведены за пределы рабочего диапазона с соответствующим снижением динамических нагрузок, а применением конструкторских и технологических мероприятий может быть обеспечен требуемый уровень долговечности элементов трансмиссии.

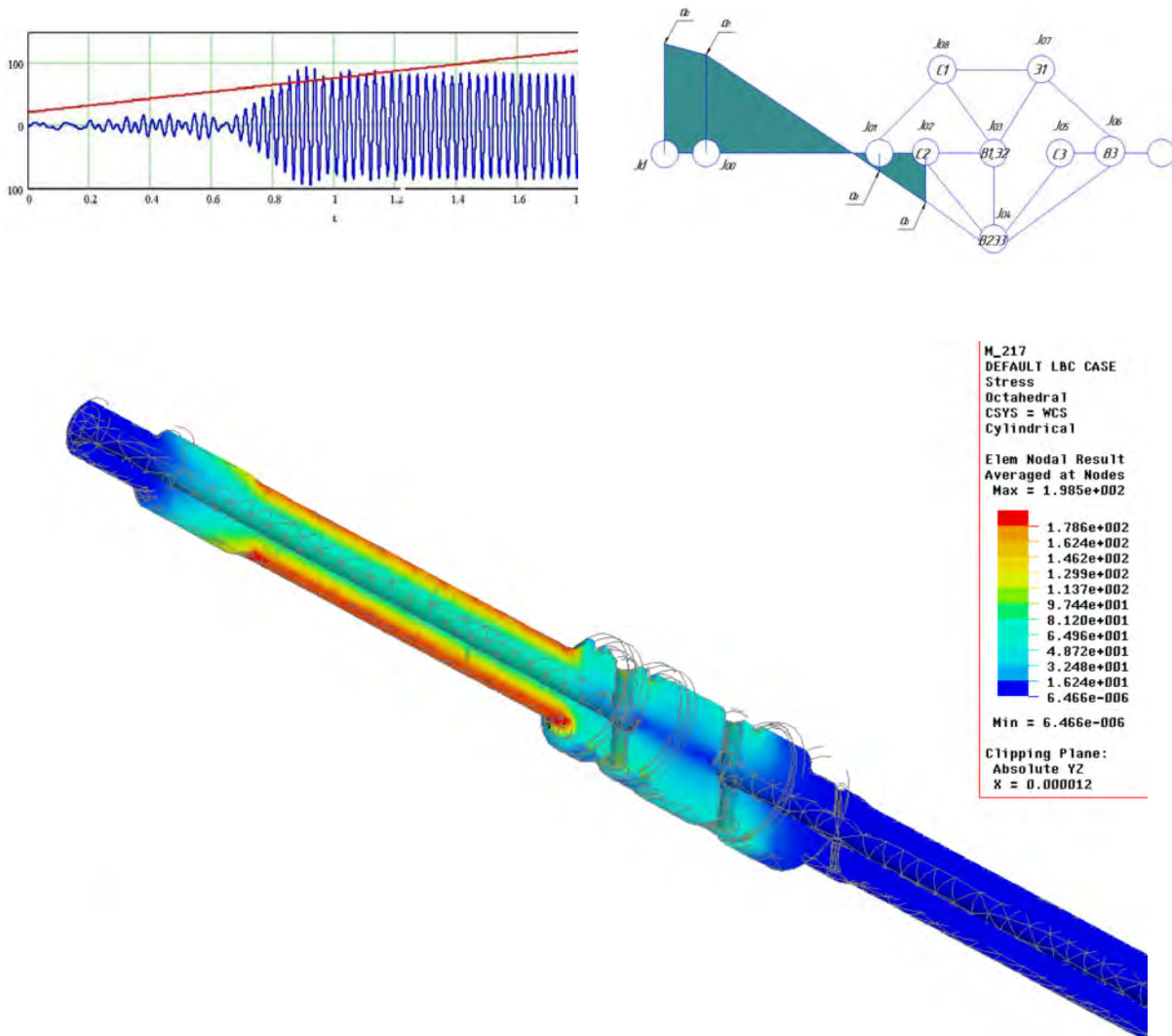


Рис. 1.17. Результаты моделирования возможности возникновения резонанса, формы колебания входного вала и его напряженно-деформированного состояния

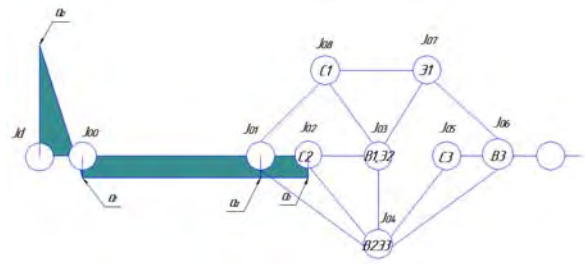
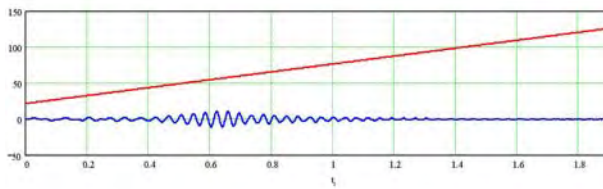


Рис. 1.18. Результаты прогнозирования возможности возникновения резонанса и формы колебания входного вала при установке гасителя

### 1.2.3. Прогнозирование динамической нагруженности фрикционных элементов трансмиссии при переходных процессах

В рассматриваемой гидромеханической трансмиссии переключение передач и блокировка гидротрансформатора осуществляются при помощи управляемых фрикционов. Включение и выключение фрикционов, которые являются самыми нагруженными элементами трансмиссии и наименее долговечными, приводит к многократному изменению структуры динамической модели трансмиссии.

Каждая из структур описывается своей математической моделью, обладает своими упруго-инерционными свойствами, следовательно и частотными характеристиками. В рассматриваемой ГМТ при включенной IV передаче замкнуты тормоз  $T_3$ , фрикцион  $\Phi_2$  (табл. 1.2), а фрикцион блокировки ГТ заблокирован. При переключении на V передачу разблокируется ГТ, выключается  $T_3$  и включается  $\Phi_1$ , а через некоторое время блокируется ГТ. Переключение фрикционов происходит не одновременно, поэтому состояние трансмиссии многократно изменяется. При учете важнейших упругих связей трансмиссии и податливости элементов системы подрессоривания максимальное число степеней свободы, когда все фрикционы выключены, может составлять 15...25. В связи с этим для каждого изменения состояния фрикционных элементов необходимо перестраивать структуру математической модели и изменять число ее уравнений.

В работе развивается метод построения математической модели, предложенный Г.С. Белоутовым [1], при котором она не зависит от структурного состояния трансмиссии. Для этого к исходной системе дифференциальных уравнения движения добавляются уравнения связей и вводится в качестве дополнительного неизвестного члена реактивный момент в  $s$ -м фрикционе  $M_s$  ( $s = 1, 2, \dots, m$ ). Уравнение связей записывается в виде:

$$\varepsilon_s \cdot \sum b_{sj} \cdot \ddot{\varphi}_j + (1 - \varepsilon_s) \cdot M_s = 0, \quad (1.6)$$

в котором коэффициент  $\varepsilon_s$  может принимать два значения:

$$\varepsilon_s = \begin{cases} 1 & \text{- если фрикцион } s \text{ включен;} \\ 0 & \text{- если фрикцион } s \text{ выключен.} \end{cases}$$

Формализованное представление уравнений связи в виде (1.6) приводит к тому, они в математическом отношении становятся справедливыми как для

замкнутых, так и для разомкнутых фрикционов. Это позволяет математическую модель системы независимо от ее структурного состояния представить в виде  $(n + m)$  уравнений с  $(n + m)$  неизвестными в виде двух матричных уравнений (1.7):

$$\begin{cases} I\ddot{\varphi} + B'M = Q \\ B\ddot{\varphi} + AM = 0. \end{cases} \quad (1.7)$$

В приведенной системе введены обозначения моментов инерции  $J$ :

$$J_{j,j} = I_j + \sum_{k=n+1}^{n+p} a_{k,j}^2 I_k ;$$

$$J_{j,i} = I_{i,j} = \sum_{k=n+1}^{n+p} a_{k,i} a_{k,j} I_k ;$$

где  $Q_j$  – обобщенная сила, соответствующая  $j$ -й координате;  $M$  – вектор-столбец реактивных моментов во фрикционах;  $A$  – квадратная диагональная матрица коэффициентов  $(1 - \varepsilon_s)$ ;  $B = \|\varepsilon_s \cdot b_{s,j}\|$  – прямоугольная матрица  $m \times n$ ;  $B'$  – матрица, транспонированная по отношению к матрице  $B$ .

Искомые неизвестными системы (1.7) являются вторые производные обобщенных координат  $\ddot{\varphi}_j$  ( $j=1, 2, 3, \dots, n$ ) и реактивные моменты во фрикционах  $M_s$  ( $s=1, 2, 3, \dots, m$ ).

При изменении структурного состояния трансмиссии, т.е. при срыве или замыкании какого-либо фрикциона, меняются лишь численные значения соответствующих коэффициентов системы уравнений (1.7), но структура модели остается неизменной.

Поскольку левые части уравнений системы (1.7) в пределах структурного состояния трансмиссии остаются неизменными, систему можно решать матричными методами.

Решениями (1.7) будут:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} = XQ; \\ M = YQ; \end{cases}$$

где

$$X = I^{-1} - I^{-1}B Y;$$

$$Y = (ZB - A)^{-1}Z;$$

$$Z = BI^{-1}.$$

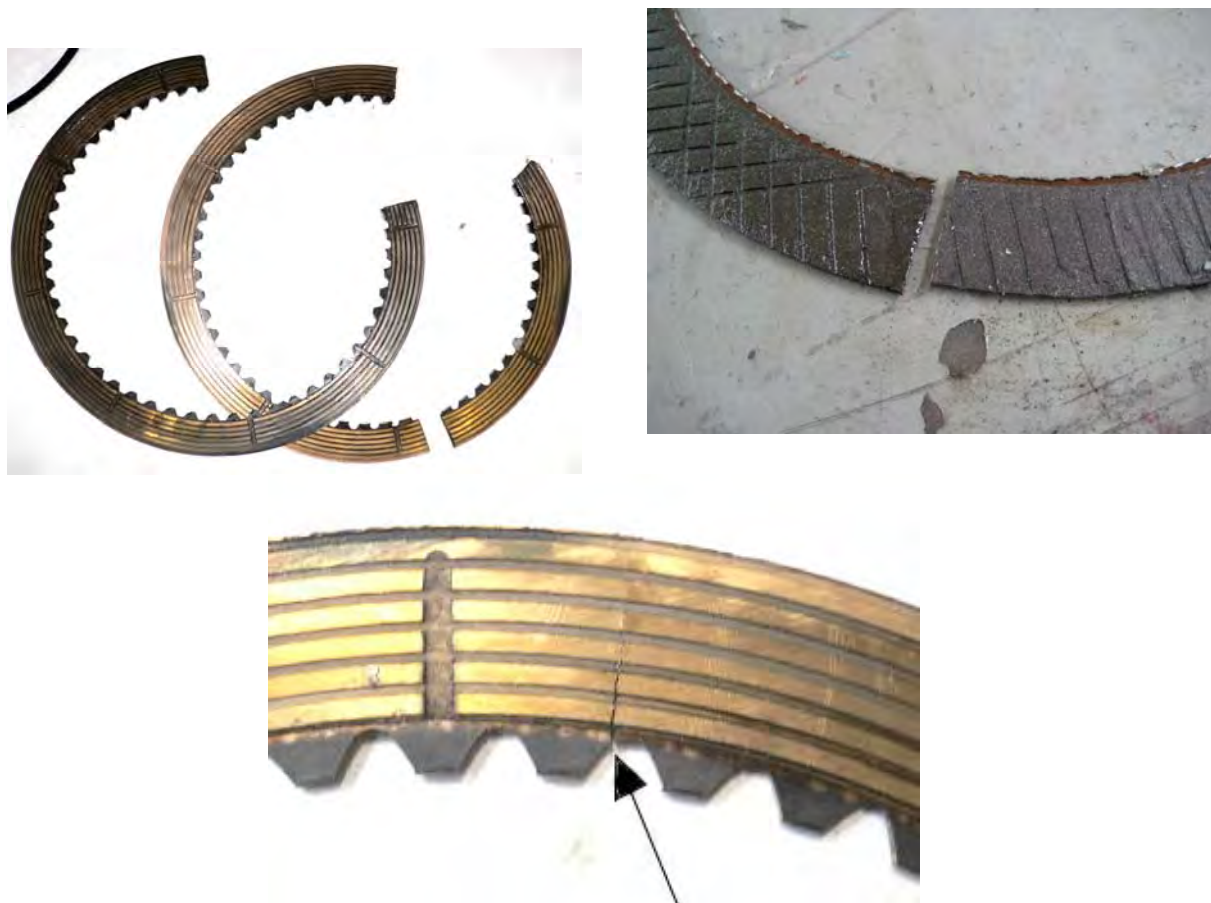
Матрицы  $X$  и  $Y$  в пределах структурного состояния трансмиссии постоянны и вычисляются заново лишь при срыве или замыкании какого-либо фрикциона.

Из результатов обработки экспериментальных данных следует, что реальная динамическая нагруженность фрикционных элементов при переходных процессах существенно превышает расчетные значения и во многом определяется алгоритмом управления. Исследования динамики переходных процессов при управлении поступательной скоростью и регулированием направления движения приведены ниже.

#### 1.2.4. Прогнозирование резонансных режимов и повышение долговечности фрикционных элементов перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин

Проведенные испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности трансмиссий, ограничивающей долговечность деталей, в частности металлокерамических дисков (МКД) фрикционных элементов управления переключением передач (рис. 1.19). Анализ характерных повреждений фрикционных элементов показал, что разрушения происходят вследствие износа и коробления дисков. В работе рассмотрен новый вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается на проектируемых ГМТ, а также в конструкциях мирового лидера фирмы Allison.

Выполненным в Институте физики металлов УрО РАН металлографическим анализом разрушившегося диска установлено, что трещины имеют характер тонких извилистых линий, изломы темные с сильно притертыми краями, разной степенью окисления поверхностей излома, что свидетельствует о постепенном разрушении за ограниченное время опытной эксплуатации, т.е. образование трещин носит усталостный характер. В связи с этим выдвигается гипотеза о разрушении МКД вследствие возникновения высокочастотных колебаний, вызванных близким совпадением собственной частоты с возмущающей в процессе функционирования.



зарождение усталостной трещины

Рис. 1.19. Характерные разрушения МКД (слева – опытной трансмиссии; справа – трансмиссии фирмы Allison)



Это происходит при работе гидротрансформатора (ГТ) в режиме гидромукты при незначительном, 10...15%, проскальзывании турбины относительно насоса. Момент двигателя, дотрансформаторная зона, а также зубчатые передачи не содержат гармоник столь высокого порядка. В связи с этим выдвигается гипотеза о проявлении нового, не исследованного ранее динамического явления – возбуждения резонансных колебаний гидротрансформатором.

Гипотеза подтверждается характером спектральной плотности: при блокировке ГТ она является «белым» шумом, т.е. колебания происходят в широком спектре частот, без резонансов.

В ходе дальнейших исследований выявлено, что одна из собственных частот разрушающегося металлокерамического диска равна 703 Гц (см. рис. 1.20). Таким образом, при проектировании ГМТ представляется важным умение правильно оценить возмущающие свойства гидротрансформатора и частотные характеристики МКД фрикционных элементов трансмиссии для решения задачи вывода резонансных режимов за пределы рабочего диапазона.

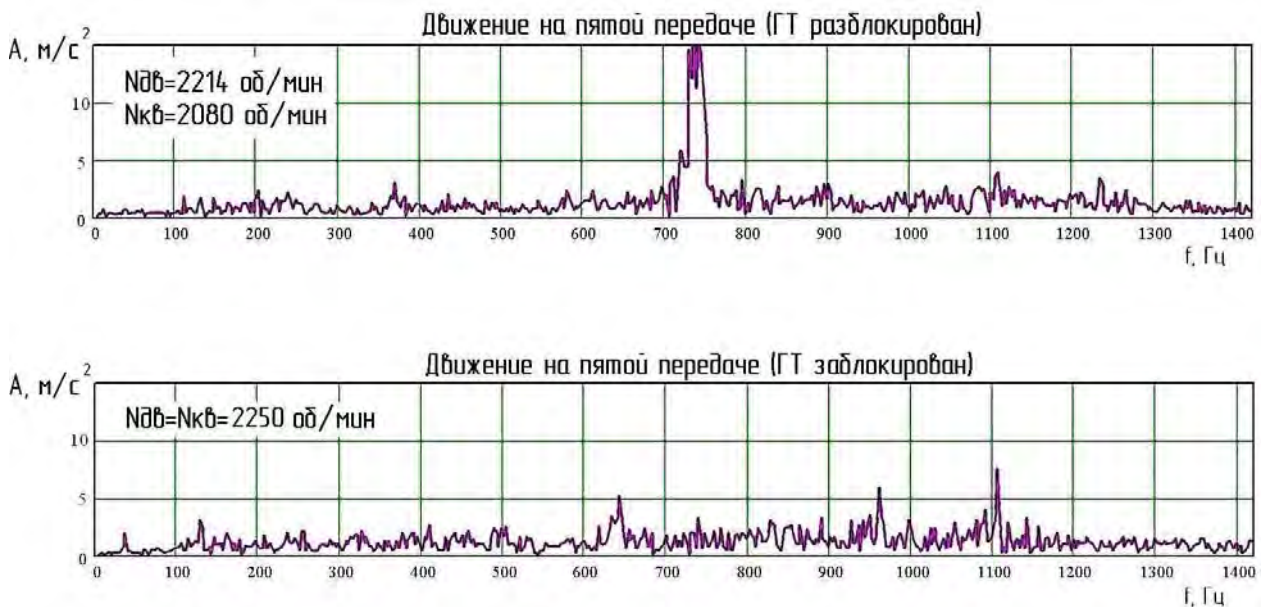


Рис. 1.20. Спектральная плотность виброускорений при движении на пятой передаче

С этой целью изучены гидродинамические процессы в межлопаточном пространстве гидротрансформатора для режима работы, предшествующего переходу на режим гидромукты (когда наблюдаются наибольшие виброускорения на корпусе трансмиссии в вышеприведенном диапазоне частот).

На основе имитации гидродинамических потоков в межлопаточном пространстве при относительном движении рабочих колес широко применяемого и энергоемкого гидротрансформатора ГТК-ХV с числом лопаток рабочих колес насосного  $k_n = 28$ , турбинного  $k_m = 22$  установлено, что в переходе насос-турбина при относительном проскальзывании 30...200 об/мин происходит одновременное взаимодействие двух пар лопаток насосного и турбинного колес. При этом формируются гидродинамические импульсы с частотой 703 Гц (рис. 1.21а), что соответствует частоте колебаний, фиксируемых в ходе экспериментальных исследований ГМТ (700-730 Гц). Кроме того, моделирование серии гидродинамических импульсов в виде усеченной косинусоиды с частотой

проскальзывания менее 136 об/мин и спектральный анализ выявили наличие гармонических составляющих высшего порядка, попадающих в диапазон резонансного режима. С целью определения путей отстройки возмущения от собственной частоты диска выполнен расчет импульсов в переходе «насос-турбина» с уменьшенным числом лопаток  $k_n = 27$ . В этом случае происходит дробление парных импульсов и соответственно повышение частоты возмущения почти в 2 раза при одновременном снижении его амплитуды (рис. 1.21б). Таким образом, приведенный результат может быть использован при выборе числа лопаток колес в проектном расчете. Исключение условий работы гидротрансформатора, при которых он является генератором колебаний, возможно также при соответствующем управлении блокировкой, синтезом динамического гасителя колебаний турбины, настроенным на резонансную частоту. При монтаже МКД на эпициклические шестерни планетарного ряда эффективно противофазное гашение, реализуемое при двухпоточном подводе мощности – через водило и солнечную шестерню.

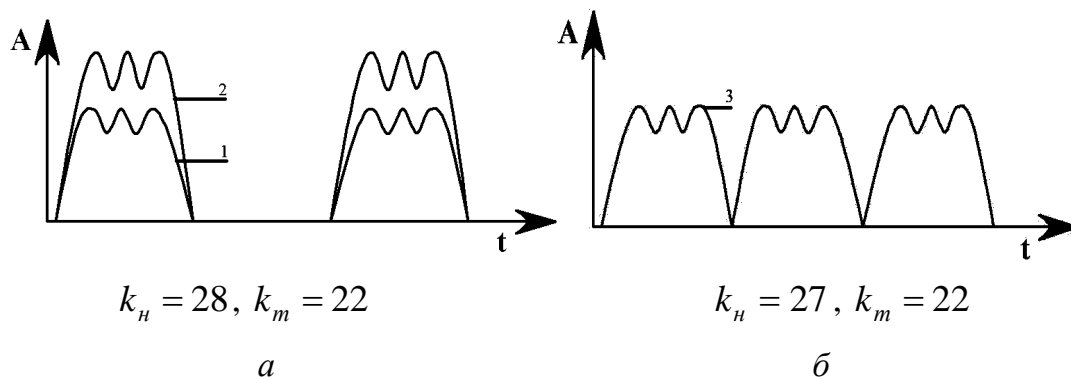


Рис. 1.21. Формы импульсов формируемых гидротрансформатором: 1-одиночный импульс, 2-парный импульс, 3-импульс, формируемый ГТ при  $k_n = 27, k_m = 22$

Для подтверждения гипотезы о разрушении МКД вследствие возникновения высокочастотных колебаний вызванных близким совпадением собственной частоты с возмущением от ГТ, необходимо располагать достоверным методом определения собственных частот МКД.

Собственные частоты МКД определяются следующим образом. Конструктивно МКД, массово применяемые во фрикционных элементах ГМТ, выполняются из стального кольца (сталь 65Г) с моментом инерции прямоугольного сечения ( $J = b \cdot h^3 / 12$ ) с зубчатым венцом внутреннего зацепления и с фрикционными металлокерамическими накладками (МК-5), припекаемыми к омедненным поверхностям стального кольца при температуре 750 °С через адгезионный слой. Аналитически определить собственные частоты МКД из-за различия физико-механических свойств материалов представляет определенные трудности. В связи с этим аналитически определяется собственная частота стального кольца с приведенной погонной массой  $m_0$  и модулем упругости второго рода  $E$ . Влияние зубчатого венца и металлокерамических накладок определяется экспериментально.

Собственная частота кольца определяется в соответствии с волновой теорией и базируется на исследованиях С.П. Тимошенко [25], Н.Г. Сурьянинова [21], П. Пфейфера [14], Дж. П. Ден-Гартога [6] и др.

Конструкция стального кольца соответствует основным допущениям, принимаемым при исследованиях круговых колец [14]. Кольцо рассматривается как круговой брус ограниченной кривизны  $R^{-1}$  постоянного сечения.

Колебания кругового кольца, в соответствии с волновой теорией, независимо от методов, предлагаемых различными авторами, приводится к системе гиперболических дифференциальных уравнений в частных производных [14], расчетная схема на рис. 1.22, которые при рассмотрении колебаний изгиба в плоскости кольца, исключении части координат, сводятся к дифференциальному уравнению шестого порядка, описывающему касательные перемещения  $x_2$  сечения кольца, определяемого угловой координатой  $\varphi$  [21]:

$$\frac{\partial^6 x_2}{\partial \varphi^6} + 2 \frac{\partial^4 x_2}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{m_0 R^4}{EI} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \left( \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} - x_2 \right) = 0. \quad (1.8)$$

Решение уравнения движения ищется в виде радиальных  $x_1$  и касательных  $x_2$  перемещениях (рис. 1.22):

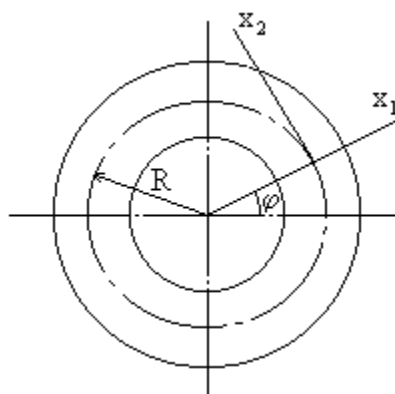


Рис. 1.22. Расчетная схема для определения колебаний кольца

$$x_1 = U_1(\varphi) \cos \omega t; \quad x_2 = U_2(\varphi) \sin \omega t.$$

При этом для  $U_2$  получается обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^6 U_2}{d\varphi^6} + 2 \frac{d^4 U_2}{d\varphi^4} + \frac{d^2 U_2}{d\varphi^2} - \frac{m_0 R^4 \omega^2}{EI} \left( \frac{d^2 U_2}{d\varphi^2} - U_2 \right) = 0$$

$$U_1 = -\frac{dU_2}{d\varphi}, \quad (1.9)$$

Согласно общим правилам решения дифференциальных уравнений, следует найти общее решение уравнения (1.9), включающее шесть постоянных, и подчинить его граничным условиям. Равенство нулю определителя системы, выражающей граничные условия, приводит к частотному уравнению.

Для замкнутого кольца граничные условия заменяются условиями периодичности, которые выполняются, если принять

$$U_1 = K \sin K\varphi; \quad U_2 = \cos K\varphi. \quad (1.10)$$

Подставляя (1.10) в (1.9), устанавливаем, что последнее удовлетворяется тождественно, если частота  $\omega$  равна:

$$\omega = \omega_k = \frac{K(K^2 - 1)}{\sqrt{K^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{m_0 R^4}}, \quad (1.11)$$

где  $K$  - целое число, определяющее количество волн, укладываемых на длине кольца  $2\pi R$  ( $K=1, 2, \dots, N$ ).

В зависимости от значения параметров  $K$  изменяется форма колебаний в плоскости кольца.  $K=1$  соответствует нулевой частоте, так как при  $K=1$  формула (1.11) описывает смещение кольца как жесткого тела. При  $K=2$  диск принимает форму эллипса, при этом собственная частота составляет 703 Гц. При  $K=3$  диск принимает форму треугольника, а собственная частота составляет 1914 Гц.

Этот вывод подтвержден точным решением системы дифференциальных уравнений в частных производных (численным моделированием), формы и частоты колебаний определены в пакете Unitgrafiks, основанном на методе конечных элементов (рис. 1.23).

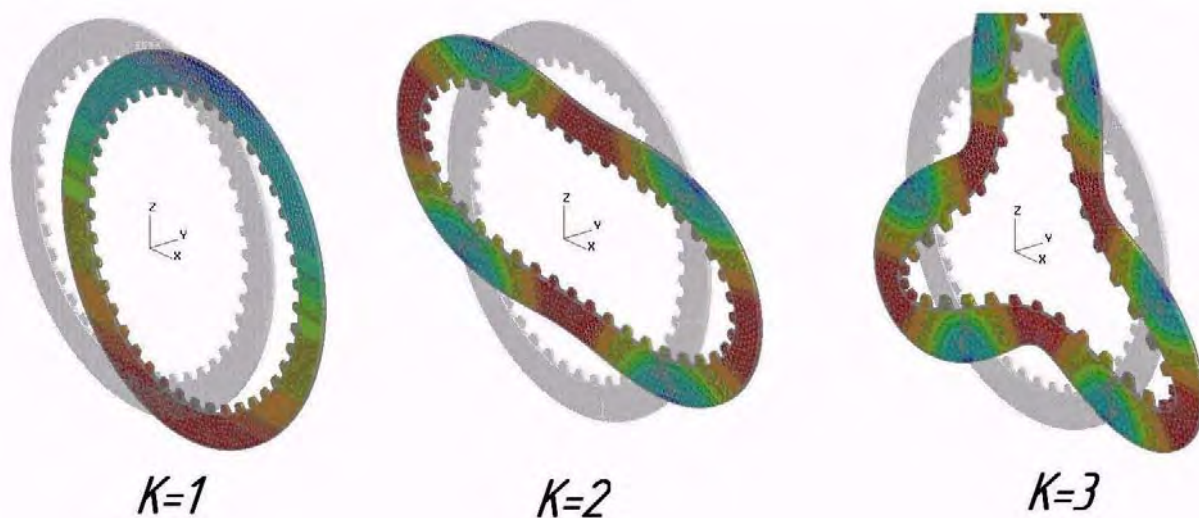


Рис. 1.23. Формы колебаний металлокерамического диска

Из приведенного следует, что при определенных параметрах конструкции МКД форма колебаний и собственная частота определяются параметром  $K$ . Для оценки корректности принятых допущений при определении собственных частот и форм колебаний партий МКД разрабатывается метод неразрушающего контроля, основанный на определении частотных характеристик при звуковом облучении исследуемых дисков.

Для реализации этого метода разработана экспериментальная установка в составе: 1 - регистратор-спектроанализатор; 2 - усилитель звуковой частоты (10...10000Гц); 3 - излучатель акустического сигнала; 4 - металлокерамический диск (объект исследования); 5 - генератор звуковой частоты (10...10000Гц); 6 -

аналого-цифровой преобразователь (L-Card E-440); 7 - пьезоакселерометр ADXL105 (рис. 1.24).

Для определения собственных частот исследуемый диск облучается звуковой волной. Важной особенностью установки является способность спектроанализатора в режиме реального времени на основе реализации алгоритма прямого преобразования Фурье определять параметры реакции: частоты, фазы и амплитуды гармонических составляющих регистрируемого сигнала. Работа установки возможна в двух режимах: полигармонического и моногармонического возмущений. Первый режим заключается в определении собственных частот на основе спектрального анализа затухающих колебаний диска после придания ему начального возмущения в виде кратковременного импульса. Второй режим предполагает облучение диска моногармоническим возмущением, генерируемым тональным генератором в звуковом диапазоне частот. Собственные частоты диска определяются в режиме вынужденных колебаний при плавном изменении задающей частоты генератора от 0 до 10000 Гц.

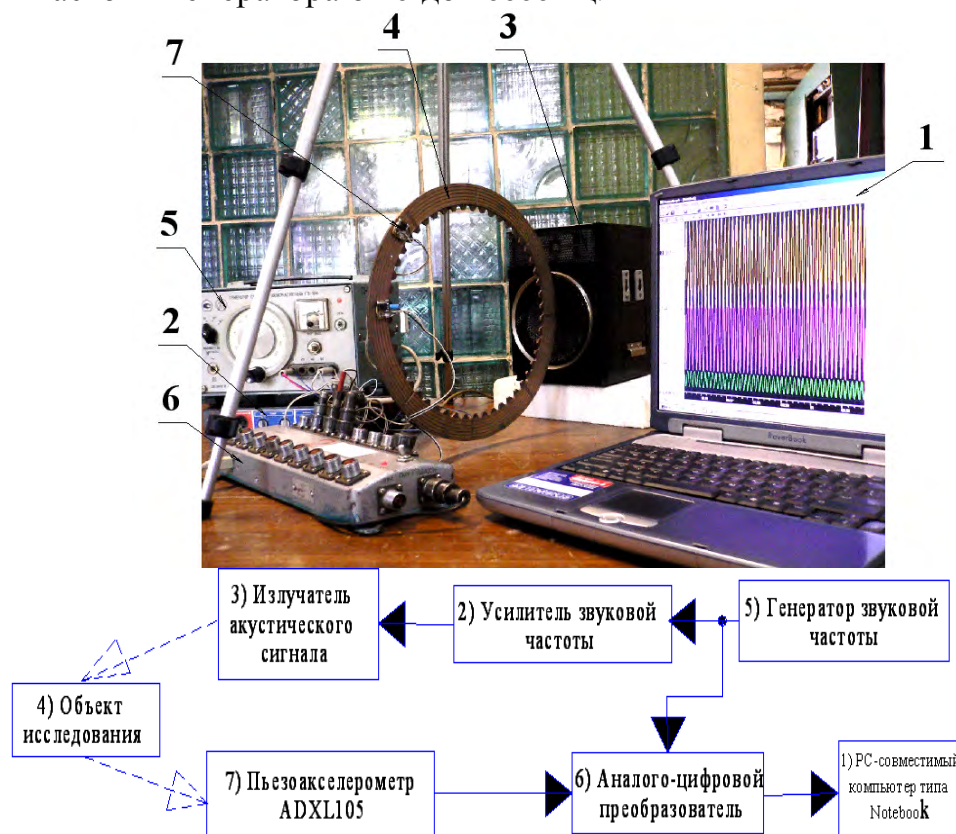


Рис. 1.24. Установка для экспериментального определения собственных частот металлокерамического диска

Оценка адекватности результатов теоретического и экспериментального исследований производится по сравнению спектра собственных частот (рис. 1.25) стального кольца (график 1), кольца с зубчатым венцом (график 2) и МКД (график 3).

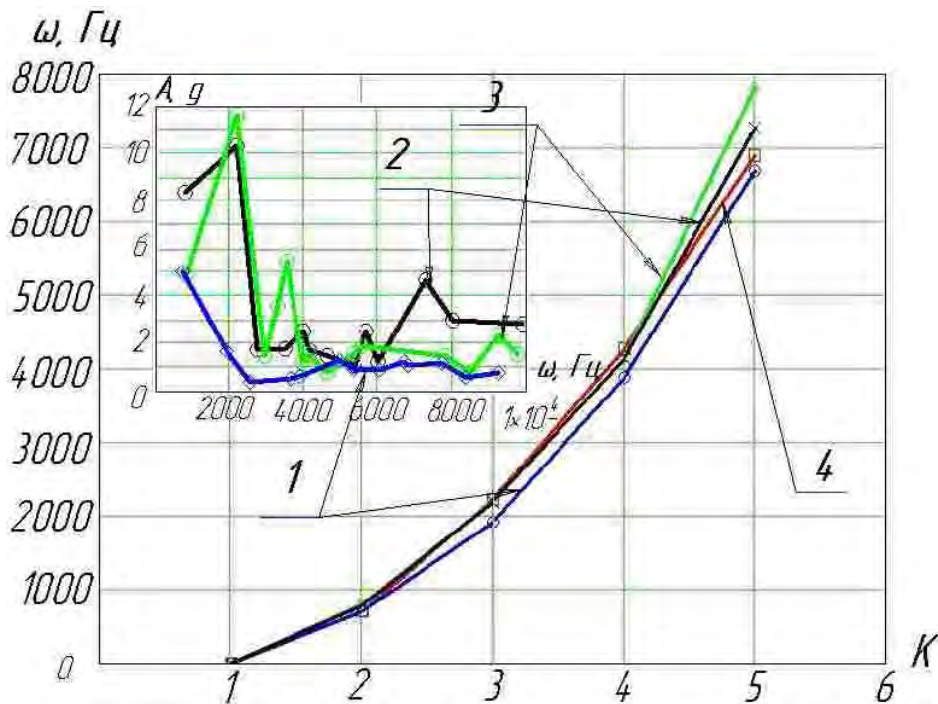


Рис. 1.25. Зависимость собственной частоты от параметра  $K$  и спектральная плотность колебаний дисков:

- 1 - МКД ; 2 – металлическая основа МКД ; 3 – идеальное металлическое кольцо;  
4 – расчётные частоты

Наличие зубчатого венца несущественно влияет на значение собственных частот. Металлокерамические фрикционные накладки на спектр частот не влияют, но повышают диссипативные свойства упругой системы, уменьшая амплитуды колебаний с 1,8 до 1,1 g на резонансной частоте (703 Гц). Формы колебаний (число узловых точек) также соответствуют расчетным (рис. 1.26).

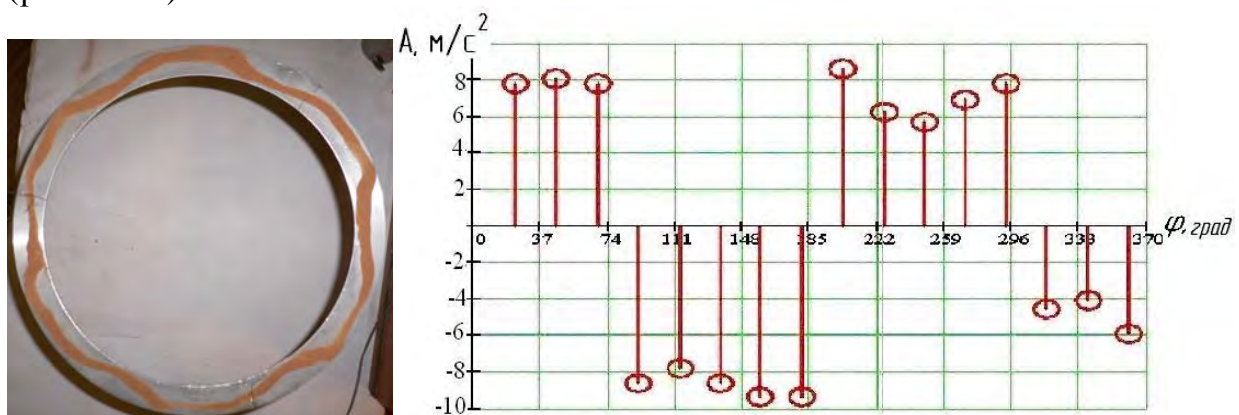


Рис. 1.26. Форма колебаний МКД при  $K=5$  и зависимость амплитуды колебаний от угла положения датчика на поверхности диска при  $K=2$

Адекватность результатов теоретического и экспериментального исследований позволяет прогнозировать возможность возникновения резонансных режимов функционирования МКД фрикционных элементов ГМТ, существенно уточнить методику проектного расчета, а также решать обратную задачу по исключению резонансных режимов. Возможность варьирования значений собственных частот МКД определяется на основе анализа уравнения (1.11). Физико-механические свойства для данных материалов МКД стабильны, а

варьирование геометрических параметров ограничено условиями компоновки ФЭ в картере ГМТ и унификации. Эффективным путем варьирования собственной частоты является «разрушение» кратности числа волн, укладываемых на длину диска, т.е. параметром  $K$ , определяющим форму колебания. Например, выполнением радиальных надрезов (рис. 1.27).

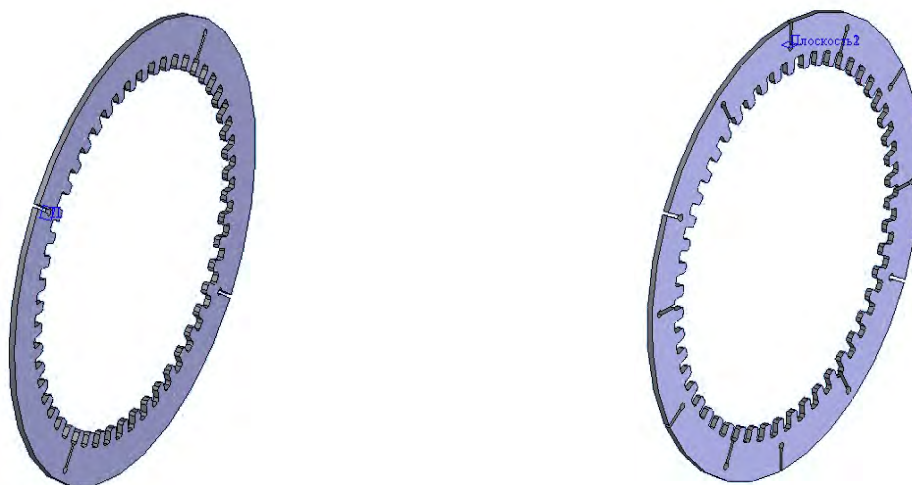


Рис. 1.27. Металлокерамические диски с радиальными надрезами

При этом спектр собственных частот существенно изменяется: при двух парах надрезов частота (703 Гц) перестает быть доминирующей, так как амплитуда спектральной плотности снижается на 60 %. Максимальное значение амплитуды смещается в сторону более низких значений частот. Аналогичный процесс наблюдается при шести парах надрезов. Размеры надрезов выбираются из условия сохранения прочности МКД при действии центробежных сил. Кроме того, диск не должен терять упругую устойчивость, когда скорость распространения волны по диску становится равной скорости вращения. Некоторое гашение колебаний может быть достигнуто созданием конусообразной или гофрированной формы стальных дисков, работающих в паре с МКД.

Условием возникновения резонансных режимов во фрикционных элементах ГМТ с гидротрансформатором ГТК-ХV является: частота вращения вала двигателя более 2050 об/мин, собственные частоты МКД в диапазоне 700-730 Гц, движение с разблокированным ГТ на режимах, близких к режиму гидромукты, отсутствие в кинематической схеме противофазного гашения колебаний.

В соответствии с приведенными условиями выполнен прогноз и установлена вероятность возникновения резонансных режимов в проектируемых для широкого спектра машин перспективных 6 ступенчатых ГМТ с тремя степенями свободы на прямой передаче, а также во фрикционных элементах управления отдельных передач, серийно выпускаемых 4 ступенчатых ГМТ. Последнее подтверждено практической эксплуатацией и соответствующим анализом разрушений ФЭ.

## Выводы

Основной причиной разрушения МКД является совпадение собственной частоты диска с частотой колебаний, возбуждаемых гидротрансформатором. Исключение резонансных режимов может быть достигнуто повышением частоты и уменьшением амплитуды колебаний, возбуждаемых гидродинамическими

процессами в межлопаточных пространствах ГТ, выбором числа лопаток рабочих колес, корректировкой программы управления блокировкой ГТ, исключающей режим, при котором возможны высокочастотные колебания, синтезом гасителя колебаний турбины, противофазным гашением.

Вывод резонансных режимов за пределы рабочего диапазона возможен корректировкой спектра собственных частот МКД, созданием специальной формы дисков.

В условиях производственных ограничений возможности варьирования параметров конструкции, исключающего резонансные режимы, необходимая долговечность МКД обеспечивается введением технологических мероприятий по снижению концентрации напряжений у основания зубьев и повышению несущей способности путем пластической деформации до 15 %, а также повышением поверхностной твердости у основания зуба на основе нанотехнологий (лазерное насыщение карбидами тугоплавких металлов – WC, TiC и др.). Приведенный комплекс мероприятий позволяет повысить долговечность МКД в 10...15 раз.

### **1.2.5. Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии**

Подробный анализ, выполненный в работе [24], позволил сделать заключение о том, что динамическая нагруженность дотрансформаторной зоны трансмиссии формируется:

- периодической составляющей момента двигателя, в том числе на нестационарных режимах при пуске, разгоне и заглохании;
- зацеплением ведущего колеса с гусеницами (траковая частота);
- периодической составляющей момента сопротивления;
- кинематикой карданных передач основного и дополнительного потоков мощности;
- гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве разблокированного гидротрансформатора;
- динамическими свойствами механической системы.

В то же время выполненная в дальнейшем экспериментальная и теоретическая оценка основных характеристик упругой системы: частот и форм свободных колебаний, сопоставление их с частотами возмущающих воздействий от гусеничного движителя, подвески и момента сопротивления, позволили считать обоснованным рассмотрение дотрансформаторной зоны трансмиссии как самостоятельной механической системы, характер изменения момента в которой не зависит от номера включенной передачи, а определяется динамическими свойствами дотрансформаторной зоны. В соответствии с этим, при определенных допущениях, систему можно рассматривать как двухмассовую с моментами инерции двигателя  $J_D$  и насосного колеса  $J_H$ .

Рассматриваемая система содержит гаситель крутильных колебаний, упруго-диссипативная характеристика (УДХ) которого и определяет существенную нелинейность системы. Наибольшее применение в трансмиссиях транспортных машин, в том числе и рассматриваемых, находят упруго-фрикционные гасители пружинного типа. Упруго-диссипативная характеристика такого гасителя приведена на рис. 1.28 (справа). Жесткость  $C_D$  соответствует рабочему участку,  $C_I$ ,



$C_2$  – участкам до включения и после выключения гасителя соответственно;  $M_{\text{под}}$  – момент предварительного поджатия,  $M_{\text{тр}}$  – момент трения.

Уравнения движения нелинейной системы имеют следующий вид:

$$\begin{cases} J_D \ddot{\varphi} + F(\varphi, \dot{\varphi}) = M(t), \\ J_H \ddot{\varphi} - F(\varphi, \dot{\varphi}) = 0; \end{cases}$$

где  $F(\varphi, \dot{\varphi})$  – упругий момент, являющийся функцией угла закрутки вала  $\varphi$  и направления скорости относительного перемещения  $\dot{\varphi}$ , учитывающий явление нелинеаризованного «сухого» трения гасителя колебаний;  $M(t)$  – полигармонический возмущающий момент.

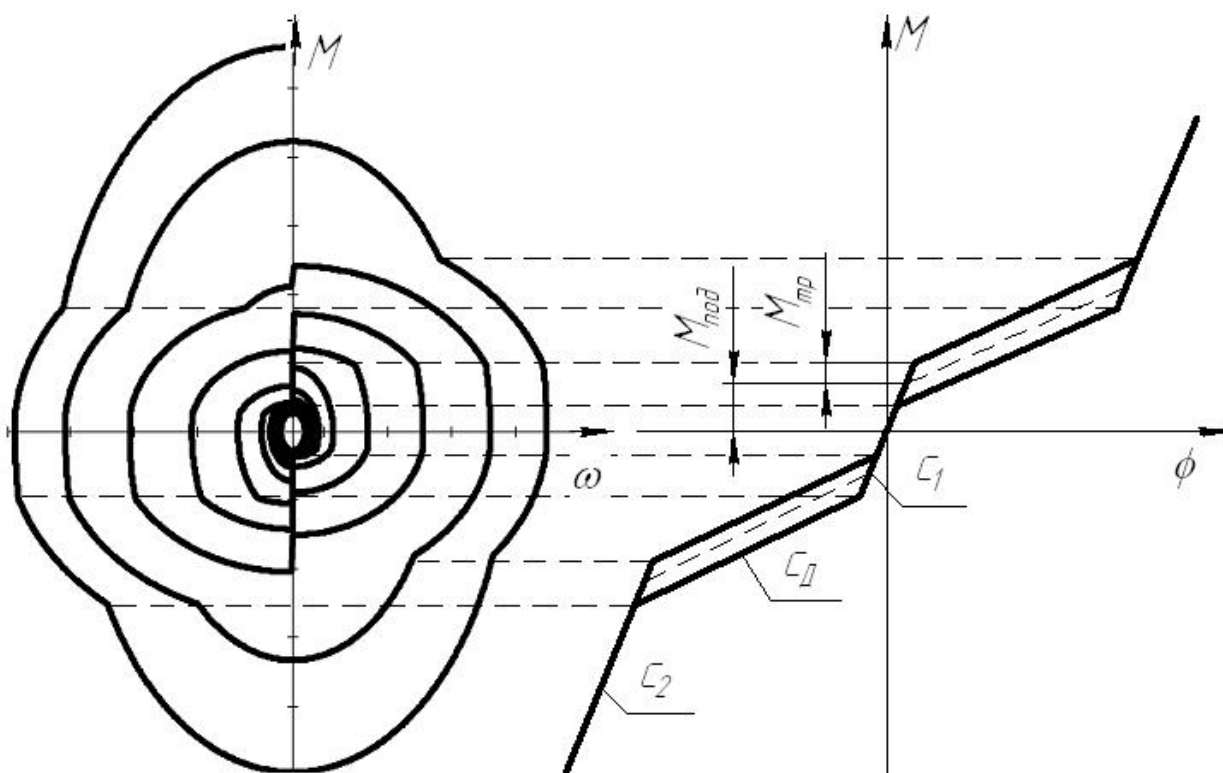


Рис. 1.28. Нелинейная упруго-диссипативная характеристика гасителя крутильных колебаний и фазовый портрет решения системы дифференциальных уравнений

Основным возбудителем крутильных колебаний в дотрансформаторной зоне являются переменные газовые силы и инерционные моменты, возникающие в работающем двигателе внутреннего сгорания. В V-образном шестицилиндровом четырехтактном двигателе ЯМЗ-236Б с углом развала блоков цилиндра  $90^\circ$ , установленном на машинах ТМ-120, ТМ-130, к указанным переменным возмущениям прибавляются моменты, вызванные неравномерностью чередования вспышек в цилиндрах ( $150^\circ - 90^\circ - 150^\circ - 90^\circ - 150^\circ - 90^\circ$  угла поворота коленчатого вала). Крутящий момент двигателя изменяется по сложному периодическому закону в соответствии с характером изменения газовых и инерционных сил двигателя и может быть представлен в виде суммы гармонически изменяющихся моментов. Гармонический анализ крутящего момента, действующего на одну шатунную шейку коленчатого вала двигателя, проводят на основании теоремы Фурье, согласно которой всякую периодическую

функцию можно представить в виде сходящегося бесконечного ряда гармонических составляющих.

В настоящей работе функция момента двигателя определена на основе индикаторной диаграммы одного цилиндра с учетом порядка работы, особенностей конструкции. На основе спектрального анализа этой функции определены частоты составляющих момента двигателя. Необходимо отметить, что лишь небольшая часть гармоник, т.н. «мажорных», имеет определяющее влияние, и при расчете вынужденных колебаний допустимо учитывать только эти гармоники. Как следует из результатов проведенного расчета, «мажорными» для двигателей семейства ЯМЗ-236 являются 1.5, 3, 4.5 гармоники (наклонные линии на рис. 1.8), и функция момента двигателя может быть представлена в виде:

$$M(t) = \frac{M_0}{2} + \sum M_n \sin(n\omega \cdot t + \psi_n),$$

где  $M_n$  и  $\psi_n$  – амплитуда и фаза  $n$ -й гармоники соответственно,  $n = 1.5, 3, 4.5$ ,  $\omega$  – частота,  $M_0$  – статическое значение момента.

На основе динамической характеристики двигателя и данных об упруго-инерционных свойствах (собственных частотах) линеаризованной механической системы построена совмещенная частотная характеристика дотрансформаторной зоны (рис. 1.8). Горизонтальные линии соответствуют собственным частотам механической системы при применении двух гасителей, имеющих различную жесткость. По совпадению частот собственных (горизонтальных линий) и одной из «мажорных» гармоник двигателя (наклонных линий) можно определить резонансные режимы и принять обоснованное решение об отстройке системы от резонанса.

С учетом приведенного выше, можно сделать вывод, что опасные резонансные колебания могут возникнуть при совпадении «мажорной» полуторной гармоники двигателя ( $n = 1.5$ ) с собственной частотой системы в диапазоне частот вращения вала двигателя 810...830 об/мин с гасителем, имеющим жесткость 22 800 Н×м/рад. Данный вывод подтверждается численным моделированием и результатами экспериментов.

В соответствии с полученными данными, решена обратная задача по выводу резонансной частоты за пределы рабочего диапазона. Для данной системы определены требуемые параметры: жесткость гасителя должна быть уменьшена до 7400 Н×м/рад, а требуемое значение момента трения  $M_{TP} = 100$  Н×м. В соответствии с требуемой характеристикой отделом главного конструктора ОАО «Ярославский моторный завод» разработана и изготовлена конструкция опытного гасителя, которая обеспечила вывод резонанса за пределы рабочего диапазона частот вращения вала двигателя в диапазон 480...500 об/мин (график 2, рис. 1.8), а величина динамического момента сократилась в 6 раз, соответственно достигнут и требуемый уровень долговечности. Следует отметить, что наряду с недостаточным уровнем разработки теории синтеза гасителя, создание конструкции с требуемыми параметрами потребовало использования проволоки и технологии навивки пружин шведской фирмы «Oteva» – мирового лидера-изготовителя пружин, работающих при циклическом нагружении, например, в газораспределительных механизмах двигателей внутреннего сгорания. Конструкция пружин обеспечивает требуемый уровень долговечности при значительной деформации и касательных напряжениях до 1100 МПа. Увеличение

требуемой угловой податливости в 4,5 раза по сравнению с серийной достигнуто применением двухступенчатой конструкции упругих элементов. Разработанный вариант гасителя обеспечивает вывод резонансного режима основной частоты за пределы рабочего диапазона и десятикратное повышение долговечности. Однако в процессе длительной эксплуатации машин в суровых условиях Сибири и Полярного Урала установлена необходимость решения не только вопросов снижения динамической нагруженности, но и виброзащиты ГМТ, которая существенно влияет на долговечность элементов, расположенных на крыше моторно-трансмиссионной установки (фильтров, трубопроводной арматуры), стеклопакетов кабины и уменьшает уровень комфортабельности машины. Исследованиями установлено, что возбуждение вибраций формируется бифуркационными процессами, свойственными существенно нелинейным системам. Анализ условий возникновения вибраций приводится ниже.

Скольжение поверхностей трения определяется условием  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \neq 0$ . В момент, когда неравенство обращается в ноль, происходит переход от этапа скольжения к этапу относительного покоя поверхностей трения. При этом фиксируется накопление углового смещения поверхностей трения. Во время этапа относительного покоя это смещение остается неизменным  $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = const$ .

Анализ динамических свойств рассматриваемой существенно нелинейной системы выполнен в типичной постановке задач, характерных для динамических систем [20]: решается задача Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений, исследуются фазовые портреты в зависимости от различных начальных условий, фиксируются бифуркационные значения параметров процесса. На фазовой плоскости в координатах  $\dot{\varphi} - M$  (рис. 1.28 слева) отчетливо выделяются три основных режима работы гасителя крутильных колебаний. Первый соответствует работе на упорах, когда наблюдается значительное увеличение момента при относительно небольшом скручивании упругого вала между гасителем и насосным колесом гидротрансформатора. Второй соответствует функционированию гасителя на рабочем участке УДХ. При этом наблюдается скачкообразное изменение момента при  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 = 0$  за счет диссипации энергии колебаний во фрикционе. Установившемуся состоянию равновесия соответствует не одна точка на фазовой плоскости, а целая область возможных состояний равновесия, представляющая собой отрезки прямых, расположенных на оси момента. Длина отрезка зависит от ширины петли УДХ. И, наконец, третий режим представлен в виде предельного цикла и соответствует работе гасителя на участке УДХ до включения рабочей ветви. В этом случае при практически нулевой диссипации энергии, при существенном увеличении момента трения (экспериментально установлено, что после 178 часов работы в нормальном режиме и 50 часов в резонансном режиме момент трения увеличился в 2,0...3,0 раза) возможно возникновение высокочастотных колебаний (более 100Гц) со значительной амплитудой (спектральная плотность на рис. 1.7). Таким образом, увеличение диссипативных свойств нельзя рассматривать как положительный эффект, т.к., при блокировке гасителя его жесткость возрастает, и резонансный режим происходит на более высокой частоте.

Анализ характера изменения фазовой траектории позволяет предположить существование гармонических составляющих высокого порядка – супергармонических колебаний. Для подтверждения данного положения

выполнено численное моделирование дотрансформаторной зоны машины ТМ-120. Установлено, что основная гармоника, соответствующая частоте, формируемой жесткостью рабочего участка гасителя колебаний, порождает как минимум шесть нечетных супергармонических колебаний (график 2, рис. 1.29), что подтверждено результатами экспериментальных исследований (график спектральной плотности на рис. 1.7). Исключение вибрации может быть достигнуто созданием конструкции гасителя с линейными характеристиками. Например, для рассмотренной выше дотрансформаторной зоны может быть использована в качестве гасителя эластичная муфта фирмы «Centa».

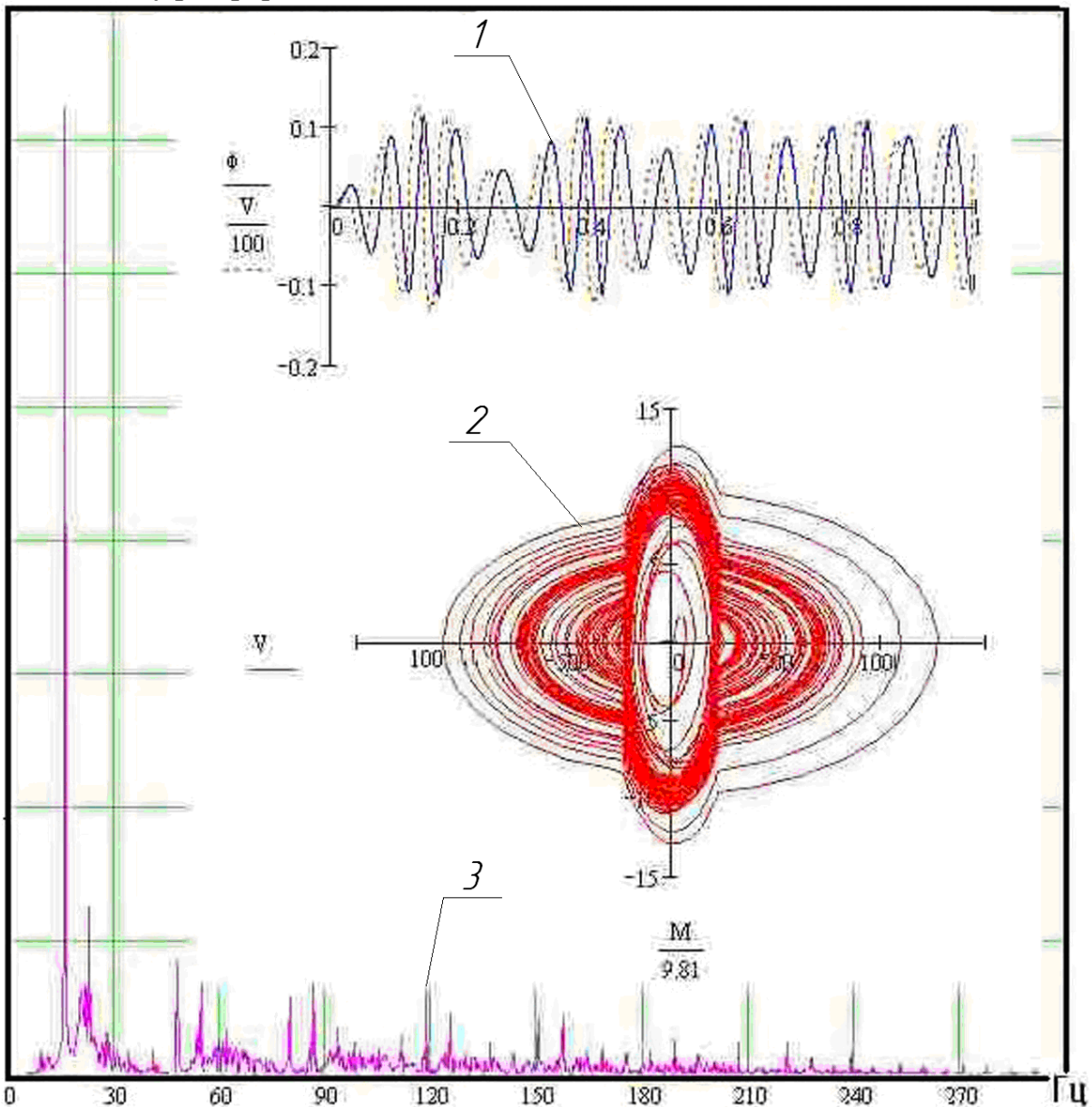


Рис. 1.29. Результаты численного моделирования динамики дотрансформаторной зоны ГМТ:

1 – процесс изменения относительных перемещения и скорости; 2 – спектральная плотность процесса; 3 – фазовый портрет нелинейной системы

Установленным значениям требуемых параметров УДХ соответствует муфта CentaMax – Silicon, размера CM-1600-S-475-65240. Фрагмент осциллограммы

динамического нагружения дотрансформаторной зоны с таким гасителем и соответствующая спектральная плотность процесса приведены на рис. 1.30. Амплитуда момента во всем диапазоне частот вращения двигателя не превышает 50 Н·м (график 3 на рис. 1.8), то есть момент снижен по сравнению с серийным гасителем в 26 раз.

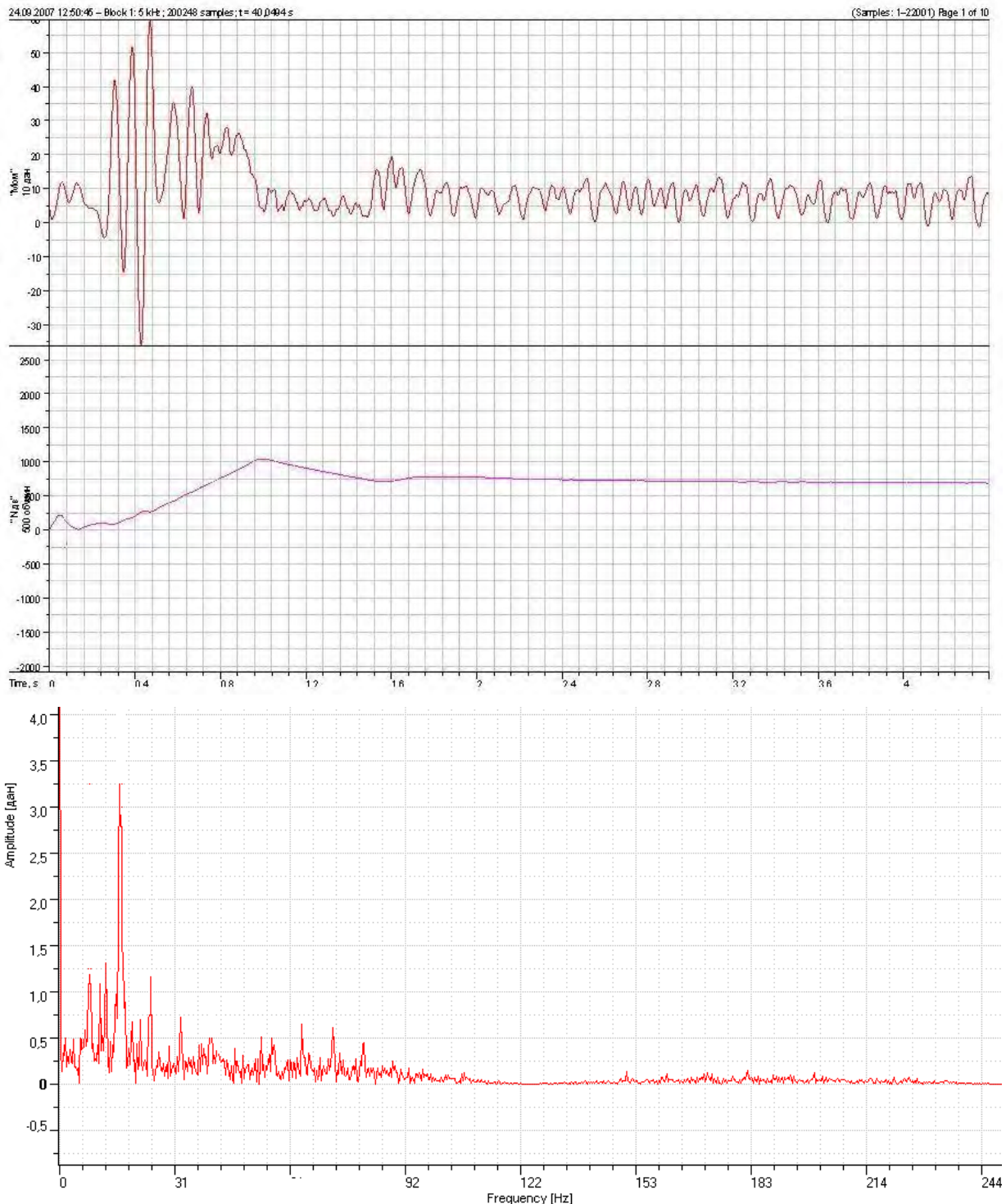


Рис. 1.30. Фрагмент осциллограммы и спектральная плотность процесса при установленной эластичной муфте

Из полученных данных следует, что при такой конструкции исключаются не только резонансы на основной частоте, но и супергармонические колебания, т. е. существенно снижается вибронгруженность. Возможность широкого применения

таких конструкций определяется долговечностью, ограничиваемой биологическим старением резиновых деталей, стабильностью свойств в широком диапазоне температур.

В соответствии с приведенными результатами можно рекомендовать следующий метод прогнозирования резонансных режимов и решения обратной задачи их вывода за пределы рабочего диапазона.

- Определение собственной частоты дотрансформаторной зоны по твердотельным чертежам элементов и упругости гасителя.
- Расчет функции полигармонического возмущающего момента двигателя по индикаторной диаграмме одного цилиндра с учетом порядка работы и особенностей конструкции; на основе спектрального анализа функции определяются «мажорные» гармоники.
- Построение совмещенной частотной характеристики двигателя и дотрансформаторной зоны трансмиссии. Прогнозирование резонансного режима по точкам пересечения линий собственных частот системы и «мажорных» гармоник двигателя, а также определение соответствующего им диапазона частот вращения вала двигателя.
- Определение границ допустимого скоростного диапазона частот вращения вала двигателя, за который необходимо вывести резонанс.
- Расчет требуемых параметров УДХ, разработка конструкции гасителя или выбор из каталогов.

Приведенные выше результаты исследований относятся к прогнозированию резонансных режимов и решению обратной задачи для дотрансформаторной зоны транспортной машины ТМ-120 с двигателем ЯМЗ-236Б.

Необходимость прогнозирования резонансных режимов и решения обратной задачи возникает не только при разработке новых машин, но и при модернизации существующих. Например, при оснащении автомобилей КАМАЗ с колесной формулой 6×6, 8×8 и двигателем «Мустанг» мощностью 240 кВт, гусеничной машины МЛ-107 с двигателем ЯМЗ-238 опытной гидромеханической трансмиссией существенно возрастает момент инерции ведущих частей трансмиссии, определяемый параметрами массивного насосного колеса гидротрансформатора. Это приводит к существенному снижению собственных частот системы с серийным гасителем. На определенном скоростном диапазоне двигателя возникают резонансные режимы, ограничивающие долговечность входного вала трансмиссии. Традиционные меры повышения его прочности приводят к усталостному разрушению коленчатого вала двигателя. Эффективное решение задачи достигается синтезом конструкции гасителя по приведенной методике.

Общность полученных результатов подтверждена эффективностью применения приведенной методики для других транспортных машин.

## 2. ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Из результатов экспериментального исследования следует, что переходные процессы управления поступательной скоростью характеризуются высокой динамической нагруженностью, во многом определяемой качеством управления. Создаваемые автоматизированные системы управления поступательной скоростью без учета динамики процессов не повышают эффективности функционирования машины. В связи с этим излагаемые ниже алгоритмы управления переходными процессами базируются на результатах исследования их динамики. Это позволяет более точно обосновать основные задачи управления, функциональные ограничения, синтезировать основные программы управления – законы и алгоритмы их реализации исполнительными элементами системы, адаптацию программ управления и оценить эффективность автоматизации процессов.

### 2.1. Динамика и управление процессом трогания машины с места

В настоящее время большинство современных модернизируемых и проектируемых машин оснащаются гидромеханическими трансмиссиями. Свойства гидротрансформатора наиболее эффективно позволяет осуществить процесс трогания с места. При включении одной из низших передач увеличение подачи топлива приводит к автоматическому росту момента на турбине, позволяющего преодолеть сопротивление движения и двигаться с требуемым ускорением. Для начала движения в особо трудных условиях (рыхлый песок, деформируемый грунт и др.) свойства гидротрансформатора на стоповом режиме позволяют разогнать двигатель заторможенной машины и обеспечить разгон регулированием выключения остановочных тормозов. Однако даже в конструктивно отработанных гидромеханических трансмиссиях возможен перегрев рабочей жидкости, сокращающий срок ее работоспособности, не удается ограничить динамическую нагрузку, дымность двигателя и буксование движителя, обеспечить плавность хода. Эти свойства обеспечиваются при адаптивном управлении.

В последнее время интенсивно разрабатываются роботизированные механические трансмиссии (фирмы Toyota, Mitsubishi, Volvo) с преселекторным управлением переключения передач (МАЗ). Создание долговечной конструкции металлических зубчатых ремней привело к активным разработкам и применению в таких фирмах как Audi, Ford, Nissan, Volvo, Zahnradfabrik, Honda и др. вариаторов с бесступенчатым изменением передаточных чисел (CVT). Трогание с места и движение машины в трудных условиях осуществляется на т.н. «муфтах начала движения», т.е. управляемых фрикционных элементах. Это не относится к конструкции фирмы Nissan, в которой для начала движения используется

гидротрансформатор; он дороже фрикционных муфт, но более надежен и долговечен.

В большинстве конструкций фрикционных муфт момент трения регулируется за счет управления сжатием дисков, например, по сигналу центробежного регулятора топливного насоса или электронного датчика частоты вращения вала двигателя. При таких конструкциях система управления поступательной скоростью является двухпедальной. Однако управление процессом трогания с места более сложно по сравнению с гидротрансформатором, так как развиваемый момент на стоповом режиме равен моменту двигателя. Для обеспечения требуемой динамики разгона повышение требуемого момента достигается использованием кинетической энергии от предварительно разогнанного двигателя до угловой скорости  $\omega_{00}$ . Прогнозирование и выбор начальной скорости  $\omega_{00}$  не формализовано, определяется и задается водителем интуитивно. Недостаточное значение  $\omega_{00}$  может привести к заглоханию двигателя и ограничению ускорения. В автоматизированных системах управления фрикционных элементов заглохание не допускается, но и не осуществляется трогание до разгона двигателя. Превышение значения  $\omega_{00}$  приводит к росту работы буксования и динамической нагруженности.

Алгоритм управления троганием с места и разгона машины на фрикционах изучен в меньшей степени и недостаточно формализован. Управление процессом трогания с места и разгоном машин ввиду недостаточной формализации алгоритма осуществляется водителем. Примером являются системы, разработанные фирмами Mercedes, Skanja «Computer aided gear Shift system» (CAG), Iton, Zahnradfabrik EAG shift, НАМИ и др. В связи с этим подробно исследуется динамика и разрабатывается программа управления фрикционными элементами. Учитывая определенную аналогию функциональных требований при трогании машины с гидромеханической трансмиссией, результаты распространяются и на эти конструкции.

Долговечность и износостойкость фрикционных элементов, в том числе главного фрикциона (ГФ), на котором осуществляется трогание с места, во многом определяется квалификацией водителя. В связи с этим представляется целесообразным автоматизировать процесс трогания машины с места.

Долговечность главного фрикциона и теплонапряженность его элементов определяются работой буксования при трогании с места и в процессе переключения передач. Последняя составляющая достаточно мала, не превышает 5...25% работы при трогании. Однако число переключений на единицу пути значительно превышает число троганий и возрастает при автоматизации трансмиссии. Учитывая, что для сокращения длительности синхронизации, динамических нагрузок в трансмиссии и улучшения плавности хода может быть предусмотрено выключение или недовключение главного фрикциона, суммарная работа буксования при переключении за



ресурс может быть соизмерима с работой при трогании или даже превышать ее значение.

Работа буксования фрикциона во многом определяется динамикой процесса трогания, длительностью включения, законом нарастания момента трения фрикциона и двигателя, частотой вращения его вала и задается водителем.

Анализ результатов расчетов, выполненных для упрощенной двухмассовой расчетной схемы, при многих допущениях показывает, что работа буксования существенно зависит от начальной скорости вала двигателя  $\omega_0$ , коэффициентов запаса ГФ  $\beta$  и сопротивления движению  $f_c$ . Наличие ярко выраженного минимума этой зависимости, определяемого сопротивлением движению, предопределяет возможность синтеза адаптивного управления процессом трогания. Задача синтеза формулируется следующим образом: найти вектор управления фрикционом  $\alpha_\phi(t)$  и двигателем  $\alpha_{nm}(t)$  ( $u(t)$ ) из допустимой области  $D[u(t), u_{\min} \leq u \leq u_{\max}]$  при выполнении ограничений  $h_{\min} \leq h(u) \leq h_{\max}$ , обеспечивающий экстремум целевой функции – обобщенного критерия. В качестве целевой функции принимается работа буксования.

Величина работы буксования фрикционного элемента определяется по интегралу вида

$$L_{\phi} = \int_0^{t_{\phi}} M_{z\phi}(t) \cdot (\omega_0(t) - \omega_{z\phi}(t)) dt \rightarrow \min, \quad (2.1)$$

где  $t_{\phi}$  – длительность буксования;  $M_{z\phi}(t)$  – момент главного фрикциона;  $\omega_0(t), \omega_{z\phi}(t)$  – угловая скорость двигателя и ведомых частей главного фрикциона, соответственно.

Алгоритм управления должен обеспечить выполнение ограничений: требуемую динамику движения машины – ускорение и длительность разгона, уровень комфортабельности (продольных и вертикальных ускорений), ограничение теплонапряженности деталей фрикционных механизмов и приемлемую динамичность нагрузки в трансмиссии, незаглохание двигателя, ограничение его дымности и буксования гусениц.

Механические системы работают, как правило, по единой жесткой программе. Адаптивное управление реализуется на основе микропроцессоров. Такие системы разрабатываются BMW Ficktel and Sachs, Automotive Produch (AP) automatic clutch and throttle system (ACTS) для концерна Ford и др.

Силовые, кинематические, энергетические и временные параметры, характеризующие динамику процессов трогания, определяющие и входящие в (2.1) определяются на основе имитационного моделирования. Создаваемая с этой целью модель позволяет имитировать работу двигателя со все режимным регулятором, главного фрикциона, исполнительных

механизмов и управления ими в различной последовательности, в т. ч. и параллельной, учитывает время задержки на срабатывание механизмов. Важнейшим этапом моделирования переходных процессов в системе «двигатель–трансмиссия–машина» является составление расчетной схемы.

В процессе буксования (управления) фрикциона реализуемый момент сил трения определяется двумя переменными: силой сжатия дисков  $R_{\text{гф}}$  и коэффициентом трения  $f_{\text{тр}}$  по уравнению

$$M_{\text{зф}} = R_{\text{мп}} \cdot P_{\text{зф}} \cdot z_{\text{д}} \cdot f_{\text{мп}} \cdot \xi \cdot \exp(-\lambda_{\text{зф}} \cdot R_{\text{мп}} \cdot \Delta\omega_{\text{зф}} \cdot \text{sign}\Delta\omega_{\text{зф}}),$$

где  $R_{\text{мп}}$  - средний радиус трения;  $Z_{\text{д}}$  - число пар трения;  $\xi$  - отношение коэффициентов трения покоя и скольжения,  $\xi=1,5 \dots 2,0$ ;  $\lambda_{\text{зф}}$  - коэффициент,  $\lambda_{\text{зф}} = 0,025 \lambda$  с/м;  $\Delta\omega_{\text{зф}}$  - относительная скорость буксования  $\Delta\omega_{\text{зф}} = \omega_{\text{д}} - \omega_{\text{зф}}$ .

Сомножители после  $f_{\text{мп}}$  описывают зависимость коэффициента трения от относительной скорости  $\Delta\omega_{\text{зф}}$ , а выбором коэффициентов  $\xi$  и  $\lambda$  можно учесть свойства применяемых фрикционных материалов. Характер нарастания силы сжатия дисков при оптимальном управлении подлежит определению.

При полностью включенном главном фрикционе  $M_{\text{зф}}$  превышает максимальное значение момента двигателя и определяется коэффициентом запаса  $\beta = (M_{\text{зф}} / M_{\text{д}}) \geq 1$ .

Для синтеза оптимального управления процессом трогания необходима имитационная модель, позволяющая моделировать переходные процессы в системе «двигатель – трансмиссия – машина». Для этого используется четырехмассовая расчетная схема, учитывающая упруго-диссипативные свойства трансмиссии и гусеничного движителя. В расчетной схеме, представленной на рис. 2.1 приняты следующие обозначения.

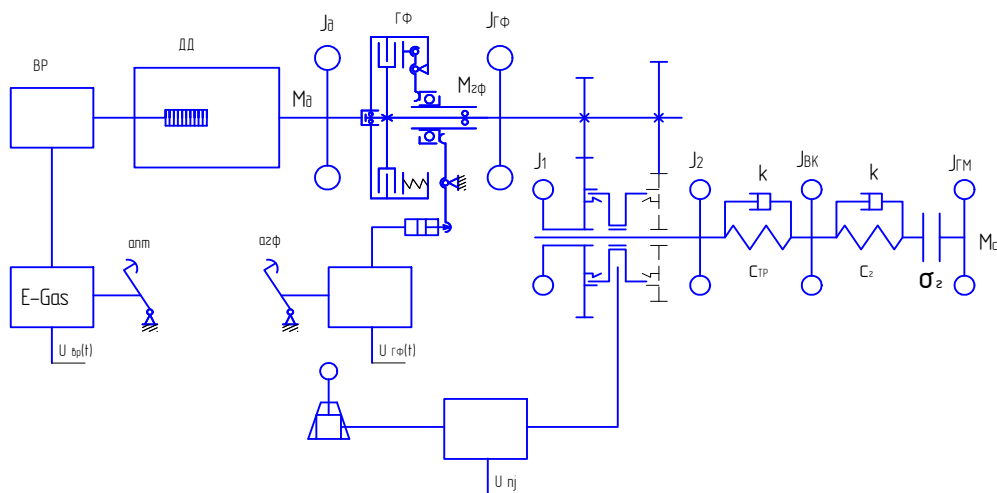


Рис. 2.1. Расчетная схема системы «двигатель-трансмиссия-машина»

Две массы с фрикционной связью – моменты инерции двигателя  $J_D$  и главного фрикциона  $J_{зф}$  являются общепринятыми, но значения последнего определяются инерционностью ведомых масс главного фрикциона и кинематически соединенными с ним вращающимися массами деталей трансмиссии  $J_{зф} = \sum J_i U^2 / m r_{вк}^2$ .

Определение моментов инерции  $J_3$  и  $J_4$  приводится ниже.

При трогании машины с места и возрастании момента на ведомых частях главного фрикциона и трансмиссии происходит деформация упругих элементов. На ведущих колесах создается момент, поворачивающий корпус относительно поперечной оси машины, проходящей через центр упругости, на некоторый угол  $\varphi$ . При этом создается продольный дифферент корпуса с одновременной деформацией рабочих ветвей гусениц и упругих элементов подвески (рис. 2.2).

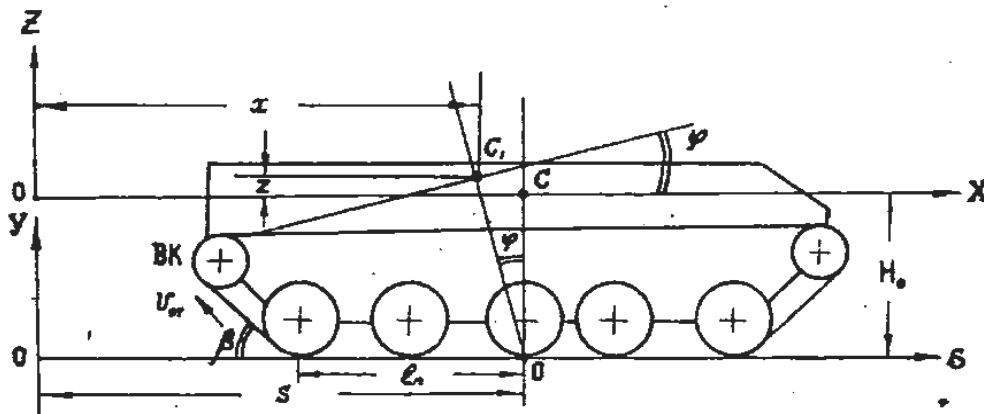


Рис. 2.2. Схема изменения положения машины в процессе трогания

Последнее приводит к перемещению центра упругости по нормали к опорной поверхности на величину  $Z$ . Угловая скорость дифферента корпуса  $\dot{\varphi}$  и скорость его вертикального перемещения  $\dot{Z}$  зависят от изменения момента на ведущих колесах и определяются по уравнениям:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{M}_{вк}(t)}{X_c \sum C_j l_j - \sum C_j l_j^2}; \quad \dot{Z} = \frac{\dot{M}_{вк}(t) X_c}{X_c \sum C_j l_j - \sum C_j l_j^2},$$

где  $X_c$ ,  $l_j$ ,  $n$  - продольные координаты центра упругости, опорных катков и их число,  $X_c = n-1 \sum l_j$ ;  $C_j$  - жесткость подвески.

Вертикальное отклонение точки А является суммой:

$$Z_A = Z + \varphi l_A,$$

где  $l_A$  - продольная координата.

Приведенный момент инерции поступательно движущейся машины без буксования массы с учетом дифферента корпуса и его вертикальных перемещений  $J_{тм}$  определяется из равенства кинетической энергии системы

$$J_{zm} = mr_{вк}^2 (1 + (r_y \dot{\varphi} / r_{вк} \omega_{вк})^2) + m_0 \dot{\varphi} z^2 / m \omega_{вк}^2 = mr_{вк}^2 \delta \varphi,$$

где  $m_0$  - масса подрессоренных частей;  $r_y$  - радиус инерции машины относительно поперечной оси.

Сумма в скобках является переменным коэффициентом учета дополнительных перемещений корпуса  $\varphi$  и  $Z$ , при нулевых значениях  $\dot{\varphi}$  и  $\dot{Z}$  ( $M(t)=0$ )  $\delta \varphi = 1$ .

Приведенная жесткость  $C_{np}$  в расчетной схеме определяется следующим образом. В процессе трогания машины возрастание момента на главном фрикционе приводит к деформации кинематической цепи на угол поворота ведомых частей главного фрикциона  $\Delta \varphi = M_{zm} / C_{np}$ , который можно рассматривать как сумму трех составляющих: деформации соединительных валов трансмиссии, рабочих ветвей гусениц и элементов подвески при повороте корпуса

$$C_{np}^{-1} = \frac{U_{кнj}^2}{C_{в}} + \frac{U_{мпj}^2}{2r_{вк}^2} e_T Z_T + \frac{U_{мпj}^2}{r_{вк}^2 C_n (X_c \sum \ell_j - \sum \ell_j^2)} (h_0 + Z - \sin \beta \ell_n - (\varphi - \sin \beta) X_c).$$

Динамика принятой расчетной схемы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (J_D + \lambda) \dot{\omega}_D &= M_D(\omega_D, t, \alpha_{nm}) - M_{z\phi}(\omega_D, t); \\ J_{z\phi} \dot{\omega}_{z\phi} &= M_{z\phi}(\omega_D, t) - C_{\cdot p}(\varphi_{z\phi} - U_{мпj} \dot{\varphi}_3) - K_z(\dot{\varphi}_{z\phi} - U_{мпj} \dot{\varphi}_3); \\ J_3 \dot{\omega}_3 &= C_{np}(\varphi_{z\phi} - U_{мпj} \dot{\varphi}_3) U_{мпj} + \mathcal{J}_o(\dot{\varphi}_{z\phi} - U_{мпj} \dot{\varphi}_3) U_{мпj} - M_c. \end{aligned}$$

До начала движения машины момент инерции  $J_3$  имитирует инерционность гусеничного движителя и корпуса, а после – инерционность гусеничного движителя и поступательно движущейся машины  $mr_{вк}^2$ :

$$J_3 = \begin{cases} mr_{вк}^2 \left( \frac{m_z}{m} + J_k(\dot{\varphi}, \dot{Z}) \right) & \text{до трогания, при буксовании;} \\ mr_{вк}^2 \left( 1 + \frac{m_z}{m} \right) & \text{после трогания.} \end{cases}$$

Момент инерции корпуса, приведенный к ведущему колесу определяется по уравнению:

$$J_k = mr_{вк}^2 \left[ \left( \frac{r_y \dot{\varphi}}{r_{вк} \omega_{вк}} \right)^2 + \frac{m_o}{m} \frac{\dot{\varphi}_z^2}{\omega_{вк}^2} \right].$$

С учетом кинематической связи  $\omega_{вк}$  ( $\dot{\varphi}, \dot{Z}$ ) это уравнение можно представить в следующем виде:

$$J_k = mr_{вк}^2 \left[ \frac{r_y^2}{(h_0 + Z - \sin \beta \ell_n)^2} + \frac{m_0}{m} (\varphi - \sin \beta)^2 \right].$$

Момент сопротивления движению машины  $M_c$  в общем случае может быть задан спектральной плотностью или его математическим ожиданием

$M_c(t) = f_c mgr_{\text{вк}}$ , где  $f_c$  – коэффициент сопротивления движению с учетом потерь в гусеничном движителе.

Трогание машины с места происходит при возрастании момента на ведущих колесах  $M_{\text{вк}}$  до значения момента сопротивления  $M_c, M_{\text{вк}} \geq M_c$ . Угловые и вертикальные перемещения корпуса нарастают до начала трогания. После трогания с места дифферент корпуса изменяется по гармоническому закону:

$$\varphi = \varphi_M e^{-\alpha_\varphi t} \cos(\omega_\varphi t - \beta_\varphi),$$

где  $\omega_\varphi$  – частота,  $\omega_\varphi = \sqrt{\frac{1}{J_y} \sum C_j \ell_j^2}$ ;  $\alpha_\varphi$  – коэффициент затухания,

$$\alpha_\varphi = \frac{1}{2J_y} \sum K_j \ell_j^2; \beta_\varphi - \text{фаза, } \beta_\varphi = \arctg(\alpha_\varphi / \omega_\varphi).$$

Колебания корпуса после трогания можно рассматривать как кинематическое возмущение, приводящее к дополнительному низкочастотному нагружению ведущих колес и трансмиссии. По завершении буксования фрикциона уравнения движения приводятся к виду:

$$(J_D + \lambda)\dot{\omega}_D = M_D - M_y - M_k = M_D - M_{\text{вк}};$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = M_{\text{вк}} - M_c - J_y (h_o + Z - \sin \beta \ell_n) r_{\text{вк}}^{-1} \varphi_M e^{-\alpha_\varphi t} \omega_\varphi^2 \cos(\omega_\varphi t - \beta_\varphi).$$

С учетом буксования в расчетную схему наряду с учетом упругости гусениц вводится связь, моделирующая буксование идентичная фрикционной, связывающей поступательно движущуюся массу с моментом инерции  $J_{\text{зм}}$  с гусеничным движителем. Это усложняет расчетную схему, но позволяет исследовать динамику процесса трогания с учетом буксования и синтезировать алгоритм управления двигателем и главным фрикционом с учетом необходимости ограничения буксования, т.е. создать контур противобуксовочной системы подобно ASR, разрабатываемый европейскими фирмами Bosch, Wabco, Knorr-Bremse и др.

Момент на ведущих колесах  $M_{\text{вк}}$  является трансформированным моментом двигателя, а движущий момент  $M_{\text{зм}}$  определяется силой реакции грунта – реализуемой силой тяги в процессе буксования гусениц,  $M_{\text{зм}} \leq M_\varphi \leq \varphi mgr_{\text{вк}}$ , где  $\varphi$  – коэффициент сцепления.

Момент на ведущих колесах ограничивается величиной момента сцепления. Это ограничение вводится в модель, если  $M_{\text{вк}} > M_\varphi$ , то  $M_{\text{вк}} = M_\varphi$ .

Буксование происходит до тех пор, пока момент силы тяги по сцеплению не превысит момент сил сопротивления поступательному движению машины, т.е.  $\omega_{\text{зм}} = \omega_3(1 - \sigma) > 0$  при  $\varphi(\sigma) \geq f_c + \frac{\dot{V}_{\delta\varphi j}}{g}$ .

Для анализа динамики системы адаптирован программный комплекс моделирования “model Vision Studium”, позволяющий решать систему дифференциальных уравнений, описывающих управляемое движение. Результаты компьютерного моделирования приведены на рис. 2.3.

На основе численного моделирования динамики механической системы в процессе трогания установлена зависимость интегральных оценочных показателей от параметров управления. Работа буксования фрикционных элементов при трогании с места зависит от времени и выбора закона нарастания давления. Минимальная работа буксования обеспечивается при нарастании давления по закону выпуклой параболы. При таком законе нарастания момента трения работа буксования в 1,5 раза меньше по сравнению с линейным законом и в 2,1 раза – по сравнению с нарастанием момента трения по закону вогнутой параболы.

Анализ результатов позволил найти область оптимальных параметров управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих минимум работы буксования и ограниченную динамическую нагруженность. На основе результатов моделирования построены зависимости (рис. 2.3) максимального момента на выходе трансмиссии (рис. 2.3а) и работы буксования фрикционных элементов (рис. 2.3б). от времени нарастания момента трения и угла подачи топлива. Эти зависимости не имеют ярко выраженного минимума, но позволяет определить область 1 и 2 (рис. 2.3в), соответственно, максимальной работы буксования и момента. Трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в этих областях, является нерациональным. Наиболее рациональным является трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в области 4. Параметры управления, значения которых лежат в области 3, обеспечивают промежуточные значения работы буксования и момента.

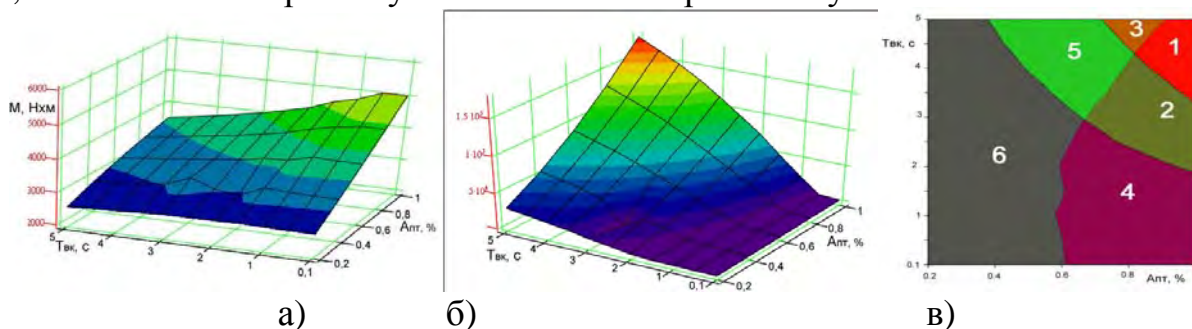


Рис. 2.3. Определение области оптимального управления процессом трогания с места:

а, б - зависимость работы буксования и максимального момента, соответственно от параметров управления; в - диаграмма областей параметров управления

Компьютерное моделирование динамики процесса трогания позволяет сделать следующие выводы.

Величины основных параметров, определяющих процесс трогания, такие как работа буксования фрикциона, ускорение и длительность разгона, динамичность нагрузки в трансмиссии, плавность хода и др. существенно (до 40%) зависят от податливости элементов кинематической цепи дифферента корпуса, управления двигателем и фрикционом.

Работа буксования  $L_0$  и коэффициент  $k_0$  динамичности нагрузки в трансмиссии с увеличением начальной угловой скорости  $\omega_0$  вала двигателя возрастают. Для снижения  $L_0$  и  $k_0$ , обеспечения устойчивости работы двигателя (предотвращения его заглохания) целесообразен управляемый разгон.

Снижение интенсивности увеличения подачи топлива (перемещения педали подачи топлива) снижает работу буксования и динамичность нагрузки, особенно при медленном включении фрикциона. Быстрое управление подачей топлива и включением фрикциона уменьшает работу буксования, но увеличивает динамичность нагрузки и снижает плавность хода.

Опережающее управление двигателем (относительно начала включения фрикциона) способствует росту кинетической энергии двигателя, соответственно, обеспечивает высокую динамику разгона машины и исключает заглохание двигателя при значительном сопротивлении движению. В связи с этим при двухпедальном управлении машиной необходимо обеспечить автоматическое запаздывание включения фрикциона. В этом случае трогание с места подобно стоповому режиму машин с гидродинамическими передачами.

Эффективным путем снижения работы буксования и динамичности нагрузки является ступенчатое нарастание давления сжатия дисков и управление двигателем. Оптимальное управление двигателем и фрикционом может быть обеспечено на основе решения задачи нелинейного программирования.

На основе анализа изменения действительной скорости продольного движения машины (рис. 2.4 справа), ее производных установлено, что управление процессом трогания машины с места с обратной связью может осуществляться по коэффициенту буксования и производным от действительной скорости.

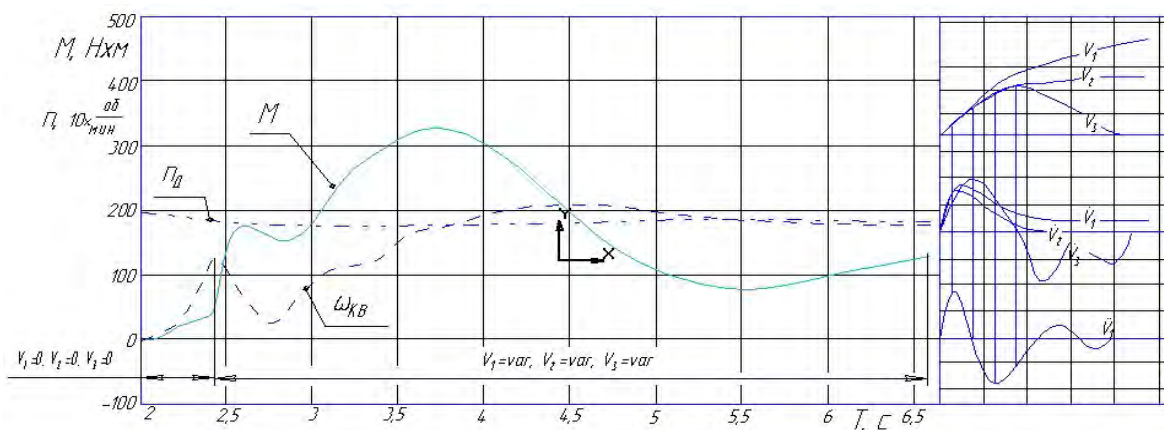


Рис. 2.4. Изменение параметров в процессе трогания с места

При введении в систему управления датчика продольного ускорения ограничение буксования движителя может быть достигнута при управлении по коэффициенту буксования:

$$\sigma = \left( \left( V_p - \int_0^t \dot{V} dt \right) V_p^{-1} \right) \leq [\sigma],$$

где  $V_p$  – расчетная скорость машины;  $\dot{V}$  - фактическое ускорение машины.

Адаптивное управление может быть реализовано при управлении по знаку высших производных скорости машины ( $sign(\dot{V})$  или  $sign(\ddot{V})$ ). Управление с обратной связью обеспечит ограничение буксования движителя, плавность хода и уменьшение ошибочных переключений передач.

## **2.2. Синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии**

### **2.2.1. Основные требования, предъявляемые к системе управления**

Создаваемая система управления должна обеспечить выполнение следующих требований:

- определение момента времени блокировки и разблокировки гидротрансформатора (ГТ), а также направления (вверх или вниз) переключения передач;
- подача управляющих сигналов на электродвигатели исполнительных механизмов;
- управление режимом функционирования двигателя и трансмиссии в период переходных процессов переключения передач и исключение аварийных режимов;
- реализация всего диапазона тяговой характеристики автомобиля;
- ограничение времени разрыва потока мощности при переключении, работы буксования фрикционных элементов и их нагрева;
- ограничение динамичности нагрузки в трансмиссии, продольных ускорений (плавность хода автомобиля);
- исключение цикличности и уменьшение количества нерациональных переключений;
- реализация динамической программы управления и постоянной (заданной) скорости движения;
- реализация режимов работы: автоматического, полуавтоматического и дублирующего управления;
- конструкция системы должна позволять производить настройку для адаптации к различным двигателям, а также диагностику технического состояния.

Система управления переключением передач должна обеспечить работу в реальных ситуациях движения автомобиля, таких как:



- трогание и движение на первой передаче переднего и заднего хода в режиме ручного управления;
- запуск двигателя буксировкой автомобиля;
- включение нейтрали в коробке передач;
- трогание со второй передачи и разгон до высшей передачи с последовательным переключением передач;
- движение на включенной передаче в диапазоне частот вращения вала двигателя от максимального момента до максимальной мощности;
- движение на затяжных спусках в режимах выбега (т.е. при «нейтрали» в трансмиссии) и торможения двигателем.

Кроме требований, предъявляемых к системе управления, оговариваются приемы управления автомобилем, требования по компоновке и монтажу ее элементов, а также согласование с заказчиком изменения конструкции привода управления подачей топлива.

Управление скоростью прямолинейного движения автомобиля в автоматическом режиме на передачах со второй по шестую осуществляется педалями подачи топлива и тормоза.

Конструкция элементов системы должна позволять проводить монтаж системы без снятия силового блока, при этом должна быть реализована возможность настройки и регулировки до установки на силовой блок. Элементы системы должны быть доступны для точной настройки и регулировки в ходе испытаний и обкатки.

### **2.2.2. Закон автоматического переключения передач и блокировки гидротрансформатора**

Обычно при автоматизации трансмиссий транспортных машин разрабатываются жесткие тягово-динамические или топливно-экономические программы управления. В процессе эксплуатации изменяются параметры конструкции (например, масса автомобиля с грузом и без него может меняться до 27%) и сопротивление движению, особенно на пересеченной местности и вне дорог.

В связи с этим необходимо создание гибких, адаптивных программ управления, обеспечивающих выбор номера наиболее выгодной передачи не только с точки зрения движения в определенных условиях, но и предвидения ситуации.

Обычно определяется двухпараметрический закон переключения передач в виде зависимости загрузки двигателя, например, положения педали подачи топлива или рейки топливного насоса от скорости движения.

Для машин, движение которых характеризуется частым изменением скоростного режима или происходит в интенсивном транспортном потоке, автоматический режим переключения передач не вызывает дискуссий. Однако при эксплуатации машин с ограниченным потоком информации целесообразен полуавтоматический режим. При этом возможна реализация

таких свойств водителя как предвидение и прогнозирование ситуации, которыми не обладают существующие системы управления.

В полуавтоматическом режиме процесс переключения передач можно рассматривать как двухэтапный. На первом этапе электронная система управления на основе сигналов датчиков определяет номер передачи, обеспечивающей наилучший режим работы моторно-трансмиссионной установки в данных условиях движения. Номер этой передачи высвечивается на дисплее водителя мигающим светом. Номер включенной передачи на информационном дисплее находится в режиме постоянного свечения. На основе этой информации, исходя не только из условий движения, но и прогнозируя предстоящие изменения, водитель оценивает целесообразность реализации рекомендации, указанной на дисплее. При принятии решения об использовании рекомендации водитель кратковременно воздействует на электрический выключатель. В системе вырабатывается команда разрешения перехода с одной передачи на другую, происходит переключение и выбранный номер передачи переходит в режим постоянного свечения. Если же водитель считает нецелесообразным переход на рекомендуемую передачу (например, при движении на спуске, за которым начинается подъем), то переключение не происходит. При таком управлении исключается цикличность и снижается число переключений.

В проектируемой трансмиссии гидротрансформатор используется лишь при трогании машины с места и в процессе переключения передач. Перекрытие скоростей движения машины на смежных передачах не существенно. Поэтому закон переключения передач целесообразно строить по лучевой диаграмме скоростей в координатах: частота вращения турбины – скорость движения машины. Разгон машины на определенной передаче происходит до достижения частоты вращения турбины, соответствующей динамической программе управления. Динамическая программа обеспечивается при достижении частоты вращения турбины 95% частоты, соответствующей максимальной мощности  $n_N$  при заблокированном ГТ. Задержка переключения вверх, т.е. возможность двигаться с большим ускорением, может осуществляться специальным устройством Kick-down. Это позволяет в некоторой степени форсировать движение при перемещении («передавливании») педали подачи топлива за 100% величину. Учитывая невозможность установки датчика частоты вращения турбины, закон переключения строится по частоте вращения выходного вала ГМП с учетом передаточных чисел.

Учитывая особенности разбивки передаточных чисел в проектируемой трансмиссии, правое совмещение ГТ и двигателя, реализация экономической программы затруднительно, т.к. в экономической зоне работы двигателя происходит разблокировка ГТ. Возможность раннего переключения при достижении на передаче необходимого ускорения, например, движение на спусках или без груза, так же затруднительно из-за ограниченного

кинематического перекрытия смежных передач. В связи с этим раннее переключение не принимается.

На основе анализа тяговой характеристики автомобиля с проектируемой трансмиссией и приведенного выше принимается следующий закон. Блокировка ГТ осуществляется при частоте вращения турбины  $n_m \geq 1500 \pm 75$  об/мин, разблокировка ГТ совмещается с переключением передач вниз.

Переключение передач снизу вверх происходит при достижении частоты вращения турбины  $n_m \geq 2100$  об/мин и положении педали подачи топлива  $\alpha_{nm} \geq 0,95$ .

Переключение передач сверху вниз выбирается с учетом необходимости исключения цикличности. Задается смещение (раздвижка) скорости и соответственно частоты вращения турбины при переключении вниз. Величина смещения является переменной и зависит от сопротивления движению (ускорение в процессе переключения), т.е. за время переходного процесса снижение скорости происходит в пределах, достаточных для невыполнения условий обратного переключения. Сокращение переключений в широком диапазоне сопротивления движению требует значительного сдвига характеристик переключений, что приводит к работе двигателя и ГТ на неэкономичных режимах. Для обеспечения режимов работы в экономической зоне и устранения цикличности переключений расстояние между законами переключений можно минимизировать и ввести временную задержку сигнала на включение низшей передачи. Величину задержки можно определить на основе исследования динамики движения машины.

При движении с допустимым кратковременным замедлением временные перегрузки могут быть преодолены кинетической энергией машины. Однако продолжительность использования кинетической энергии ограничена. Это время может быть увеличено двумя путями:

- увеличением разности угловых скоростей двигателя  $\omega_N - \omega_{\min}$ , т.е. при высокооборотных двигателях и при низкой устойчивой частоте вращения;
- разъединением двигателя с трансмиссией разблокировкой ГТ при замедленном движении в процессе преодоления перегрузок.

В первом случае в определенной степени снижаются скоростные качества. Во втором случае двигатель не глохнет, но длительность ограничивается предельно допустимой скоростью движения и КПД ГТ. Другим путем сокращения числа нерациональных переключений является создание полуавтоматического режима переключения передач, при котором реализуются такие свойства водителя как предвидение и прогнозирование ситуации.

На первом этапе, при отсутствии экспериментальных данных, принимается, что переключение сверху вниз происходит при частоте вращения турбины  $n_T \leq 1200$  об/мин и при не полностью отпущенной педали подачи топлива ( $\alpha_{nm} > 0$ ), т.е. не в режиме выбега машины или торможения двигателем. При этом КПД ГТ составляет 83,3%.

После проведения экспериментальных исследований законы блокировки и переключений передач могут быть скорректированы.

### 2.2.3. Блок-схема алгоритма работы системы

Блок-схема алгоритма приведена на рис. 2.5. В блок памяти бортовой микроЭВМ вводятся: условия переключения передач вверх ( $n_{c_{\max j}}$ ) и вниз ( $n_{c_{\min j}}$ ); условие разблокировки ГТ совпадает с условием переключения передач вниз; условие блокировки ГТ ( $n_{c_{\text{бл}j}}$ ); условие «раскрутки» вала двигателя ( $n_{c_{jp}}$ ); частоты вращения вала двигателя условия синхронизации при переключении передач вверх ( $n_{\text{двв}}$ ) и вниз ( $n_{\text{двн}}$ ); частота вращения вала двигателя при максимальной мощности ( $n_{\text{дн}}$ ); диапазоны скоростей движения автомобиля  $\Delta V_k$  на k передаче, начиная со второй ( $k=2\dots 6$ ); допуск на начальную скорость движения машины ( $\Delta V_0$ ).

Работа системы в соответствии с блок-схемой основного алгоритма осуществляется следующим образом. При включении системы ( $U_{\text{АПП}} > 0$ ) компьютер циклически (блок 2) с шагом  $\Delta t$  во времени от 0 до t опрашивает датчики и вводит значения параметров (блок 3): положения педали подачи топлива ( $\alpha_{\text{ИТ}}$ ); частоту вращения выходного вала коробки передач ( $n_c$ ), по которой также определяется скорость движения автомобиля ( $V$ ); номер включенной передачи ( $n_j$ ); частоту вращения вала двигателя ( $n_d$ ). Режим работы системы (автоматический А или дублирующий Д) задается водителем, как и программа переключения: динамическая (д), заданной скорости ( $V_{\text{const}}$ ), Kick-down (k-d) или «выбег» (В). При установке водителем рукоятки контроллера в положение «нейтраль» (Н) должны быть выключены все электромагниты (ЭМ) гидромеханической передачи (ГМП).

При скорости движения машины  $V \leq \Delta V_0$  выполняется алгоритм трогания машины с места. Принимается  $\Delta V_0 = (0 \pm 0.3)$  км/ч. При выборе водителем режима А и при условии, что была включена «нейтраль» в ГМП передается сигнал на включение второй передачи. При выборе водителем режима Д, кратковременном переводе рукоятки контроллера в положение «+» и при условии, что была включена «нейтраль», в ГМП передается сигнал на включение первой передачи. При выборе водителем режима Д, кратковременном переводе рукоятки контроллера в положение «-» и при условии, что была включена «нейтраль», в ГМП передается сигнал на включение передачи заднего хода.

Если включена «нейтраль», машина движется и затем водителем через контроллер выбран режим А или Д, то осуществляется выход с «нейтрали», при выходе с «нейтрали» определяется номер передачи, в скоростной диапазон которой попадает скорость движения машины в данный момент

времени и происходит включение выбранной передачи.

Номер включенной передачи  $n_j$  высвечивается на дисплее водителя в режиме постоянного свечения. В дальнейшем функционирование зависит от программы переключения (блок 11). Динамическая программа должна выбираться по умолчанию, если водителем не выбрана программа постоянной скорости или «выбег». В блоках 12-14 осуществляется управление блокировкой ГТ по частоте вращения выходного вала ГМП ( $n_c$ ). На первой передаче ГТ не блокируется (блок 12). Разблокировка ГТ совмещается с переключением передач вниз.

Переключение передач вверх должно происходить при выполнении следующих условий:

–достижения частоты вращения выходного вала ГМП или скорости движения машины соответствующих значений для каждой  $j$  передачи (блок 15);

–положения педали подачи топлива  $\alpha_{пт} \geq 0,95$  (блок 16) от максимального положения  $\alpha_{пт}=1$ , соответствующего максимальной подаче топлива;

–если не включена высшая шестая передача (блок 17);

–в режиме А (блок 18), если не включен Kick-down (блок 20);

–в режиме Д (блок 18), если водитель кратковременно переместил рукоятку контроллера в положение «+» (блок 19).

Режим Kick-down включается, когда водитель перемещает педаль подачи топлива дальше положения, соответствующего полной подаче топлива, сжимая при этом дополнительную возвратную пружину педали. При этом происходит задержка переключения вверх. При выборе режима Д после блока 18 должна включиться индикация номера последующей передачи в мигающем режиме. После переключения на эту передачу (после блока 21) данная индикация должна погаснуть, а номер передачи на индикации постоянного свечения должен увеличиться на единицу. Мигающая индикация также должна погаснуть и при последующем невыполнении условий переключения, если водитель не дает разрешения на переключение передач.

Переключение передач вверх должно происходить в следующей последовательности:

–выключить ЭМ блокировки ГТ;

–если включена передача первая или вторая, или третья, то выключить  $\Phi_{дл}$ ;

если включена вторая передача, то выключить  $T_1$  и  $T_{дл}$ ;

если включена четвертая передача, то выключить  $T_2$  и  $T_{дл}$ ;

одновременно с выключением подать сигнал на уменьшение подачи топлива до положения, соответствующего частоте вращения вала двигателя  $n_{двв} = 1400$  об/мин;

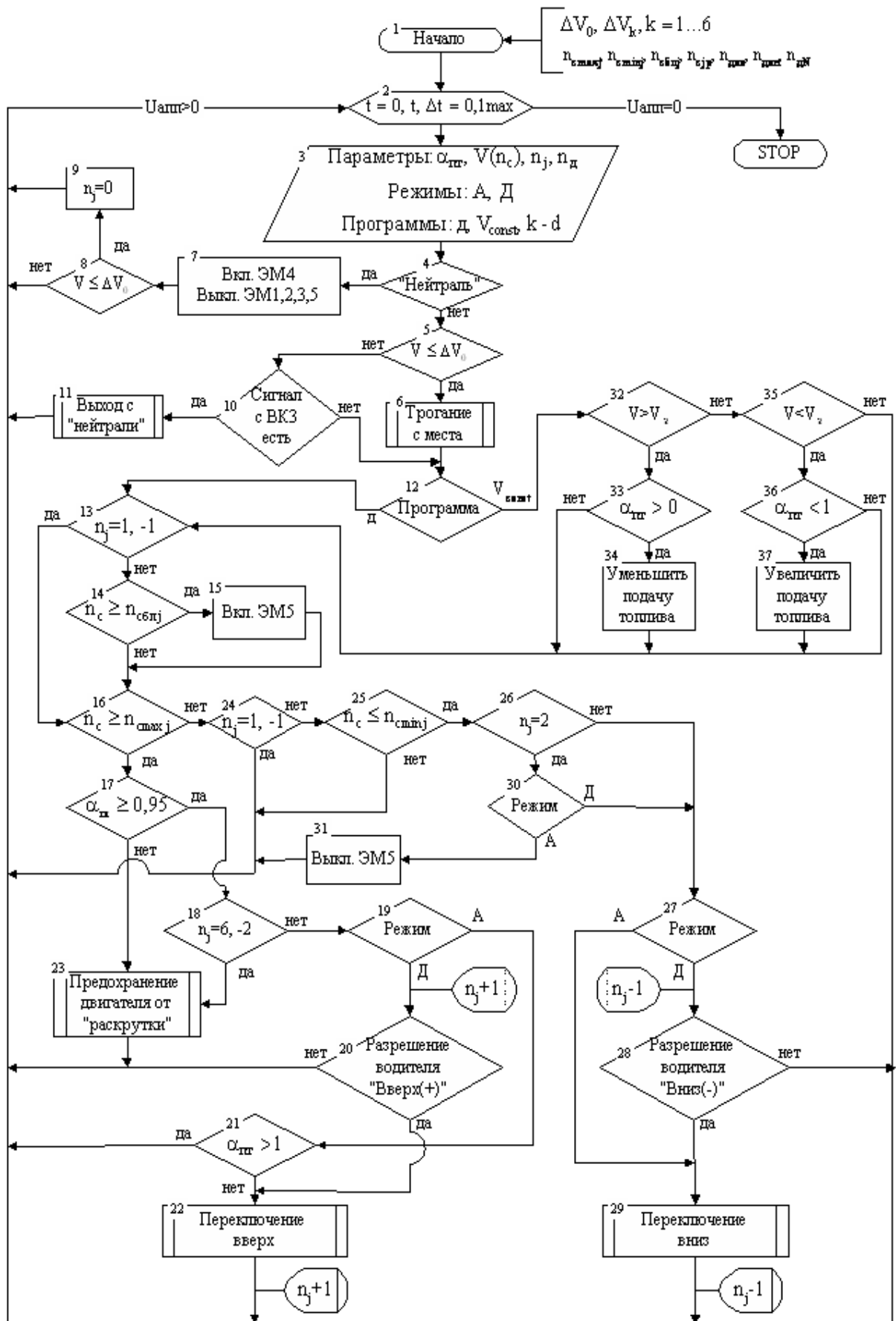


Рис. 2.5. Блок-схема алгоритма работы системы управления переключением передач

–если была включена передача первая или вторая, или третья (рис. 2.5, блок 9), то включить  $T_{дл}$ ;

если была включена вторая передача, то включить  $T_2$  и  $\Phi_{дл}$ ;

если была включена четвертая передача, то включить  $\Phi_3$  и  $\Phi_{дл}$ ;

–увеличить номер передачи на единицу и высветить на дисплее в постоянном свечении.

Переключение передач вниз должно происходить при выполнении следующих условий:

–включена любая передача, кроме первой (блок 23);

–достижения частоты вращения выходного вала ГМП или скорости движения машины соответствующих значений для каждой  $j$  передачи (блок 24);

–если не включена вторая передача в режиме А (блоки 25, 26);

–в режиме Д (блок 26), если водитель кратковременно переместил рукоятку контроллера в положение «—» (блок 27).

При выборе режима Д после блока 26 должна включиться индикация номера более низшей передачи в мигающем режиме. После переключения на эту передачу (после блока 28) данная индикация должна погаснуть, а номер передачи на индикации постоянного свечения должен уменьшиться на единицу. Мигающая индикация также должна погаснуть и при последующем невыполнении условий переключения, если водитель не дает разрешения на переключение передач. При выполнении условия по частоте вращения выходного вала ГМП (блок 24) и движении на второй передаче в режиме А (блоки 25, 29) переключение вниз не должно происходить, а сигнал должен идти на выключение ЭМ блокировки ГТ (блок 30).

Переключение передач вниз должно происходить в следующей последовательности:

–выключить ЭМ блокировки ГТ ;

–если включена передача вторая или четвертая, или шестая (рис. 2.5, блок 2), то выключить  $T_{дл}$  ;

–если включена третья передача, то выключить  $T_2$  и  $\Phi_{дл}$  ;

–если включена пятая передача, то выключить  $\Phi_3$  и  $\Phi_{дл}$  ;

–одновременно с выключением подать сигнал на увеличение подачи топлива до положения, соответствующего частоте вращения вала двигателя  $n_{двн}=1800$  об/мин;

–если была включена передача вторая или четвертая, или шестая, то включить  $\Phi_{дл}$  ;

–если была включена третья передача, то включить  $T_1$  и  $T_{дл}$  ;

–если была включена пятая передача, то включить  $T_2$  и  $T_{дл}$  ;

–уменьшить номер передачи на единицу и высветить на дисплее в постоянном свечении.

Если условие переключения вверх выполняется по частоте вращения выходного вала ГМП (скорости движения машины) (блок 15), но педаль подачи топлива находится в положении  $\alpha_{пт} < 0,95$  (блок 16), кроме высшей передачи (блок 17), то система должна отработать алгоритм предохранения двигателя от «раскрутки» (блок 22). Блок-схема алгоритма предохранения двигателя от раскрутки представлена. Алгоритм должен работать в следующей последовательности:

–при достижении или превышении частоты вращения выходного вала ГМП (скорости движения машины) значения  $n_{ср}$  «раскрутки», задаваемого для каждой передачи запоминается номер включенной передачи и сигнал поступает на выключение электромагнитов включенной передачи и блокировки ГТ ;

–если частота вращения вала двигателя ( $n_d$ ) меньше или равна  $n_{дN} = 2200$  об/мин, то включить ЭМ ранее включенной передачи, иначе уменьшить подачу топлива, пока не выполнится условие  $n_d \leq n_{дN}$ ;

–если была включена первая передача, то вернуться в основной алгоритм работы системы;

–через 2 секунды включить ЭМ блокировки ГТ, если за это время частота вращения выходного вала ГМП (скорость движения машины) не превысит значения  $n_{ср}$ , иначе повторить действия по блокам.

Включение программы «выбег» (блок 31) осуществляется водителем через микровыключатель. При нажатии водителем на микровыключатель «выбег» система должна выполнить следующие действия: выключить электромагниты включенной передачи и блокировки ГТ; подачу топлива уменьшить до минимума. При кратковременном воздействии водителем на педаль тормоза (через выключатель стоп-сигнала) или педаль подачи топлива (по датчику положения педали,  $\alpha_{пт} > 0$ ) сигнал должен поступить в алгоритм входа с «нейтрали».

При выборе водителем программы управления по поддержанию заданной скорости (блок 11) водитель нажимает на кнопку и в памяти ЭВМ фиксируется текущее значение скорости движения автомобиля  $V_3$ . Отклонение скорости  $V$  от  $V_3$  компенсируется изменением подачи топлива системой управления и при необходимости переключением передач (блоки 32-37).

#### **2.2.4. Структура и функциональная схема системы управления**

Структурная схема управления трансмиссией включает датчики, органы управления, бортовой компьютер, блок ввода в память программ переключения и диагностирования системы, электродвигателей исполнительных механизмов, а также устройств вывода информации.



Функциональная схема системы представлена на рис. 2.6. Система включает бортовой компьютер 1, с которым через блок аналого-цифровых преобразователей соединяются датчики:

- положения педали подачи топлива  $\alpha_{пт}$  (2);
- частоты вращения турбины вала двигателя (3);
- скорости движения  $V$  (датчик частоты вращения выходного вала ГМП)(4).

С входом бортового компьютера соединены также органы управления. К ним относятся:

- включатель режима постоянной скорости ( $V_{const}$ ) 5 (динамическая программа по умолчанию);
- контроллер 6, задающий режим работы системы:
  - «нейтраль» (Н);
  - автоматический (А);
  - дублирующий Д (ручной Р), вверх «+» или вниз «-». Ручной режим включается переключателем 16;
- микропереключатель 7 устройства Kick-down;
- переключатель 8, включающий программу «Выбег»;
- кнопка включения стоп-сигналов 17.

Блоки ввода программ управления 9 и памяти диагностера 10 также соединяются с бортовым компьютером.

Выходы бортового компьютера соединены с электродвигателями исполнительных механизмов:

- золотниковых коробок переключения передач 11;
- блокировки ГТ 12;
- управление подачей топлива 13.

К выходу компьютера также подключен информационный дисплей водителя 14 с устройством диагностирования системы 15.

Для повышения плавности хода и снижения тепловой нагруженности фрикционных элементов вводится синхронизация двигателем при переключении передач. При переключении вверх – уменьшение подачи топлива, а при переключении вниз – увеличение подачи топлива.

Контроллер 6 позволяет обеспечить работу системы в автоматическом режиме (А), начиная со второй передачи. При переводе рукоятки контроллера в положение Д обеспечивается дублирующее управление. При этом сохраняется работа системы через бортовой компьютер, но при выполнении условий на переключение передач, последнее происходит только по разрешению водителя. При переводе рукоятки контроллера в положение «+» происходит переключение на последующую высшую передачу, а в положении «-» происходит переключение на выбранную низшую передачу. В этом режиме (Д) возможно трогание с места и движение

вперед, начиная с первой передачи.

Когда машина стоит на месте и контроллер переводится в положение «—», включается передача заднего хода. При нарушении работоспособности бортового компьютера представляется возможным переключение передач в ручном режиме (R) по команде водителя. Для этого контроллер переводится в положение аналогично положению Д и дополнительно необходимо включить микровыключатель ручного режима. В этом режиме состояние ГТ (разблокирован-сблокирован), как и номер включенной передачи, высвечивается на информационном дисплее водителя. В ручном режиме управление блокировкой и разблокировкой ГТ должно осуществляться автоматически. Экономичный режим движения может быть реализован двояко. Если двигатель оснащен системой управления подачей топлива с принудительным холостым ходом, то экономичный режим обеспечивается в режиме торможения двигателем. Для двигателей с обыкновенной системой управления подачей топлива предусматривается программа «выбег» (В). Включение программы осуществляется водителем через микровыключатель, а отмена – при кратковременном воздействии на педаль тормоза (через выключатель стоп-сигнала) или педаль подачи топлива (по датчику положения педали,  $\alpha_{пт} > 0$ ).

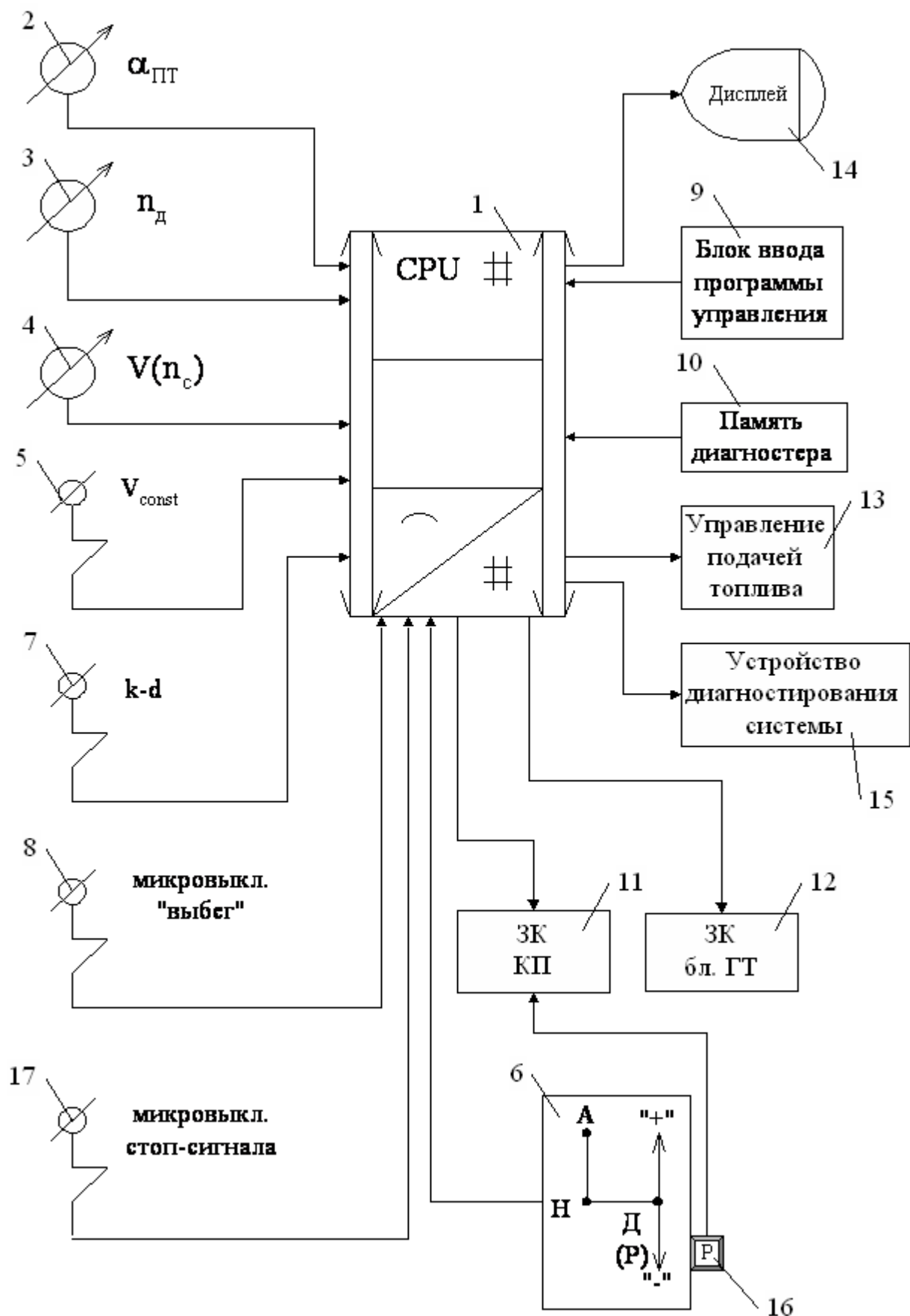


Рис. 2.6. Функциональная схема системы управления

### 2.3. Адаптация программы управления на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования

Программа управления переключением передач ГМТ обычно синтезируется для определенных условий движения и номинального значения параметров конструкции системы. Однако в процессе эксплуатации существенно изменяются режимы функционирования и параметры конструкции, определяющие техническое состояние системы гидроуправления. Это приводит к задержке исполнения командных сигналов, отличию фактических режимов от расчетных и высокой динамической нагруженности ГМТ.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Синтез программ управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины базируется на решении двух задач: определении условий переключения и блокировки гидротрансформатора, а также установлении временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих качество переходных процессов.

Условием переключения передач и блокировки гидротрансформатора основной программы управления гидромеханической трансмиссией обычно принимаются пороговые значения скорости движения на соответствующих передачах. В общем случае пороговые значения являются многомерными функциями вида  $V_j \rightarrow V_{j\pm 1} = V(n_j, m_m, f_c, \alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um})$ , которые определяются номером включенной передачи  $n_j$ , массой машины  $m_m$ , прогнозируемого сопротивления движению  $f_c$ , формируемого свойствами грунта, его микро- и макропрофилем, интенсивностью изменения направления движения, характером управляющих действий водителя  $\alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um}$ ; их индивидуальным "окрасом", - производными управляющих действий. Определение условий переключения усложняется необходимостью реализации различных режимов движения.

В зависимости от требуемых свойств машины определяемая функция может быть многовариантной. Для обеспечения высоких динамических и скоростных свойств необходимо движение при максимальных ускорениях в

течение всего процесса разгона, а переключение осуществляется из условия минимизации разности ускорений на смежных передачах  $|V_j - V_{j\pm 1}| \rightarrow \min$ .

Квалифицированный водитель выбор момента переключения передач производит интуитивно. При автоматизации процесса сложность выбора момента переключения передач заключается в том, что информационно - измерительная аппаратура позволяет измерить лишь текущее значение продольного ускорения на  $j$  передаче  $\dot{V}_j$ . Ускорение на смежной предлагается прогнозировать следующим образом. В соответствии с основным уравнением динамики движения машины оно определяется тягово-динамическими свойствами ( $f_D(V)$ ) и сопротивлением движения ( $f_C$ ), то есть  $\dot{V}_j = g \cdot \delta_j^{-1} (f_{D,j} - f_C)$ .

При ограниченной интенсивности изменения сопротивления движению можно считать, что за время переключения оно изменится несущественно, а его значение определяется по уравнению  $f_C = (\dot{V}_{D,j} - \dot{V}_j) / g \cdot \delta_j^{-1}$ . По тягово-динамической характеристике можно определить частоту вращения вала двигателя, обеспечивающую необходимые условия переключения. Такое управление обеспечивает высокую степень синхронизации включаемых элементов, работа буксования может быть снижена до 60%, а максимальный момент - до 2-х раз.

На рис. 2.7 приведена зависимость порогового значения скорости переключения передач от ускорения, из которого следует, что с повышением ускорения пороговое значение скорости переключения на высшие передачи смещается в сторону меньших значений, т.е. управление ГМТ необходимо осуществлять раньше базового значения. Необходимость разгона определяется по характеру воздействия водителя на  $\alpha_{nm}$ . Интенсивное перемещение или смещение  $\alpha_{nm}$  в положение  $V_{max}$  означает потребность в интенсивном разгоне.

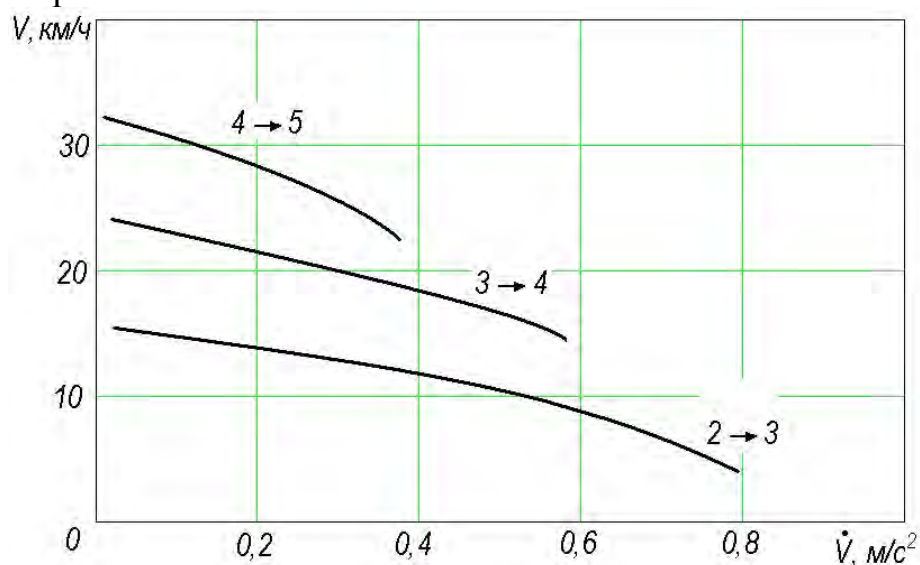


Рис. 2.7. Зависимость порогового значения скорости от ускорения при переключении передач

Существенным ограничением управления переключением передач является длительность процесса, которая определяется уравнением:

$$\frac{dv}{dt} = -g \cdot \delta_0^{-1} \cdot f_C \quad \text{или} \quad \int_0^t dt = \frac{\delta_0}{g \cdot f_C} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где  $\Delta v$ - допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Графическая интерпретация этой зависимости приведена на рис. 2.8.

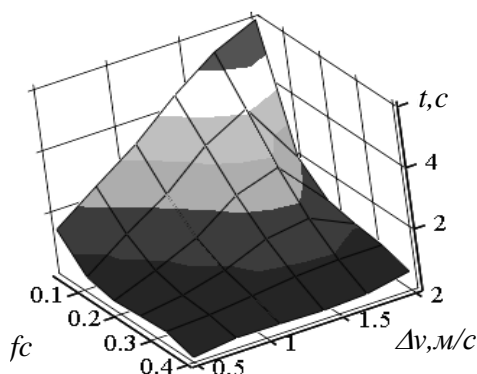


Рис. 2.8. Зависимость требуемого времени переключения от допускаемого падения скорости и от коэффициента сопротивления движению.

В условиях поддержания безопасной скорости движения, при разгоне с невысокой интенсивностью (определяется медленным перемещением или неизменным положением  $\alpha_{nm}$ ) управление целесообразно осуществлять по экономической программе, реализовать режим заданной скорости, выбега. В пределах включенной передачи скорость стабилизируется за счет изменения режима работы двигателя, а при невозможности – переключением передач.

Наибольшие сложности определения условий переключения передач возникают при движении на затяжных спусках.

На рис. 2.9, 2.10 показан процесс преодоления спуска ( $\alpha=26^\circ$ ). Для исключения влияния дополнительных факторов в процессе преодоления спуска остановочные тормоза не включались. Спуск начинался при движении на III и на II передачах.

В процессе движения на III передаче на спуске с большим уклоном ( $\alpha = 26^\circ$ ) педаль подачи топлива находилась в положении минимальной и частичной подачи, частота вращения вала двигателя устанавливалась 1200 об/мин. При движении отмечено резкое возрастание частоты вращения вала двигателя до максимальных оборотов и срабатывание системы защиты двигателя (срабатывание клапана слива). Увеличение оборотов двигателя сопровождалось автоматическим переключением передач «вниз» и «вверх», циклическими забросами двигателя по оборотам и последующим срабатыванием системы защиты двигателя. Движение сопровождается значительными динамическими перегрузками силового блока и рывками машины.

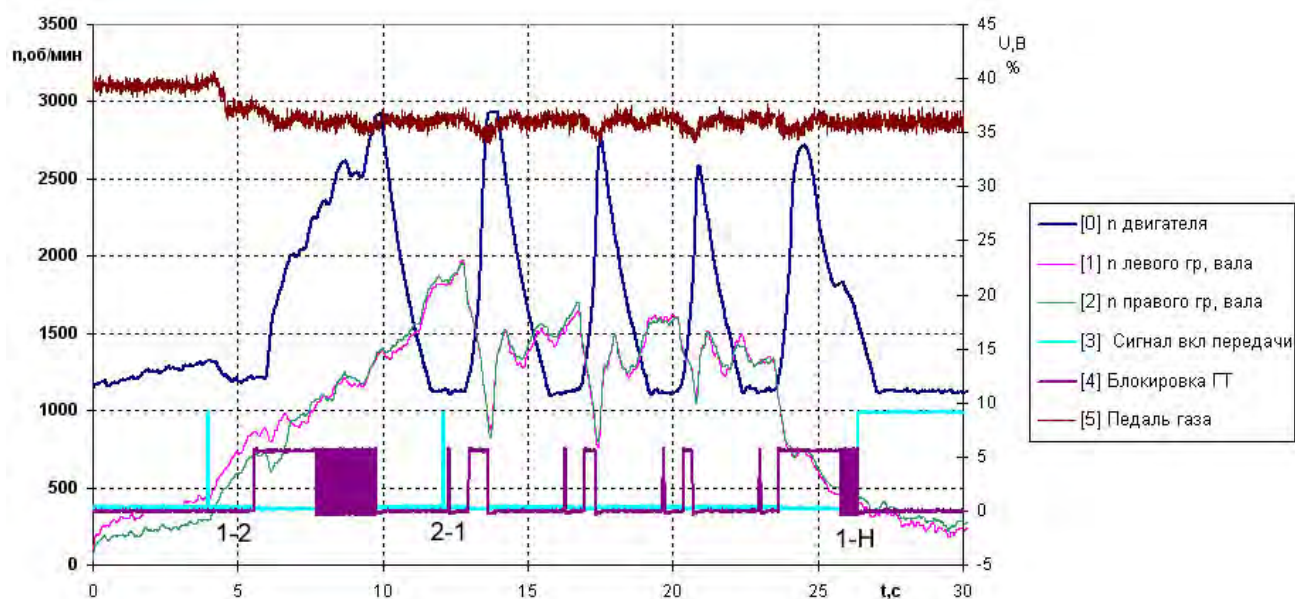


Рис. 2.9. Изменение параметров при спуске с горы на III передаче ( $\alpha = 26^\circ$ )

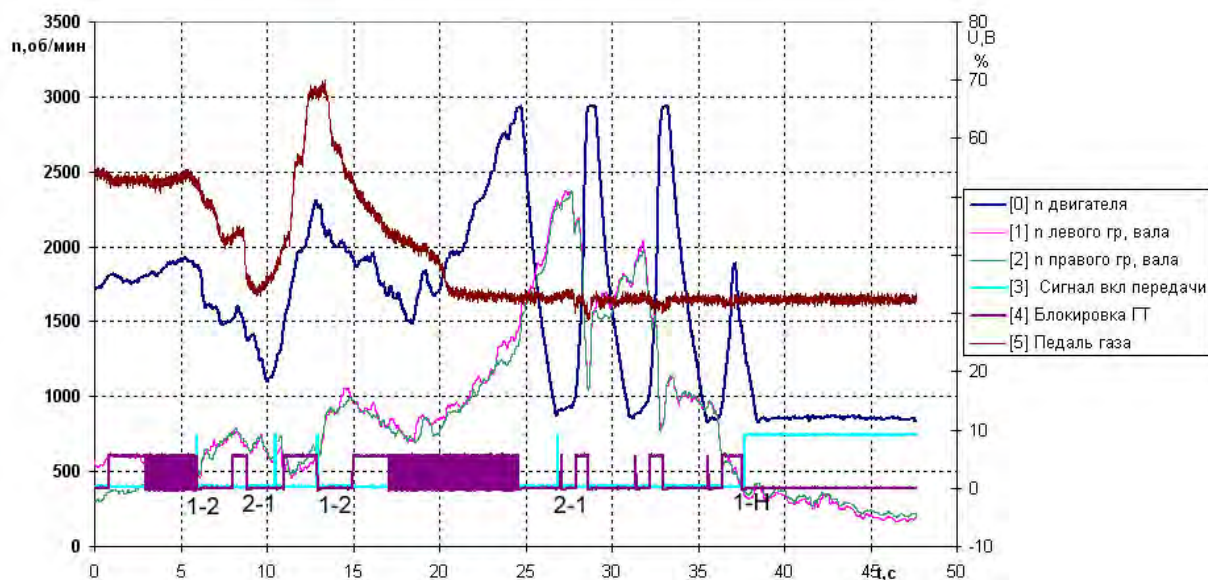


Рис. 2.10. Изменение параметров при спуске с горы на II передаче ( $\alpha = 26^\circ$ )

При преодолении спуска с большим уклоном ( $\alpha = 26^\circ$ ) на II передаче водитель перевел педаль подачи топлива в положение, близкое к положению минимальной подачи. В этих условиях также происходит резкое увеличение частоты вращения вала двигателя и периодическое срабатывание защиты двигателя от заброса по оборотам. Это сопровождалось периодическими разрывами потока мощности от двигателя до ведущих колес, резкими изменениями частоты вращения вала двигателя, периодическим блокированием и разблокированием ГТ, что вызывало значительные рывки машины. При первом же срабатывании системы защиты частота вращения вала двигателя резко снизилась, и произошло автоматическое переключение на пониженную (I) передачу в процессе движения под уклон. Следует отметить, что автоматический переход со II на I передачу, имевший место при срабатывании системы защиты двигателя, привел к увеличению

тормозного момента двигателя, передаваемого на ведущие колеса. В данных условиях происходит снижение скорости машины на спуске, однако переключение происходит с высокой цикличностью и уровнем динамических нагрузок. Таким образом, при движении на спусках следует исключить возможность переключения на высшие передачи.

Для мониторинга признака движения на спуске в систему необходимо ввести датчик угла отклонения корпуса машины от горизонтали.

В зависимости от требуемого замедления управление поступательной скоростью является многовариантным и приведено ниже.

Наиболее эффективным торможением является рекуперация кинетической энергии. Однако проблема создания механического, молекулярного и других накопителей энергии находится в стадии решения. Наибольшие успехи в рекуперации энергии достигнуты в электромеханических трансмиссиях.

При торможении транспортной машины с ГМТ двигателем без использования остановочных тормозов ГТ работает в режиме обгона турбиной насосного колеса ( $i_{ГТ} > 1$ ). Несмотря на многочисленные предложения, направленные на повышения момента, развиваемого турбиной в этом режиме, его значение гораздо ниже, чем в тяговом, а конструкция значительно усложняется. Скорость движения с ограниченным замедлением эффективно управляется дополнительно вводимым гидрозамедлителем. При его отсутствии торможение двигателем можно осуществить при заблокированном ГТ. Признаком необходимости снижения скорости является уменьшение подачи топлива или перемещения педали торможения. При переходе на пониженный скоростной режим снижение скорости осуществляется за счет изменения режима работы двигателя. Если заданную скорость невозможно обеспечить изменением только лишь частоты вращения двигателя, необходимо перейти на пониженную передачу. При этом переключение на пониженную передачу осуществляется в соответствии с изложенными выше соображениями.

Выбор передачи, которая должна оказаться включенной при резком торможении, сопровождающимся значительным падением скорости, зависит от того, что намерен делать водитель после торможения.

В том случае, если торможение осуществляется до полной остановки, в коробке передач должна оказаться включенной I передача или «нейтраль». Если машина тормозится не до полной остановки, то необходимо, чтобы в конце торможения оказалась включенной та передача, которая в этот момент соответствует состоянию дороги и заданной скорости движения.

При ручном управлении водитель заранее выбирает передачу, соответствующую просматриваемому участку пути. При автоматизации переключение вниз в этих условиях должно осуществляться быстро и притом так, чтобы при резком увеличении нагрузки все последовательные переключения вниз от высшей передачи до низшей успели произойти за короткое время, в течение которого возрастает нагрузка, либо обеспечить переключение вниз сразу через несколько передач с предохранением



двигателя от заброса по оборотам. Признаки мониторинга и идентификации требуемого режима движения, а также средства достижения адаптации программы управления приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Адаптация программы управления ГМТ при реализации различных режимов в зависимости от требуемого ускорения  $\dot{V}$  и скорости  $V$  движения

Условия движения	Признак мониторинга и идентификации	Средства достижения адаптации
1. Разгон и движение с $\dot{V}$ и $V_{max}$	Управляющие действия водителя $\alpha_{ПТ}$ и $\dot{\alpha}_{ПТ}$ , быстрое перемещение $\alpha_{ПТ} > 70$ град/с, $\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ\max}$	Измерение $\dot{V}$ , определение $f_c$ , переключение $J \rightarrow J+1$ при $ V_j - V_{j+1}  \rightarrow \min$ , коррекция порогового значения $V_j \rightarrow V_{j+1}$ и блокировки ГТ
Разгон с $\dot{V}_{MAX}$	$\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ\max}$ , включение устройства «kick down»	Запрет на переключение вверх
Движение со стабильной скоростью	$\alpha_{ПТ} \rightarrow 0$	Введение режима $V_{Const}$ , экономическая программа управления
Движение накатом	Сигнал устройства «Выбег», $\alpha_{ПТ} \rightarrow \min$ , выход из него $\dot{\alpha}_{ПТ} > 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Задается диапазон $\Delta V_j$ , движение с выключенной передачей, измерение $V$ и определение $V \in [\Delta V_j]$ , включение низшей передачи в диапазоне $\Delta V_j$
Торможение служебное, не экстренное	$\dot{\alpha}_{ПТ} < 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Управление гидрозамедлителем и ПП вниз при резком снижении ускорений $\dot{V}$ $J \rightarrow J-1, 2, \dots$ Разблокировка ГТ, предохранение двигателя от заброса.
Движение на спуске и на неровностях	$\alpha_{СП} > 5 \dots 7$ град, $\alpha_{СП} = \alpha \sin(\omega t)$ (ББН)	Измерение угла спуска, ПА режим, запрет на переключение вверх, предохранение двигателя от заброса
Движение в повороте	$\alpha_{ШТ} > 5 \dots 10$ град, $\dot{\alpha}_{ШТ} > 0$	Запрет на переключение вверх, переключение

		J→J-1 по сигналу АСУ- R и увеличение подачи топлива
Сокращение цикличности переключения колебаниях $f_c$	при Устойчивость САПП	Запрет на переключение вверх

Анализ результатов исследований показывает, что решение второй задачи управления - определения временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами требует адаптации алгоритмов основной программы.

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования при ограниченной динамической нагруженности:

$$\min L\delta = \int_0^t M_\phi(t)(\omega_D(t) - \omega_2(t))dt,$$

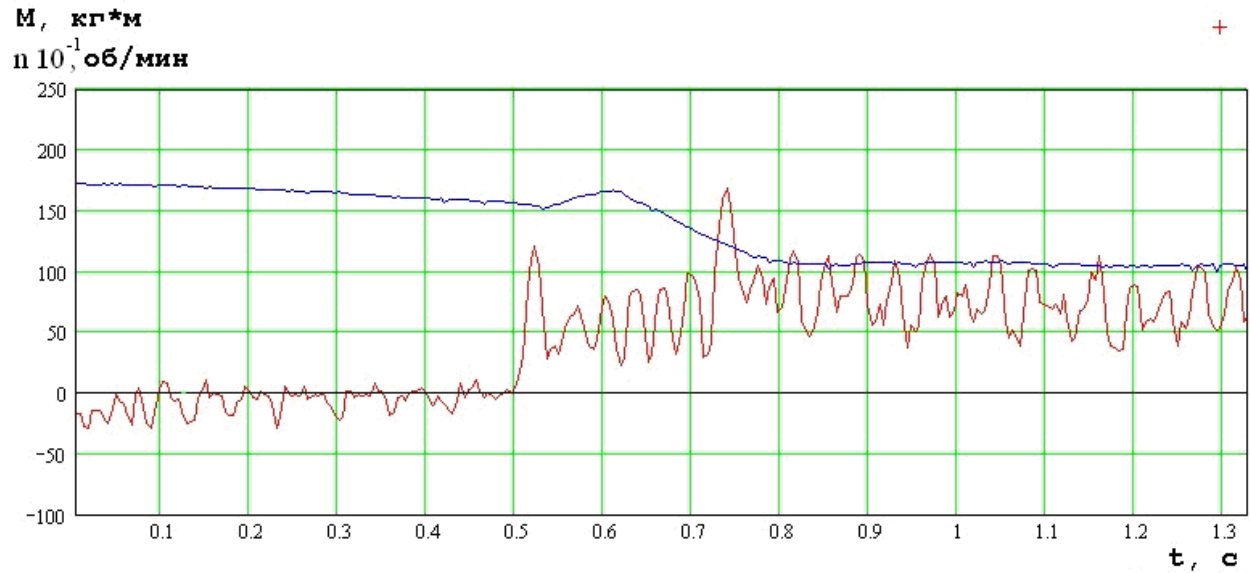
при высоком быстродействии  $t_m \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$ , ограничении динамической нагруженности и приращения температуры. Последнее требует дополнения математической модели движения уравнением теплопроводности Фурье.

Анализ выражений для определения работы и времени буксования фрикционных элементов показывает, что на работу буксования существенно влияет величина момента трения  $M_{TP}(t)$  и разность частот вращения ведущих  $\omega_1(t)$  и ведомых  $\omega_2(t)$  частей фрикционного устройства. Чем меньше момент  $M_{TP}(t)$  при заданной разности  $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ , тем плавней переключаются передачи, однако при этом значительно возрастает время и увеличивается работа буксования.

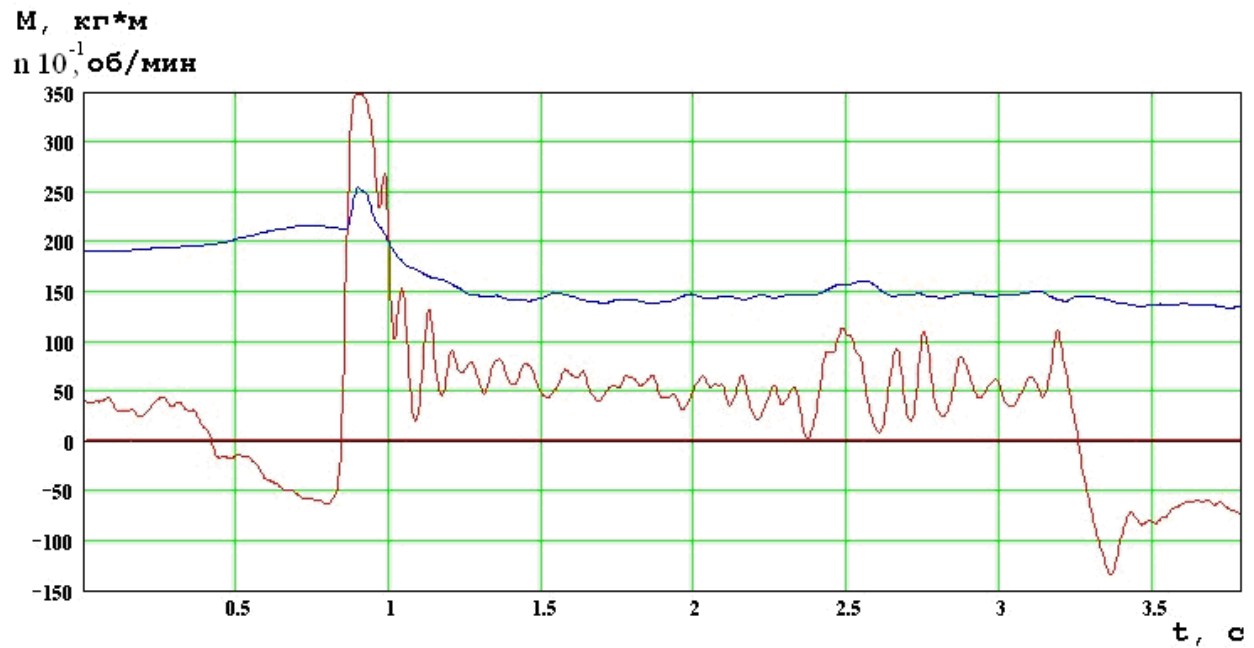
Следовательно, интенсивное нарастание момента  $M_{TP}$  до максимального значения в момент включения фрикционного устройства при переключении передачи вызывает резкий рывок машины и существенные динамические нагрузки в трансмиссии. Медленный темп нарастания момента  $M_{TP}$  ведет к большой работе буксования фрикциона, поскольку к буксующим фрикционным элементам передается не только инерционный момент, но и крутящий момент  $M_1$  от двигателя (турбины гидропередачи).

Таким образом, плавность переключения передач и, следовательно, уровень динамических нагрузок в трансмиссии определяется характеристиками процесса переключения передач и, в первую очередь, соотношением частот вращения ведущих  $\omega_1$  и ведомых  $\omega_2$  частей фрикционного устройства и интенсивностью нарастания момента трения  $M_{TP}$ . В связи с этим, система управления в процессе переключения передач должна в зависимости от начальных параметров  $(\omega_1, \omega_2, M_1, M_2)$  обеспечивать изменение частоты вращения двигателя с целью согласования угловых скоростей вращения

ведущих  $\omega_1$ , и ведомых  $\omega_2$  частей фрикционных устройств (ГМТ) и регулирование интенсивности увеличения  $M_{TP}$  для реализации безударного включения передачи и предотвращения перегрева дисков трения фрикциона в результате длительного буксования (рис. 2.11а) . При переключении без синхронизации существенно возрастает динамический момент (рис. 2.11б).



(а)



(б)

Рис. 2.11. Изменение кинематических и силовых параметров при переключении с третьей на четвертую передачу:

а – с уменьшением подачи топлива; б – при ошибочном увеличении подачи топлива.

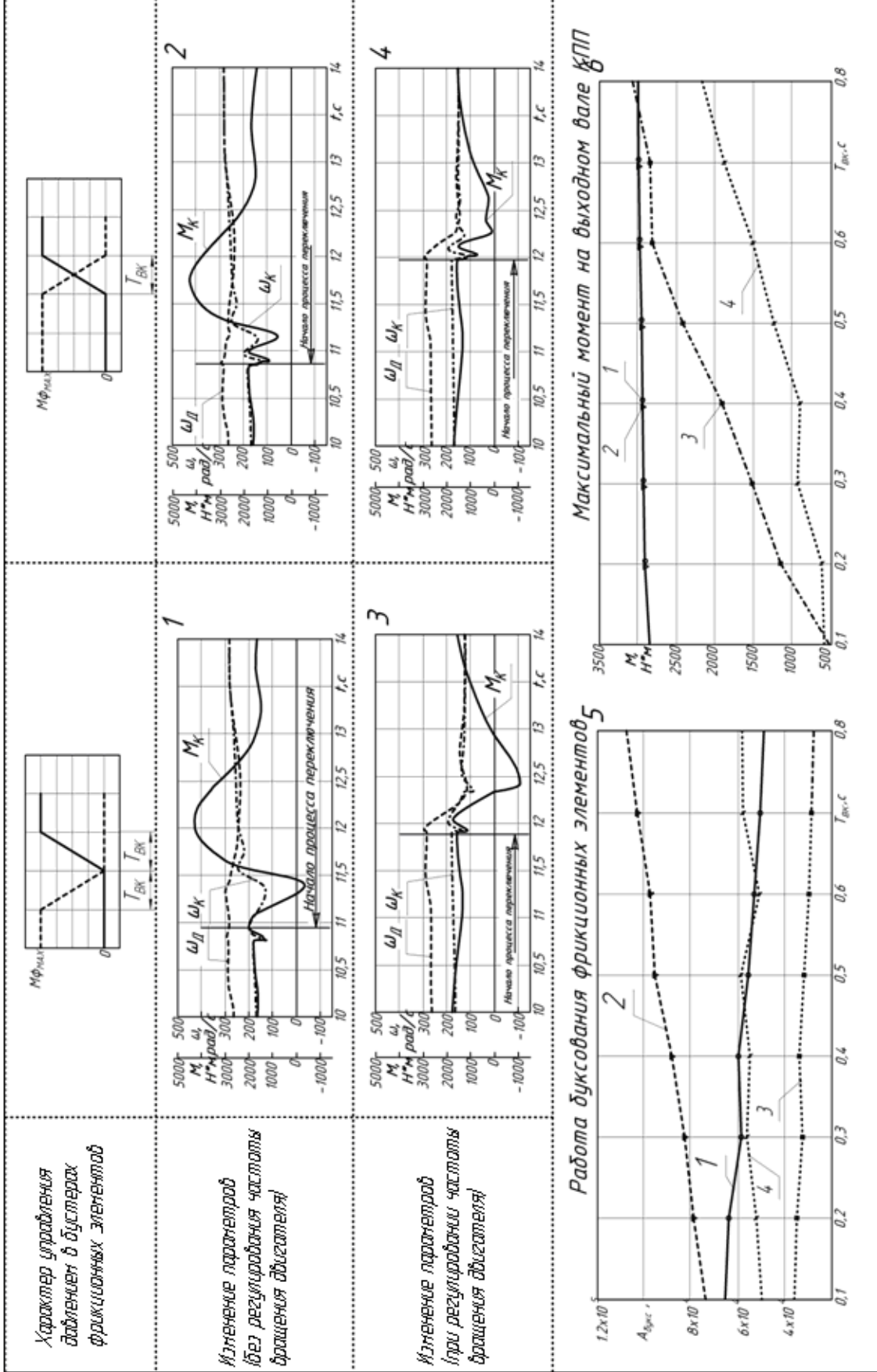


Рис. 2.12. Результаты компьютерного моделирования переключения передач

На рис. 2.12 представлены результаты моделирования процесса переключения передач с нижней на верхнюю при различном управлении двигателем и фрикционными элементами. Переключение передач без синхронизирующего управления двигателем (графики 1,2) характеризуется большой величиной момента, а в случае переключения без перекрытия давления управления фрикционными элементами (график 2) также и значительным падением момента относительно его среднего значения. Переключение передач, при котором осуществляется синхронизирующее управление двигателем (график 3,4) характеризуется небольшим моментом, но при этом отмечается значительное его падение, особенно в случае без перекрытия управления по давлению (график 4).

Интегральная оценка качества переходных процессов – работа буксования фрикционных элементов во время переключения передач для различных схем управления двигателем и фрикционными элементами и для различного времени нарастания момента трения характеризуется графиком 5. Из графика (линия 3) следует, что минимальная работа буксования достигается в следующем случае: осуществляется синхронизирующее управление двигателем и отсутствует перекрытие управления давлением.

Следует отметить, что перекрытие по давлению при переключении без управления двигателем (график б) незначительно влияет на величину момента. Наибольшее влияние на величину момента оказывает синхронизирующее управление двигателем. Этот вывод подтвержден экспериментальными данными (см. рис. 2.12).

Очевидно, что такой режим включения фрикционного устройства можно обеспечить путем связного управления режимами работы ДВС и трансмиссии, регулирования силы сжатия дисков за счет изменения по определенному закону рабочего давления в гидросервоприводе фрикционных выключаемой и включаемой передач, а также блокировки гидротрансформатора.

Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения представлены на рис. 2.13. Длительность переключения определяется временем заполнения бустера  $t_s$ , временем регулирования  $t_p$  до окончания буксования фрикционного элемента. Переход к рабочему давлению вследствие ограниченной деформации пакета дисков происходит за сотые доли секунды. Анализ результатов исследования показывает, что длительность переключения определяется параметрами конструкции машины, трансмиссии и сопротивлением движению. В частности, повышение быстродействия системы управления, уменьшение начальной скорости буксования, следовательно, снижение работы буксования и динамической нагруженности способствует сближению передаточных чисел на смежных передачах трансмиссии для перекрытия параметров тяговой характеристики по скорости и удельной силе тяги.

Снижение динамического момента, нагружающего трансмиссию при переключении передач, может быть достигнуто адаптивным управлением

каждого фрикционного элемента с учетом номера включаемой передачи. Это следует из зависимости качества переходного процесса от переменных упруго-инерционных свойств трансмиссии.

Расчетные значения моментов на различных передачах на одних и тех же фрикционах не одинаковы. В связи с этим во многих системах управления сжатие пакета фрикционных дисков осуществляется с различной силой. Это реализуется созданием поршней ступенчатой формы; каждая ступень имеет свой бустер для подвода управляющего давления. В зависимости от требуемой силы давление может подаваться к отдельным ступеням поршня или одновременно на все [27].

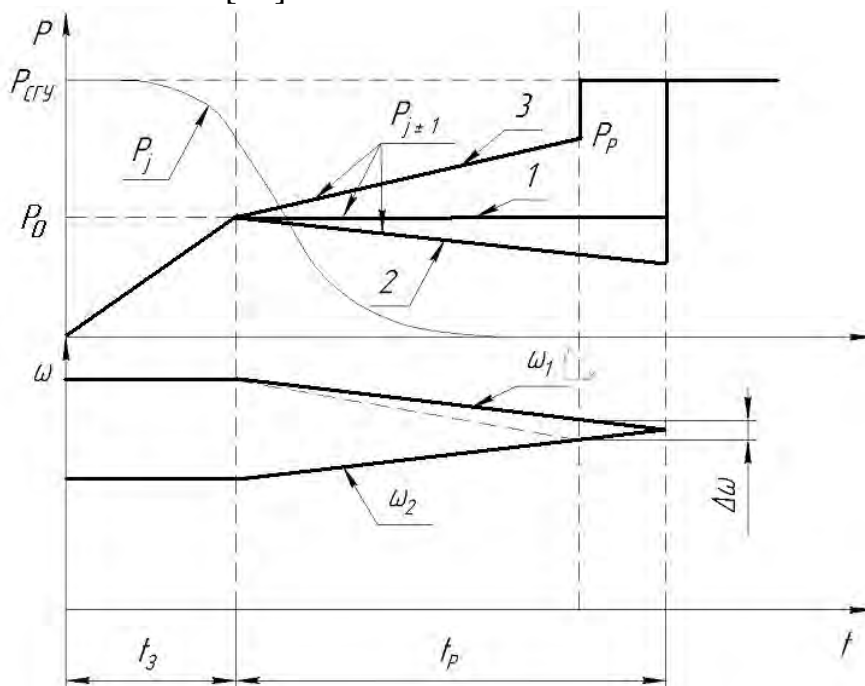


Рис. 2.13. Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения

В большинство современных трансмиссий с тремя степенями свободы переключение смежных передач осуществляется заменой во включенное состояние только одного механизма управления. В связи с этим отдельные фрикционы используются для включения нескольких передач (см. таблицу 2.2) Например, Ф1 для третьей, пятой и заднего хода, Т1 для второй и шестой. При переключении передач снизу вверх, особенно с разрывом потока мощности, т. е. без перекрытия во времени, двигатель разгружается. Для исключения его разгона и снижения динамических нагрузок в трансмиссии необходимо уменьшить  $\alpha_{nm}$ . При переключении сверху вниз увеличение частоты вращения вала двигателя способствует снижению динамических нагрузок. В этом случае для синхронизации фрикционных элементов необходимо увеличить  $\alpha_{nm}$ .

При связном управлении двигателем и фрикционами выключаемых и включаемых передач возможно плавное, по существу бесступенчатое переключение при  $\min L\delta$  фрикционных элементов, ограничении их нагрева и износа. При запаздывании включения фрикциона следующей передачи (недостаточное перекрытие) переключение сопровождается ростом

динамической нагруженности. Раннее начало включения фрикционов следующей передачи приводит к циркуляции мощности. В отдельных случаях возможен существенный рост работы буксования выключаемого фрикциона, на которую тратится вся мощность двигателя, а выходной вал трансмиссии тормозится. В этих условиях увеличивается  $L_6$ , происходит дополнительный нагрев и износ дисков. В определенных условиях это может привести к недопустимой перегрузке.

Таблица 2.2.

Номер передачи	Включенный фрикционный элемент					Частота вращения, $\frac{об}{мин}$	
	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	бустера включаемой передачи	дисков относительная
1				×	×	0	Кинематически не определена
2			×		×	0	1167,2
3	×				×	2400	1301
4		×			×	2400	785,3
5	×	×				4073,7	1673,7
6		×	×			0	2400
3х	×				×		Кинематически не определена

Предлагаемые подходы в синтезе управления для статически наиболее вероятного, самого продолжительного режима, не дает удовлетворительных результатов при интенсивном изменении условий движения.

Сокращение длительности переключения, особенно на низших передачах, работы буксования фрикционов за счет исключения циркуляции мощности достигается при включении в конструкцию механизма свободного хода (МСХ). Кроме того, это позволяет снизить потери мощности на трение в выключенных фрикционах и упрощается управление переходными процессами.

Для переключения на смежную передачу достаточно включить один фрикцион. В то же время, введение в схему трансмиссии МСХ затрудняет осуществление торможения двигателем. Эффективное торможение достигается введением дополнительных управляемых фрикционных элементов, выполняющих функцию шунтирования и защиту МСХ от перегрузок. Такое решение используется во многих конструкциях фирм Zahnradfabrik, General Motors, Крайслер, Ford, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Volvo и другие.

В конструкциях с установленным на выходе ГМТ гидрозамедлителе влияние рассмотренных ограничений уменьшается.

Динамическая нагруженность трансмиссии может быть сокращена при компенсации задержки исполнения командных сигналов, минимизации отклонения фактических режимов от расчетных, возникающих вследствие

изменения условий движения, температуры и быстродействия системы. Для этого необходимо обеспечить быстрое за 0.2..0.3с наполнение бустеров до давления 0,05..0,30 МПа, обеспечивающее силу на поршне, равную предварительному поджатию пружин в выключенном состоянии, при ограничении температуры дисков для фрикционов с высокой относительной скоростью в выключенном состоянии. Для быстрого заполнения необходим резерв производительности гидронасоса или введение в систему гидроаккумулятора.

Длительность заполнения бустеров, в течении которого нарастание давления запаздывает, зависит от производительности гидронасоса, объема бустеров, сопротивления магистрали, от параметров технического состояния и функционирования. Из анализа технического состояния металлокерамических дисков фрикционных элементов с нарушенной работоспособностью следует, что в процессе эксплуатации толщина пакета дисков может отклоняться от номинального значения вследствие износа или коробления дисков и соответствующего изменения объема бустеров, длительности их заполнения и буксования фрикционных элементов. Коробление (конусообразность формы) дисков возникает при неравномерном перегреве и направленности градиента температур от центра к периферийной части. Коробление МКД приводит к неполному включению передачи, увеличению работы буксования и приращению температуры деталей фрикционного элемента. При обратном направлении градиента температур деформация дисков приводит к увеличению силы сопротивления осевому перемещению дисков, в пределах нарушая их подвижность. Кроме того, длительность заполнения бустеров отличается из-за различной длины и сопротивления масляных каналов магистрали, утечек рабочей жидкости. Утечки не стабильны в процессе заполнения, зависят от вязкости масла и увеличиваются в процессе эксплуатации (по ТУ от одного до шести литров в минуту) из-за износа уплотнений. Начальное давление в бустерах, вращающихся с различной на каждой передаче скоростью, также отличается.

Для выполненных конструкций длительность заполнения бустеров составляет 0,30..0,38 с в четырехступенчатой ГМТ и 0,5...1,2с в шестиступенчатой.

После заполнения бустеров, которое целесообразно произвести с упреждением, осуществляется регулирование давления, создающего необходимый момент трения фрикциона:

$$M_{TP} = \left( \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_B} + M_C J_M^{-1} + M_T J_T^{-1} \right) J_{np} ,$$

где  $J_{np}$  - приведенный момент инерции  $J_{np} = \frac{J_M J_T}{(J_M + J_T)}$ ;  $M_C$  - момент сопротивления движению с учетом инерционной составляющей

$$M_C = \left( f_C + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j \right) mg \cdot r_{\text{вк}} U_{\text{mpi}}^{-1} .$$

Первое слагаемое в скобках определяет величину необходимую для синхронизации элементов, а второе и третье – для преодоления инерционных



составляющих турбины  $J_T$  и машины  $J_M$ . Следует отметить, что вследствие свойств гидротрансформатора момент на турбине может быть существенно уменьшен при ее синхронизации с насосным колесом и, более того, стать отрицательным при обгоне турбиной насосного колеса.

Момент трения фрикциона является функцией давления  $P$  и параметров конструкции (числа пар трения  $Z$ , среднего радиуса дисков  $R_{cp}$ , площади контакта  $F$  и реализуемого значения коэффициента трения  $f_{ck}$ ). При номинальном значении параметров  $M_{TP0} = P \cdot z \cdot R_{cp} \cdot F \cdot f_{ck}$ . В реальных условиях параметры конструкции, входящие в уравнение, отличаются от номинальных значений. Так, коэффициент трения зависит от относительной скорости скольжения ведущих и ведомых дисков  $\Delta\omega \cdot R_{cp}$ , удельного давления  $P/F$ , температуры  $T$  и износа дисков. В связи с этим уравнение момента трения дополняется и приводится к виду:

$$M_{TP} = M_{TP0} + \sum_u \left( \frac{\partial M_{TP}}{\partial q_i} \right)_0 \Delta q_i,$$

в котором частная производная при номинальном значении (0) параметров  $q_i (i=1...m)$  является коэффициентом значимости – степени влияния отклонения каждого параметра. Необходимое давление  $P_p$  в конце регулирования определяется из уравнения  $P_p = \frac{M_{TP}}{zR_{cp}Ff_{ck}}$ .

Интенсивность нарастания давления от  $P_0$  до  $P_p$ , до окончания буксования фрикционов, является искомой функцией и зависит от принятых критериев и ограничений. Например, для обеспечения минимума  $L_\sigma$  и коэффициента динамической нагрузки не свыше 1,1 в совокупности с уменьшением  $\alpha_{nm}$  давление в процессе буксования фрикциона должно быть постоянным (график 1, рис. 2.13) или несколько уменьшаться (график 2, рис. 2.13) в зависимости от реализуемой зависимости коэффициента трения скольжения от скорости. Переход к рабочему давлению осуществляется по окончании буксования.

При этом для бустера с параметрами системы гидроуправления для машины «Скорпион» с двигателем ЯМЗ-534 и 6 ступенчатой ГМТ работа буксования составляет 0,8 кДж, длительность процесса 1,3...1,5 сек., а приращение температуры МКД 20°C, т.е. параметры находятся в допустимых пределах. Такая характеристика возможна при переключении на высшие передачи и незначительном сопротивлении движению ( $f_c < 0,05$ ). В то же время, при движении на низших передачах и с большим сопротивлением ( $f_c > 0,20$ ) такое управление приводит к цикличности переключения и снижению динамических качеств машины. В этом случае, вследствие ограниченного быстрогодействия, снижается возможность синхронизации процесса изменения скоростного режима работы двигателя. В таких условиях необходимо увеличение давления в бустере до 0,7 МПа (гр.3). Это приводит к увеличению работы буксования в 1,3 раз, увеличению коэффициента динамичности до 1,6, но сокращается длительность переключения с 1.3...1.5с

до 0.6...0.8с, т.е. в 1,8...2,1 раза, исключается цикличность переключения и повышается подвижность машины. Работа буксования за одно переключение возрастает, а удельная на км пути из-за сокращения числа нерациональных переключений уменьшается. Таким образом, в зависимости от условий движения ограничение целевой функции изменяется и необходимо адаптировать программу управления переключением передач [3].

К фатальным явлениями следует отнести недовключение передач (фрикциона) и неполное выключение. В этом случае происходит интенсивный износ дисков, их перегрев и нарушение работоспособности трансмиссии. Возникновению отказа всегда предшествует события, определяемые по косвенным параметрам - уменьшение подачи насоса, увеличение биения его шестерен, вибрации, уменьшение и флуктуация давления рабочей жидкости, увеличение работы буксования.

Из приведенного следует, что адаптивное управление должно базироваться на мониторинге и диагностике технического состояния.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Учет такого количества параметров повышает контролируемость и диагностируемость объекта и возможность повышения качества процессов управления. Однако это приводит к увеличению количества датчиков, повышению требований к системе сбора и обработки информации, усложнению алгоритмов функционирования системы управления. В связи с этим систему информационного обеспечения необходимо разделить. При диагностике и контроле технического состояния использовать максимум информации, а для управления переходными процессами обходиться минимумом, т.е. управление должно осуществляться в условиях недостаточности информации об объекте управления, его технического состояния и условиях функционирования.

В технологически отработанных и надежных золотниковых коробках регулирование основано на изменении площади проходного сечения и использовании клапанов плавности. Адаптация характеристики управления фрикционным элементом затруднительна. Во-первых, невозможно организовать предварительное заполнение бустеров. Во-вторых, вследствие инерционности золотника затруднено управление широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) управляющего сигнала. Менее надежными, требующими высокого уровня сервиса, чистоты, стабильности и вязкостно-температурных

свойств масла, но позволяющими адаптировать характеристику, являются конструкции клапанов картриджного исполнения золотникового типа с пропорциональными электромагнитами (соленоидами).

Особое значение при управлении гидромеханической трансмиссией имеет учет теплового режима в системах силового блока, давления, уровня и утечки рабочей жидкости. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю, рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, и является функцией целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя  $\Delta\theta$ , в соответствии с которым синтезируется управление, обычно представляют в виде:

$$T \frac{d\Delta\theta}{dt} + \Delta\theta = K_{\varphi} \Delta\varphi + f(t),$$

где  $T$  - постоянная времени системы охлаждения;  $K_{\varphi}$  - коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха;  $f(t)$  - функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы двигателя и трансмиссии.

Поскольку коэффициенты  $T$  и  $K_{\varphi}$  изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов. Вследствие этого качественное управление температурным режимом силовой установки и трансмиссии требует получения исходной информации об основных факторах, влияющих на процесс регулирования, что в связи с большим числом параметров и сложностью (а иногда невозможностью) их измерения представляет определенные трудности. Решение данной задачи, направленное на обеспечение эффективного функционирования системы управления тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии при изменении внешних условий, режимов работы и параметров объекта, может быть реализовано на основе адаптивных алгоритмов управления.

Управление тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии направлено на поддержание рекомендуемой температуры в системах двигателя и ГМТ при различных режимах работы и условий функционирования машины и обеспечивает повышение эксплуатационных свойств.

В случае выхода значений температуры, давления или уровня жидкости за пределы диапазонов, на которые разделена область эксплуатационных значений (рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный), режим движения ( $V_M, \omega_D$ ), за счет изменения подачи топлива, переключения передач выбирают из условия защиты силового блока от критических режимов работы. Выходные параметры силового блока выступают в виде ограничений, пример которых приводится ниже. В условиях, когда:

1) температура охлаждающей жидкости  $120\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{ож} < 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  в течение 5 секунд;

2) температура масла в системе смазки двигателя  $110\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{ссл} < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  в течение 3 секунд

управление осуществляется в зависимости от значения параметров. Если оно приближается к зоне высших предельных значений (например,  $t_{ож} \rightarrow 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то информация передается водителю и вводится в базу данных, открываются жалюзи, увеличивается частота вращения вентилятора. Если через 5 секунд  $\frac{d\theta}{dt} \geq 0$ , то происходит переключение  $n_i \rightarrow n_{j-1}$ , увеличивается частота вращения вала двигателя, а нагрузка на двигатель уменьшается. Если позволяет температура масла в ГМТ, то можно разблокировать гидротрансформатор. Если значение температуры ниже предельной, то предусматривается запрет на включение передач кроме I, II и 3X, закрываются жалюзи, выключается вентилятор, разблокируется ГТ, а при температуре воздуха ниже  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то включается подогреватель.

### **Основные результаты и выводы**

Адаптация программы управления позволяет снизить динамическую нагруженность в 2,1 раза, работу буксования фрикционных элементов в 1,4 раза, а также уменьшить цикличность переключений передач.

Мониторинг технического состояния двигателя и трансмиссии, режимов их функционирования, позволяет не только адаптивно управлять движением машины, но и выполнять функцию контроля. При возникновении фатальных ситуаций (информация о критических значениях параметров: температуры, давления, уровня эксплуатационной жидкости, неполное включение или выключение фрикционов), список которых может быть дополнен, выход параметров технического состояния за пределы допустимых диапазонов системы обеспечивает их локализацию, а выбор режима движения осуществляется из условия обеспечения параметров в допускаемых пределах.

Приоритет управления определяется по значимости параметров технического состояния. Система осуществляет также коррекцию ошибочных действий водителя, выполняя защитную функцию. В ситуации, когда необходимо обеспечить движение независимо от технического состояния, например в боевой обстановке, при возникновении отказа и невозможности его локализации, системой предусматривается режим ручного или дублирующего управления.

## **2.4. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничных машин**

Обеспечение долговечности фрикционных элементов управления переключением передач трансмиссий транспортных машин во многом определяется цикличностью их включения. Существующие методы прогнозирования цикличности базируются на экспериментальных данных для ранее спроектированных машин и не позволяют учесть потенциальные

свойства проектируемых машин, условия эксплуатации и др. Анализ экспериментальных данных показывает, что действительное число переключений гораздо выше расчетного значения, оно зависит от интенсивности изменения сопротивления движению, имеющего случайный характер, квалификации водителя и до пяти раз возрастает при автоматизации управления поступательной скоростью машины.

Раздел посвящен разработке метода прогнозирования цикличности переключения с позиции вероятностного и случайного характера процессов, при рассмотрении движения машины как непрерывного марковского процесса. Такой подход позволяет по виду математической модели движения эффективно определить плотность вероятностей с использованием дифференциального уравнения Фокера-Планка-Колмогорова (ФПК).

В теории марковских процессов [3] и статистической динамики транспортных машин [16] показано, что процессы в динамической системе являются марковскими, если соблюдаются следующие три условия:

1. Поведение системы в будущем не зависит от прошлого, т. е. скорость движения является случайной функцией без последствия.

2. Движение по координате  $X$  описывается дифференциальным уравнением первого порядка в виде  $\dot{x} + Q(x) = y(t)$ , где  $Q(x)$  – в общем случае нелинейная функция координаты  $X$ .

3. Входное возмущение  $y(t)$  является центрированной стационарной  $\delta$ -корреляционной функцией случайного процесса, т. е. корреляционная функция входного возмущения имеет вид  $K(\tau) = 0,5N_0\delta(\tau)$ , где  $0,5N_0$  – интенсивность  $\delta$ -функции в точке  $\tau = 0$ .

Первые два условия для математической модели управляемого поступательного движения машины выполняются, так как уравнение может быть представлено в форме:

$$\dot{v} - g\delta_i^{-1}f_d(v, \alpha_{пт}) = g\delta_i^{-1}f_c(t), \quad (2.2)$$

где  $v, \dot{v}$  – скорость и ускорение машины;  $\delta_i$  – коэффициент учета вращающихся масс на  $i$ -й передаче;  $f_d, f_c$  – удельная сила тяги и коэффициент сопротивления движению соответственно;  $\alpha_{пт}$  – положение педали подачи топлива.

Однако третье условие не выполняется, так как  $\delta$ -корреляционная функция случайного процесса соответствует постоянной спектральной плотности – «белому шуму» во всем интервале частот  $S(\omega) = 0,5N_0$ , а дисперсия «белого шума» стремится к бесконечности, что противоречит физическому представлению реальных процессов.

Внешнее возмущение, как правило, описывается гауссовскими процессами в узкополосном спектре, а кривая спектральной плотности аппроксимируется дробно-рациональной функцией

$$S_y(\omega) = 4\sigma^2_y \alpha \frac{\alpha^2 + \omega^2}{[\omega^2 - (\alpha^2 + \beta^2)] + 4\alpha^2\omega^2}, \quad \text{которой соответствует дважды}$$

дифференцируемая корреляционная функция

$$K_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) (\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau|), \text{ где } \alpha \text{ и } \beta - \text{ параметры функций.}$$

В связи с этим для использования аппарата марковских процессов исследуемая система расширяется последовательным присоединением динамического звена с квадратом модуля передаточной функции

$$|W(\omega)|^2 = \frac{S_y(\omega)}{0,5N_0}.$$

В работе [12] показано, что вышеприведенная функция с присоединенным динамическим звеном описывается дифференциальным уравнением второго порядка  $\frac{d^2y}{dt^2} + 2\alpha \frac{dy}{dt} + (\alpha^2 + \beta^2)y = n(t)$ .

Соответственно порядок исходного дифференциального уравнения (2) повышается на два порядка. При введении фазовых координат  $\dot{x}_1 = x_2$ ,  $\dot{x}_2 = x_3$ ,  $\dot{x}_3 = f(\dot{v})$  уравнение приводится к трем уравнениям первого порядка в нормальной форме Коши, т.е. происходит преобразование исходного уравнения в многомерный вектор. Для использования аппарата марковских процессов необходимо, чтобы по крайней мере одна из компонент вектора многомерной системы была марковской. По виду полученного уравнения представляется возможным составить уравнения ФПК относительно неизвестной совместной плотности вероятностей случайных функций [16].

Задача прогноза цикличности сводится к расчету числа пересечений скорости, как случайной функции  $v(s)$  пути  $s$  некоторого заданного уровня  $v_i$  ( $i=1, \dots, n$ ) – максимального значения скорости на  $i$  передаче. Число переключений передач на единицу пути определяется как число положительных выбросов случайной стационарной функции  $v(s)$  за уровень  $v_i$ , которое определяется по уравнению [3]:

$$N_s(v_i) = \int_0^{\infty} \dot{v}_s \cdot \varphi_s(v_i, \dot{v}_i) dv,$$

где  $\varphi_s(v_i, \dot{v}_i)$  – плотность вероятности функции  $v(s)$  и ее производной  $\dot{v}_i(s)$ .

При движении гусеничной машины в характерных условиях скорость ограничивается тяговыми свойствами, плавностью хода и управляемостью, а реализация удельной силы тяги осуществляется по внешним, регуляторным и тормозным характеристикам, которые нелинейны. В.А. Савочкин предложил линеаризацию этих функций относительно переменной удельной кинетической энергии  $T$  ( $T = 0,5v^2$ ) [16]. С учетом этого число переключений передач при действии тяговых ограничений скорости составляет

$$N_i(T_i) = \frac{\lambda_{Ti} \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{Ti}} \cdot \exp\left(-\frac{(T_i - m_{Ti})^2}{2 \cdot \sigma_{Ti}^2}\right) \text{ переключений на км,}$$

где  $m_{Ti}, \sigma_{Ti}$  – числовые характеристики функции распределения удельной кинетической энергии  $T$  движения машины на  $i$ -ой передаче;  $\lambda_{Ti}$  – параметр функции распределения производной  $\dot{T}_i$ .

Ниже приводится пример прогнозирования числа переключений передач с линеаризованной зависимостью  $f_D(T) = a_i - b_i T$ , показанной на рис. 2.14: в табл. 2.3 приведены основные параметры линеаризованной характеристики, в табл. 2.4 – результаты прогнозирования в условиях, когда корреляционная функция коэффициента сопротивления движению определяется уравнением  $K_{fc}(\tau_s) = \sigma_{fs}^2 \exp(-\alpha(\tau_s))$  при следующих значениях параметров:  $m_{fc} = 0,15$ ,  $\sigma_{fc}^2 = -0,0016$ ,  $\alpha = 0,005 \text{ м}^{-1}$ .

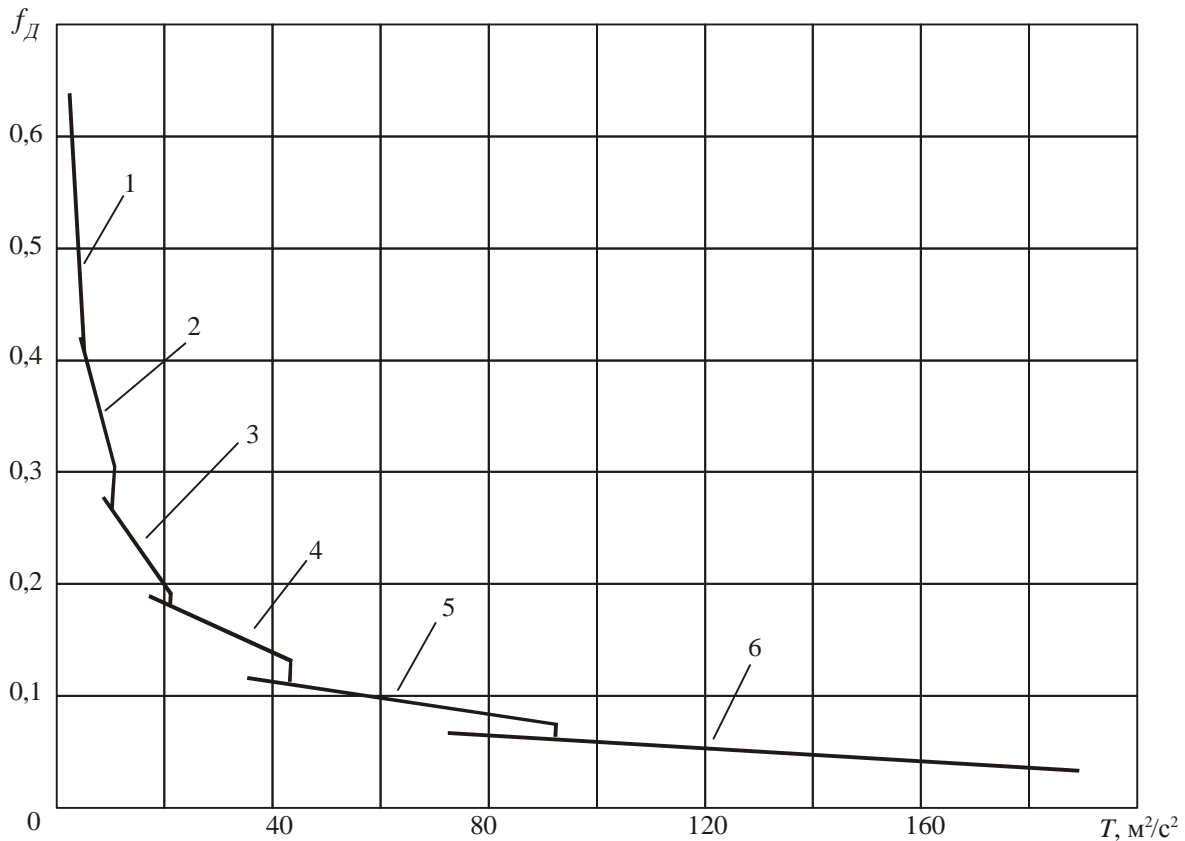


Рис. 2.14. Линеаризованная зависимость удельной силы тяги гусеничной машины от удельной кинетической энергии (1,..., 6 – номера передач)

Из результатов расчета следует, что число переключений достаточно велико. Данная оценка относится к числу переключения с низшей передачи на высшую. При учете ограничений по плавности хода и управляемости эта величина существенно увеличивается. В связи с этим рассматривается возможность сокращения их числа.

Таблица 2.3

Основные параметры линеаризованной характеристики

Номер передачи		1	2	3	4	5	6
Коэффициенты линеаризации	a	0,741	0,493	0,331	0,227	0,144	0,089
	b, с2/м2	0,062	0,020	0,007	0,002	0,0008	0,0003
Коэффициент учета вращающихся масс $\delta_i$		3,580	2,365	1,800	1,551	1,424	1,366

Таблица 2.4

Результаты прогнозирования среднего числа переключения передач для быстроходной гусеничной машины

Параметры	№ передачи (направление переключения)				
	1→2	2→3	3→4	4→5	5→6
$m_{Ti}$ , м2/с2	9,596	17,271	25,747	34,222	-7,895
$\sigma_{Ti}$ , м2/с2	0,64	1,956	5,351	15,292	37,636
$\lambda_{Ti}$ , м2/с2	0,019	0,04	0,074	0,129	0,193
$N_i(T_i)$ , км-1	0,025	1,568	1,221	1,169	0,253

Законы автоматического переключения построены по статическим характеристикам так, чтобы при равенстве удельных силы тяги и сопротивления  $f_d = f_c$  происходило переключение. Однако при движении с допустимым кратковременным замедлением  $\dot{v}_3$  временные перегрузки могут быть преодолены кинетической энергией гусеничной машины. Из основного уравнения движения машины (1) нетрудно установить, что условием движения является  $f_d + \frac{\dot{v}_3 \delta}{g} \geq f_c$ . Однако продолжительность использования

кинетической энергии ограничена. Наибольшая длительность  $t_{\max}$ , в течение которой можно преодолеть повышенное сопротивление движению, определяется по уравнению  $\int_0^t dt = \frac{\delta_i}{g \cdot f_c} \cdot \int_{\Delta v} dv$ ,

где  $\Delta v$  – допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Из этих уравнений следует, что длительность  $t_{\max}$  может быть увеличена двумя путями:

- увеличением диапазона угловой скорости двигателя, определяющего пределы интегрирования, т. е. применением высокооборотных двигателей с низкой устойчивой частотой вращения;
- разъединением двигателя с трансмиссией при замедленном движении в процессе преодоления перегрузок.

В первом случае в определенной степени снижаются скоростные качества. Во втором случае двигатель не глохнет, но длительность ограничивается предельно допустимой скоростью движения. Для количественной оценки возможности уменьшения числа переключений необходимо определить случайную протяженность отрезка пути между последовательными моментами изменения сопротивления движению и величину этого изменения (колебательные свойства случайной величины  $f_c(s)$ ).



Другим путем сокращения числа нерациональных переключений является создание полуавтоматического режима переключения передач, при котором реализуются такие свойства водителя как предвидение и прогнозирование ситуации [9]. Электронная система управления на основе сигналов датчиков определяет номер передачи, обеспечивающий наилучший режим работы моторно-трансмиссионной установки в данных условиях движения. Номер этой передачи как рекомендуемой высвечивается на дисплее водителя в мигающем режиме. Номер включенной передачи находится в режиме постоянного свечения. Водитель, анализируя дорожную обстановку и прогнозируя дальнейшее ее развитие, принимает решение переключиться на рекомендуемую передачу или двигаться на ранее включенной передаче. Если водитель считает нецелесообразным переход на рекомендуемую передачу (например, при движении на спуске, за которым начинается подъем), то переключения не происходит. При таком управлении исключается цикличность и снижается число переключений.

## **2.5. Динамика и управление процессами торможения гусеничной машины и поддержания дистанции**

При экстренном торможении быстро движущейся гусеничной машины не всегда удается реализовать требуемое замедление и устойчивость. Это связано с уменьшением коэффициента сцепления при юзе гусениц в процессе торможения и с соответствующим снижением тормозной силы и увеличением тормозного пути. Для предотвращения аварии водитель вынужден двигаться со скоростью ниже тяговых возможностей, т.е. не реализуются скоростные потенциальные качества машины. При движении машин в колонне это обстоятельство требует увеличения дистанции между машинами, что затрудняет управление колонной, уменьшает пропускную способность дороги.

Для обеспечения эффективного торможения необходимо создать такой режим юза  $\tau$ , при котором реализуется максимальное значение коэффициента сцепления  $\varphi_{\max}$ . Это возможно при высокой квалификации водителя или при создании автоматизированной системы управления тормозами. Второй путь является более приемлемым, так как экстренное торможение обычно производится в экстремальной обстановке, и эффективность торможения нецелесообразно ставить в зависимость от психофизиологических особенностей водителя, которые нестабильны во времени. Эффективность экстренного торможения предлагается обеспечить на основе автоматизированной системы управления торможением. Управление осуществляется по знаку второй производной скорости  $\text{sign}\ddot{V}$ , определяющей экстремум замедления  $\dot{V}$ .

Для гусеничных машин, оснащенных бортовым компьютером, система может быть представлена рис. 2.15. Система включает педаль управления 1, которая через тягу соединена с гидросилителем 2, гидравлически

соединенным через управляемый электромагнитом модулятор давления 3 с цилиндрами 4 исполнительных механизмов 5 остановочных тормозов. Под педалью управления 1 расположен концевой выключатель 6, который через АЦП 7 соединен с бортовым компьютером 8.

Вход бортового компьютера соединен с датчиками замедления 9, частоты вращения вала двигателя 10 и скорости движения машины 11. Выход бортового компьютера соединен с электромагнитом 12 управления модулятором давления 3, а также с механизмом управления 13 подачей топлива, золотниковой коробкой 14 и дисплеем 15 водителя.

Работает система в соответствии с блок-схемой алгоритма, приведенной на рис. 2.16. В памяти бортового компьютера записываются параметры аппроксимации тормозной характеристики гусеничной машины  $a_j, b_j, c_j$ , а также максимальные  $n_{\partial \max}$  и минимальные  $n_{\partial \min}$  значения частоты вращения вала двигателя.

Конечный выключатель 6 устанавливается, таким образом, что он включается, когда педаль управления 1 нажата на величину большую, чем 60 % ее полного хода. При служебном (не экстренном) торможении машины водитель перемещает педаль на определенную величину. При перемещении педали 1 через тягу, гидроусилитель 2 открывается клапан в модуляторе давления 3. Рабочая жидкость под давлением поступает в рабочие полости исполнительных цилиндров, перемещает их выходные штоки, включая тормоза обоих бортов, через механизмы управления 5. При этом происходит торможение машины, интенсивность которого регулируется водителем.

При экстренном торможении ( $\alpha_m \geq 0,6$ ) сигнал с концевого выключателя поступает через АЦП 7 в бортовой компьютер 8 и начинается работа циклической программы (блок 2, рис. 2.11) во времени  $t$  с шагом  $\Delta t$ . В процессе работы происходит опрос датчиков и измерение величин  $\alpha_m, \dot{V}, V, n_D(n_j)$ . По величине этих параметров осуществляется диагноз системы.

В том случае, когда параметры системы не соответствуют ТУ, водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 17, 18). При соответствии параметров системы ТУ управление передается в блок 6. При движении машины со скоростью свыше 40 км/ч определяется значение второй производной скорости  $\ddot{V} = d\dot{V}/dt$  и ее знак  $\text{sign } \ddot{V}$ , а также возможное замедление при торможении двигателем  $\dot{V}_{\%0} = g\delta_j^{-1}(a_{Tj}V^2 + e_{Tj}V + c_{Tj})$  для механических трансмиссий или гидрозамедлителем для гидромеханических трансмиссий (блок 7). Если в режиме экстренного торможения ( $\alpha_T \geq 0,6$ ) уменьшается тормозная сила ( $\ddot{V} > 0$ ) вследствие юза гусениц, то к электромагниту модулятора передается сигнал для его перевода в режим модуляции давления с глубиной

(амплитудой)  $\Delta p = 40\%$  и частотой  $f = 10 \dots 20$  Гц (блоки 8, 9). Следует отметить, что при экстренном торможении выходной вал трансмиссии может остановиться, т.е. сигнал датчика 11 не пропорционален скорости движения машины. В этом случае сигнал конечного выключателя 6 поступает на ключ управления запоминающегося устройства, включает его, и скорость движения машины в течение 2...3 секунд определяется по величине сигнала запоминающегося устройства.

При движении на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, при включении тормозов замедление машины незначительно. При превышении возможного замедления, по сравнению с реализуемым, система осуществляет торможение двигателем путем уменьшения подачи топлива и выключения остановочных тормозов. При этом модулятор отсекает подачу масла в цилиндры исполнительных механизмов, а рабочую полость включает на слив (блоки 10, 11). В режиме торможения происходит непрерывный контроль частоты вращения вала двигателя. При превышении максимальной частоты вращения  $n_D > n_{Dmax}$  осуществляется предохранение от «заброса», например, как это выполнено в системах предохранения двигателя от раскрутки. Снижение частоты вращения допускается до минимально устойчивой  $n_{Dmin}$ . При частоте вращения  $n_D = n_{Dmin}$  формируется и передается сигнал в золотниковую коробку для выключения фрикциона  $j$  передачи. В дальнейшем цикл работы повторяется.

При достаточной дальности видимости потенциально опасного препятствия предлагаемая система позволяет обеспечивать служебное торможение с регулируемым замедлением, адаптивный поиск экстремума замедления при экстренном торможении, в т.ч. на грунтах с низким значением коэффициента сцепления, и в случаях, когда с изменением юза коэффициент сцепления не имеет максимального значения. В последнем случае торможение осуществляется двигателем. Использование предлагаемой системы позволит повысить эффективность торможения на затяжных спусках и на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, повысить уровень безопасности и скорость движения.

Для обеспечения безопасности движения в условиях ограниченной видимости (при снегопаде, дожде, тумане, запыленности или задымленности воздуха) водитель вынужден значительно снизить скорость машины. При внезапном появлении потенциально опасных препятствий водитель не успевает затормозить. Для обеспечения экстренного торможения машин, оснащенных радиолокатором, возможно создание дополнительного контура, т.е. создание подсистемы «технического зрения», обеспечивающего большую, чем водитель, дальность обнаружения потенциально опасных объектов и более быстрое срабатывание системы торможения, когда нет ограничений по демаскируемости. При создании такого контура система дополняется измерителем И, блоком счетно-решающего устройства СРУ, а модулятор давления оснащается дополнительным электромагнитом 16 для

включения остановочных тормозов. Схема алгоритма работы системы с «техническим зрением» приведена на рис. 2.17.

В память бортового компьютера дополнительно вводится длительность срабатывания системы торможения  $t_c$  и реакции водителя  $t_B$ . При включении рассматриваемого дополнительного контура ( $UK > 0$ ) система работает во времени  $t$  по циклической программе с шагом  $\Delta t$ . Измеритель обнаруживает потенциально опасное препятствие, измеряет дальность  $D$  от него, относительную  $\Delta V$  и собственную  $V$  скорости, а также с определенной точностью коэффициент сцепления  $\phi$ . В блоке 4 определяется расстояние безопасности  $S_{\phi}(V)$  и требуемое замедление  $\dot{V}_T$ . По этим параметрам осуществляется диагноз системы. Если параметры системы не соответствуют ТУ, то водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 18, 17).

При соответствии параметров ТУ в блоке 7 определяется разность  $S_{\phi}(V) - D$ . Если разность отрицательна, то необходимости в торможении нет. При положительной разности для исключения ложных включений тормозов алгоритмом управления предусмотрено распознавание потенциально опасных препятствий с использованием элементов искусственного интеллекта. При необходимости торможения производится сигнализация водителю. Если водителем не предприняты действия для предотвращения наезда, то к дополнительному электромагниту 16 модулятора давления передается сигнал для включения остановочных тормозов и происходит автоматическое торможение, как это предусмотрено блоками 7-18 (рис. 2.16). Если водитель предпринял управляющие действия, то на дисплее появляется информация «Управление передано водителю» и торможение осуществляется водителем в соответствии с блоками 2-18 алгоритма, приведенного на рис. 2.16. Если в процессе торможения разность  $S_{\phi}(V) - D$  становится отрицательной, то система отключается, кроме режима экстренного торможения.

Вероятность ложного срабатывания определяется уравнением:

$$F = 1 - \prod_{i=1}^4 (1 - F_i),$$

где  $F_i$  - вероятность выработки ложного сигнала водителем ( $i = 1$ ), измерительной системой при превышении порога уровня шумового выброса ( $i = 2$ ) от объектов, расположенных вне зоны опасности ( $i = 3$ ) и от неопасных объектов ( $i = 4$ ).

Первые два события определяются психофизическими свойствами водителя и настройкой системы. Вероятность  $F_3$  снижается выбором конструкции антенны, регулированием зоны опасности в зависимости от скорости и при поворотах машины. Возможность уменьшения  $F_3$  и  $F_4$  заключается в реализации метода распознавания образов. Для этого необходимо в память бортовой ЭВМ внести функции распределения признаков потенциально опасных объектов. Основными признаками могут

быть амплитудные и фазовые спектры или корреляционные функции отраженных сигналов, поляризационные характеристики, эффективная отражательная поверхность объектов и их конфигурация.

Процедура вероятностного распознавания включает:

- определение величины плотности вероятности  $P_{in}$  признаков по функциям распределения ( $n$  – число классов объектов,  $i$  – номер признака);
- вычисление произведения плотностей вероятностей  $m_n = \prod_{i=1}^4 P_{in}$ , характеризующее вероятность отнесения объекта к определенному классу;
- отнесение объекта к определенному классу по сравнению признака с пороговым значением, реализуя процедуру последовательного наблюдателя.

При движении машин в колоннах эффективность торможения может существенно повысить по условиям безопасности скорость движения и сократить дистанцию между машинами.

Наибольшая пропускная способность дорог может быть обеспечена при возможной минимальной дистанции между машинами, равной

$$S_{\delta} = (V_2^2 - V_1^2) / 2g\varphi + \sum t_i V_2 + C(V_2).$$

Первая составляющая определяет разницу тормозного пути управляемой (2) и лидирующей (1) машин. Второе слагаемое определяет путь пройденный машиной за время  $\sum t_i$  реакции системы. Последнее слагаемое определяет запас дистанции безопасности, необходимый для компенсации погрешности определения водителем дистанции, а также флуктуации тормозного пути как случайной величины. Параметры, входящие в уравнение, определяются в системе управления торможением с контуром «технического зрения». Поэтому в такой системе можно реализовать автоматическое или полуавтоматическое поддержание дистанции между машинами. Параметром управления является отклонение дистанции  $\Delta D = D_u - S_{\delta} = D_u - (S_{T1} - S_{T2}) - V_2 \sum t_i$ ,

где  $D_u$  - измеряемое значение дистанции;  $S_{T2}, S_{T1}$  - прогнозируемое значение тормозного пути управляемой машины (2) и лидирующей (1), определяется по результатам измерения параметров.

$$S_{T2} = \begin{cases} V_2^2 / 2g(\varphi + f_c), & \text{– при движении без торможения;} \\ V_2 t + \int_0^t \dot{V}_2 dt, & \text{– в процессе торможения.} \end{cases}$$

$$S_{T1} = \begin{cases} (\Delta V + V_2)^2 / (2g(\varphi + f_c)), & \text{– при движении без торможения;} \\ (\Delta V + V_2)_2 t + \int_0^t (\Delta \dot{V} + \dot{V}_2) dt & \text{– в процессе торможения.} \end{cases}$$

В зависимости от величины отклонения  $\Delta D$ , скорости движения  $V_2$  и дистанции  $D_u$  определяется необходимость регулирования скорости движения – разгоном машины или одним из способов торможения. Величина запаса дистанции является случайной величиной вследствие флуктуации параметров

$q_i(D_u, \dot{V}_2, V_2, \Delta V, \Delta \dot{V}, \sum t_i, (\varphi + f_c), i=1,7)$  как случайных величин, ошибок измерений, из-за ускорений и нестационарности процесса. Вероятностный характер измеренной дистанции определяется наличием шумов, на фоне которых принимается отраженный сигнал. Скорость движения и ускорение являются реакцией машины на случайно изменяющиеся внешние условия. В связи с этим невозможно предсказать значение кинематических параметров  $\dot{V}, V$  во времени, если они известны в данный момент. В будущем можно прогнозировать вероятность реакции машины на внешние условия. Функцию плотности распределения вероятностей и числовые характеристики параметров  $\dot{V}, V$  можно определить на основе дифференциального уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова, рассматривая движение как непрерывный марковский процесс.

При любых функциях распределения плотности вероятностей параметров  $q_i$  случайную величину  $\Delta D$  можно определить на основе численного моделирования процесса методом Монте-Карло. В экстремальном случае, когда все параметры  $q_i$  имеют нормальный закон распределения, случайная величина  $\Delta D$  также является гауссовской:

$$\varphi(\Delta D) = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot \sigma_{\Delta D}}} \exp(-(\Delta D - m_{\Delta})^2 / 2\sigma_{\Delta}^2),$$

$$m_{\Delta} = \left( \sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_o m_{q_i}, \sigma_{\Delta} = \left( \sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_o \sigma_{q_i}.$$

Управление дистанцией по предельному значению отклонения  $\Delta D$  приводит к растягиванию колонны машин, а по минимальному – к частому изменению скоростного режима и вероятности столкновения. В связи с этим необходимо установить пороговое значение отклонения дистанции, не превышающее определенную вероятность столкновений.

Эффективность автоматизации управления торможением заключается в повышении допустимой по условиям безопасности скорости движения. Зависимость предельно допустимой скорости от дальности видимости приведена на рис. 2.18.

Дальность обнаружения потенциально опасного препятствия радиолокаторным датчиком  $D$  выше, чем дальность видимости водителя. При

работе антиблокировочной системы реализуемый коэффициент сцепления  $\varphi$  выше, чем при обычном торможении. В связи с этим повышение безопасной скорости движения, без учета ограничений по управляемости, составляет 46...50%. Данная оценка не учитывает экстремальные ситуации, при которых только автоматическое управление торможением исключает наезд на препятствие или уменьшает скорость при столкновении.

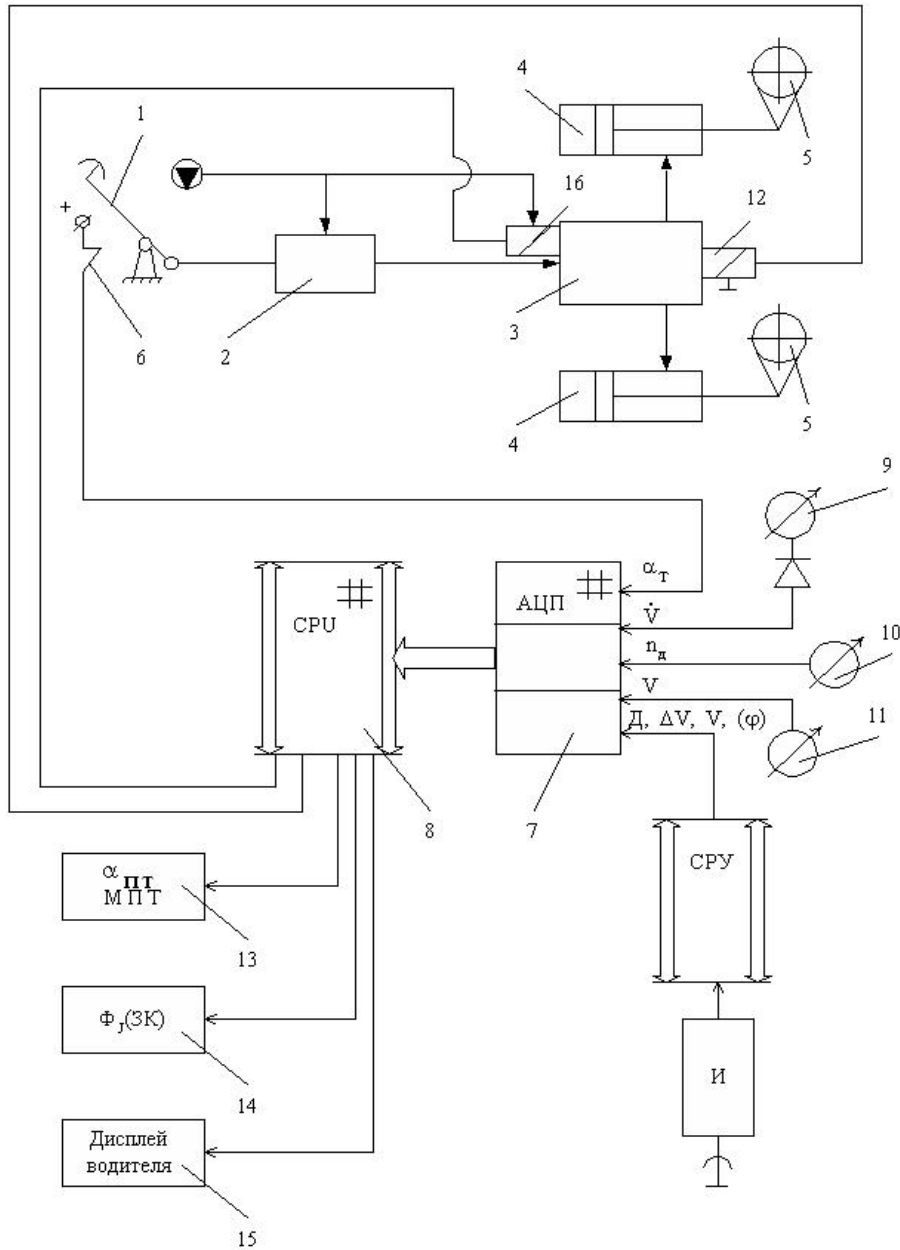


Рис. 2.15. Функциональная схема

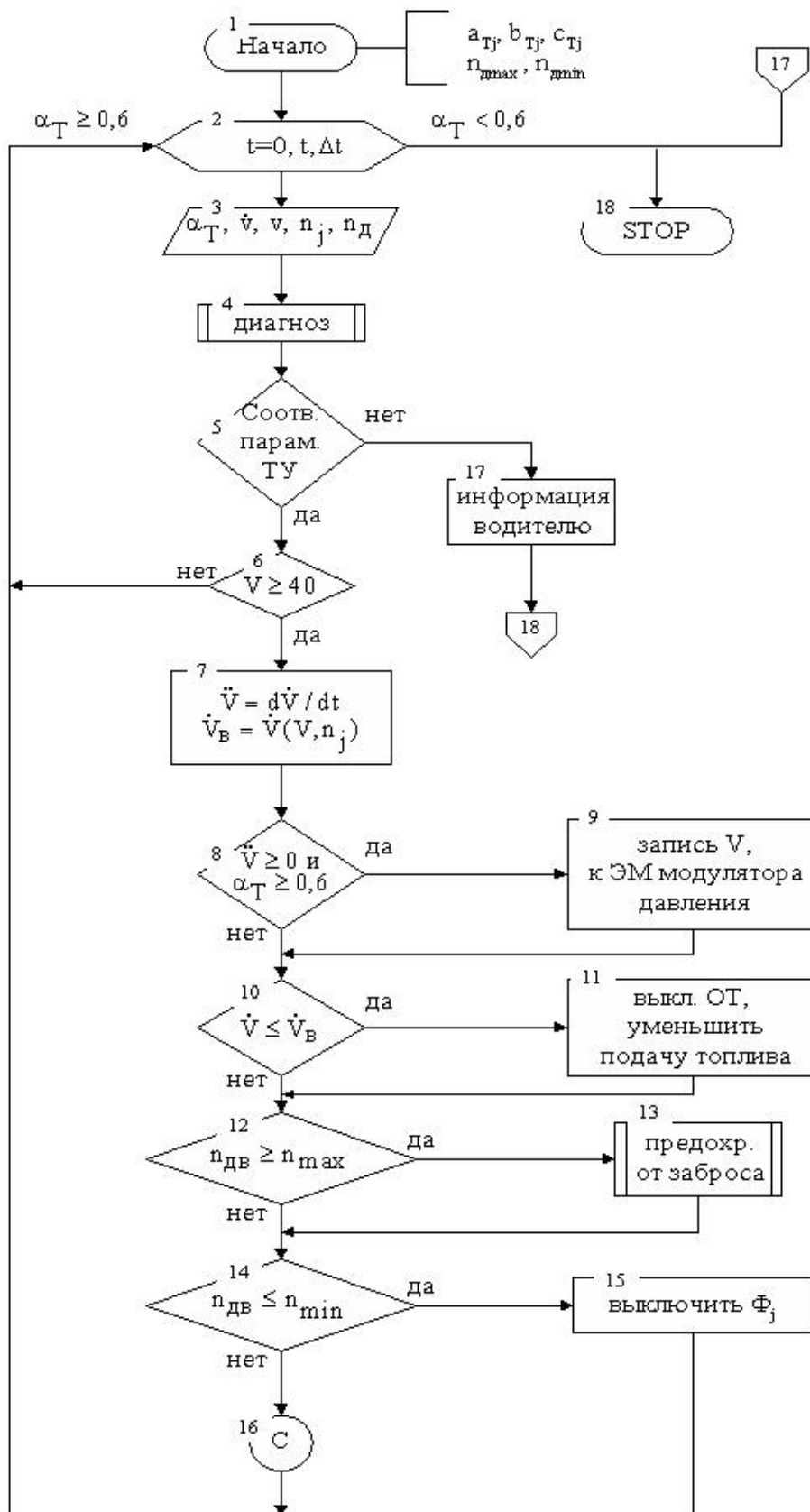


Рис.2.16. Блок-схема алгоритма работы системы



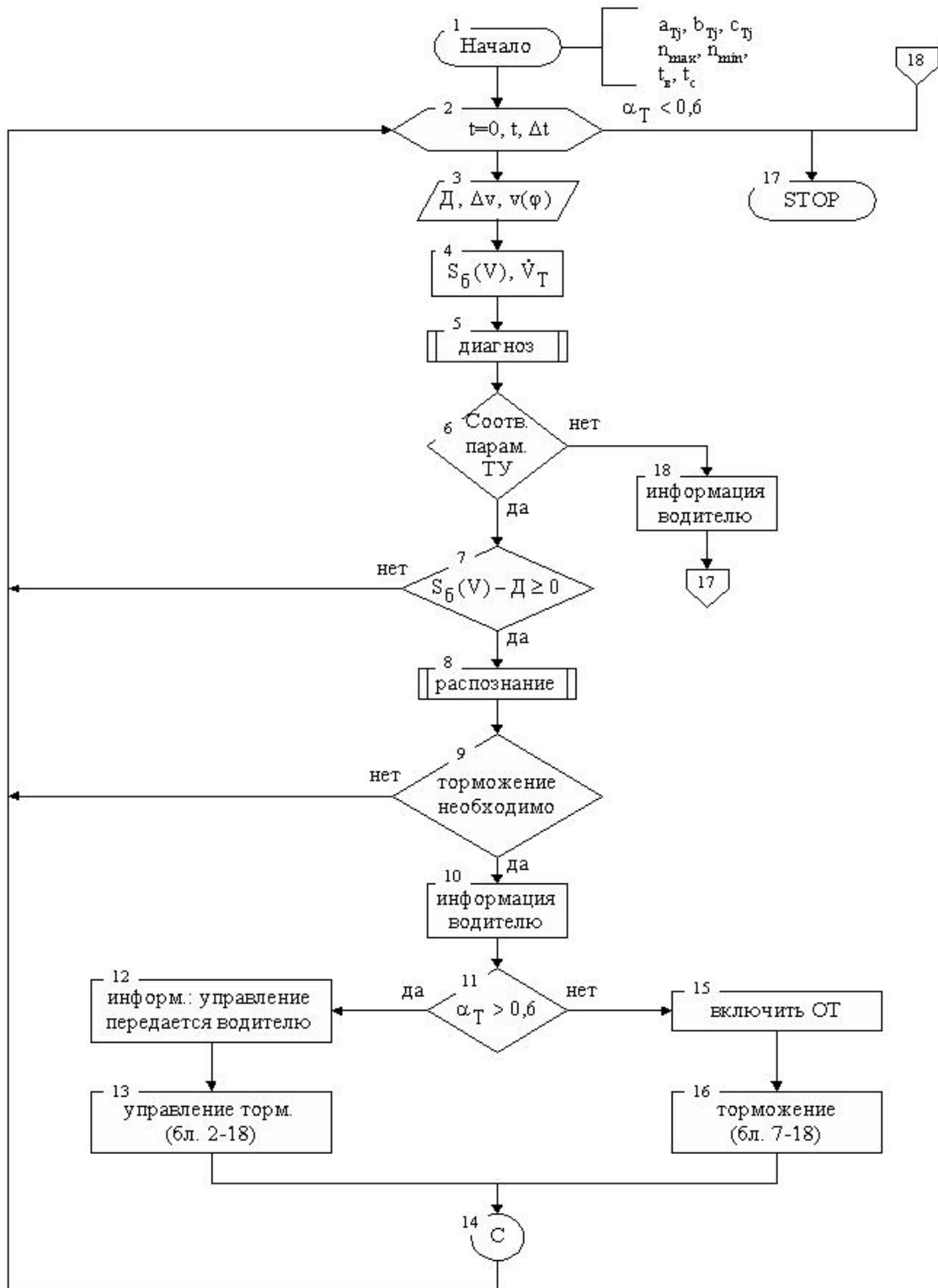


Рис. 2.17. Блок-схема алгоритма работы системы с «техническим зрением»

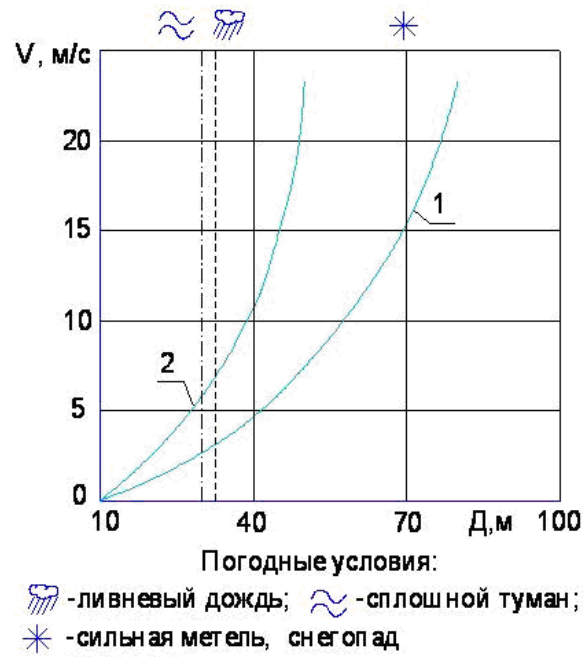


Рис. 2.18. Зависимость безопасной скорости движения от дальности видимости: 1 – при управлении водителем; 2 – при автоматическом управлении

### 3. ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ КРИВОЛИНЕЙНЫМ ДВИЖЕНИЕМ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В транспортном режиме, т.е. без учета ограничений, связанных с решением тактико-технических задач, более 60% времени быстроходная гусеничная машина движется на переходных процессах регулирования кривизны траектории. Динамическая нагруженность трансмиссии при движении в повороте возрастает, т.к. определяется статическими и динамическими составляющими сил сопротивления поступательному движению машины и повороту. При недостаточной удельной мощности машины и системы управления поворотом снижаются динамические свойства криволинейного движения, соответственно и подвижность машин на дорогах с деформируемым основанием. При движении по относительно ровным дорогам ограниченной ширины коридора с малодеформируемым основанием, но интенсивным изменением направления движения, когда нет ограничений тяговых и по плавности хода, подвижность во многом определяется управляемостью и устойчивостью. Интегральный критерий оценки управляемости – средняя скорость движения на дорогах с интенсивным изменением направления траектории зависит от динамических и кинематических свойств, параметров конструкции машин и систем управления поворотом, внешней среды и ограниченности психофизиологических свойств водителя [7]. Процесс регулирования траектории быстродвижущейся машины сопровождается дивергенцией параметров. При высоких скоростях интенсивность потока информации об изменении параметров движения и внешней среды достигает предела психофизиологических возможностей водителя, что не позволяет ему адекватно реагировать на эту информацию и вынуждает ограничивать скорость движения. Возможность реализации потенциальных скоростных качеств базируется на анализе динамики управляемого движения и дифференцированного сокращения отдельных ограничений при автоматизации управления движением.

#### 3.1. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин

Выполненными исследованиями [3] установлено, что при переходных процессах регулирование направления движения (поворота) быстроходных гусеничных машин составляет более 60 % времени. В настоящем учебном пособии исследуется зависимость интегрального критерия от удельной мощности машины с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом при движении на деформируемых и малодеформируемых грунтах. Эта зависимость установлена экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин.

Результаты исследования приведены на рис. 3.1. График 1 характеризует зависимость средней скорости движения гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота (МП) при движении по деформируемому грунту. Из графика следует, что при увеличении удельной мощности с 13,6 до 19,0 кВт/т средняя скорость прохождения тестовой «змейки» возрастает с 35 до 46 км/ч (на 30 %). В этих же условиях для гусеничных машин с непрерывными свойствами гидрообъемного механизма поворота (ГОМП, график 3) повышение удельной мощности от 14,8 до 22,7 кВт/т (в 1,53 раза) средняя скорость прохождения змейки возрастает на 40 % (с 35 до 48 км/ч).

Следует отметить, что при удельной мощности до 20 кВт/т в характерных условиях (деформируемый грунт) средняя скорость движения машины с МП с дискретными свойствами не ниже, чем у машин с непрерывными свойствами (с ГОМП) - графики 1, 3. Это связано с тем, что часть мощности двигателя тратится на привод гидрообъемной передачи ( $f_{гоп}$ ) механизма поворота.

Эти результаты получены при движении на деформируемых грунтах. При движении на малодеформируемых грунтах с ограниченными сцепными свойствами и интенсивным изменением направления движения скоростные качества гусеничной машины с МП с дискретными свойствами весьма ограничены и не превышают 35...38 км/ч из-за невозможности плавного регулирования кривизны, углового ускорения (график 2), компенсации отклонения траектории. Анализ спектральной плотности случайного процесса отклонения угловой скорости от заданной показывает, что с ростом скорости движения частота процессов превышает предельные возможности водителя [ $f_e$ ] < 0.8..1.0 Гц [1]. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» составляет  $n_\alpha = 96$  на километр пути. В связи с этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения  $V < 36$  км/ч. В таких условиях движения преимущества гидрообъемных механизмов (с непрерывными свойствами) существенны (график 4 на рис. 3.1).

Приведенные данные подтверждаются практикой модернизации МТ-ЛБ. Сравнительные испытания двух модернизированных машин с увеличенной на 25 % удельной мощностью (до 17,0 кВт/т) показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8...15 % ниже, чем с МП с непрерывными свойствами (ГОМП) при установочной мощности 250 кВт. Однако на дорогах с интенсивным изменением направления движения и ограниченными сцепными свойствами – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах, динамические и скоростные качества гусеничных машин, оснащенных СМП, существенно ниже, чем с ГОМП, увеличивается интенсивность управляющей деятельности водителя, число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.

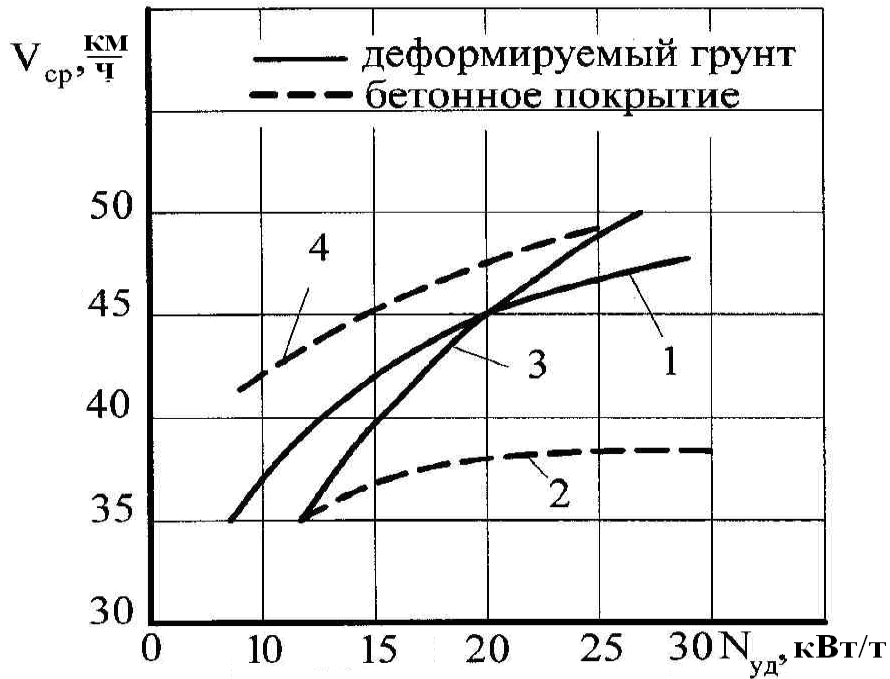


Рис. 3.1. Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины:

- 1, 2 – механизм поворота с дискретными свойствами;  
 3, 4 – механизм поворота с непрерывными свойствами

Приведенные результаты вполне обоснованы и следуют из дифференциальных уравнений движения машины, полученных из уравнения Лагранжа с учетом взаимосвязи кинетической энергии поступательного и вращательного движения [3]:

$$\begin{aligned} \dot{v}\delta_v/g &= f_o(v, \alpha_{nm}) - f_{ГОП}(\alpha_{um}) - (f_c + f_n + f_{uv} + f_{u\omega} + f_{ГД}); \\ \dot{\omega} &= (M_{\Pi} - M_C) / \delta_{\omega} J_z. \end{aligned} \quad (3.1)$$

где  $f_o(v, \alpha_{nm})$  – удельная сила тяги (определяется по тяговой характеристике машины);  $f_c$  – коэффициент суммарного сопротивления прямолинейному движению;  $f_{ГОП}$  – удельное сопротивление ГОМП;  $f_n$  – удельная сила сопротивления, формируемая сопротивлением повороту;  $f_{uv}$  – инерционная составляющая сопротивления при поступательном движении;  $f_{u\omega}$  – инерционная составляющая сопротивления при вращательном движении;  $f_{ГД}$  – удельная сила потерь в гусеничном движителе;  $M_{\Pi}$  – поворачивающий момент;  $M_C$  – момент сопротивления;  $J_z$  – момент инерции машины вокруг вертикальной оси  $z$ ;  $\delta_v$  – коэффициент приращения масс при поступательном движении;  $\delta_{\omega}$  – коэффициент приращения масс при вращательном движении.

С повышением удельной силы тяги  $f_o(v)$ , определяемой удельной мощностью при определенной скорости, возрастает возможность преодоления сил сопротивления движению машины.

Поворачивающий момент создается в зависимости от типа механизма поворота. Для машин со ступенчатым механизмом поворота поворачивающий момент может создаваться силами тяги на отстающей  $f_{1T}$  и забегающей  $f_2$  гусеницах  $M_n = 0,5 \cdot mg \cdot (f_2 - f_{1T}) \cdot B$ . Сила тяги на отстающей гусенице  $f_{1T}$  создается тормозом поворота. Удельная сила тяги на забегающей гусенице создается двигателем  $f_{o2}$  и инерционной составляющей  $f_2 = f_{o2} + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j$ , (поворот происходит с замедлением поступательной скорости в силу свойств механизма поворота второго типа и возрастания сопротивления движению). Особенно существенно замедление для машин, оснащенных гидромеханическими трансмиссиями.

Для гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота, обеспечивающими дискретное регулирование направления движения, угловая скорость  $\omega$  претерпевает разрыв второго рода [16], а её производная является дельта-функцией  $\delta(t)$ , т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе «двигатель-трансмиссия», включающей сдвигающиеся фрикционные элементы (ФЭ) и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значение производной  $\dot{\omega}$  изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 5 град/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 32 град/с<sup>2</sup> (рис. 3.2), а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах – до 74 град/с<sup>2</sup>. Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводит к высокой цикличности включения механизма поворота из-за несовпадения траекторной кривизны с дорожной, ограничения скорости по условиям вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны. Поворот с переменной кривизной при буксующих ФЭ механизма поворота, ввиду неустойчивости процесса трения, применяется главным образом для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью по малодеформируемому грунту на горизонтальных участках, когда актуально исследование управляемости и устойчивости, эффективность таких управляющих воздействий незначительна. Движение на подъемах, спусках, на тормозной характеристике и при буксировке однотипных изделий, выключение блокировочных ФЭ недопустимо из-за полной неуправляемости.

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах скоростные качества машин с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем с ГОМП. При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до 10...11 м/с<sup>2</sup>) не сопровождается заносом,

т.к. после нескольких заездов образуется колея глубиной до 60...80 мм. Однако при движении на малодеформируемых грунтах эти возможности не удается реализовать из-за ограничения сцепных свойств.

Динамические качества машины с МП с дискретными свойствами могут быть повышены при соответствующем управлении поступательной скоростью. При снижении скорости поступательного движения в процессе поворота кинетическая энергия вращательного движения возрастает за счет снижения энергии поступательного движения.

Возникающая при этом продольная сила инерции  $\delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$  создает дополнительный поворачивающий момент  $0,5B \cdot \delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$ . Угловое ускорение от этого момента составляет эту же величину, уменьшенную в  $\delta_\omega J_z$  раз. При замедлении поступательного движения до  $3 \text{ м/с}^2$  угловое ускорение гусеничной машины массой 16 т превышает  $0,5 \text{ рад/с}^2$ .

Следует отметить, что возможности создания дополнительного поворачивающего момента и повышения скоростных свойств инерционной силой при замедлении машины ограничиваются быстродействием системы управления переключением передач. Так, в конструкции гусеничной машины ТМ-130 со ступенчатыми механизмами поворота и гидромеханической трансмиссией длительность переключения не превышает  $0,8...1,2 \text{ с}$ , что позволяет двигаться в начале выполнения маневра «змейка» на 5-й передаче, а с ростом сопротивления – переключаться до 3-й передачи. Средняя скорость  $V_{cp}$  и замедление  $\dot{V}_{cp}$  определяются выражениями  $V_{cp} = 0,5(q_m^2 + 1)V_3$  и  $\dot{V}_{cp} = V_3^2 (q_m^2 - 1)/(q_m^2 + 1)\Delta S$  соответственно (здесь  $q_m$  – отношение передаточных чисел на смежных передачах, а  $\Delta S$  – длина полуволны «змейки»).

Длительность переключения передач в механической трансмиссии этой же машины (ТМ-120У) гораздо выше и составляет  $2,5...3,7 \text{ с}$ . Из-за ограниченного быстродействия системы в трудных условиях движения переключение на ходу с высших на низшие передачи не представляется возможным. В связи с этим движение по тестовой «змейке» происходит на заранее выбранной третьей передаче. Ограниченность быстродействия системы переключения передач снижает не только разгонные качества машины, но и среднюю скорость прохождения «змейки» в  $0,5(q_m^2 + 1) \approx 1,6$  раз.

Таким образом, скоростные качества гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом ограничиваются удельной мощностью машины, динамическими явлениями при циклическом включении механизма поворота, отклонением (дивергенцией) параметров траектории движения от заданной вследствие несовпадения траекторной кривизны с дорожной, психофизиологическими возможностями выполнения водителем функции обратной связи, а также быстродействием системы управления переключением передач.

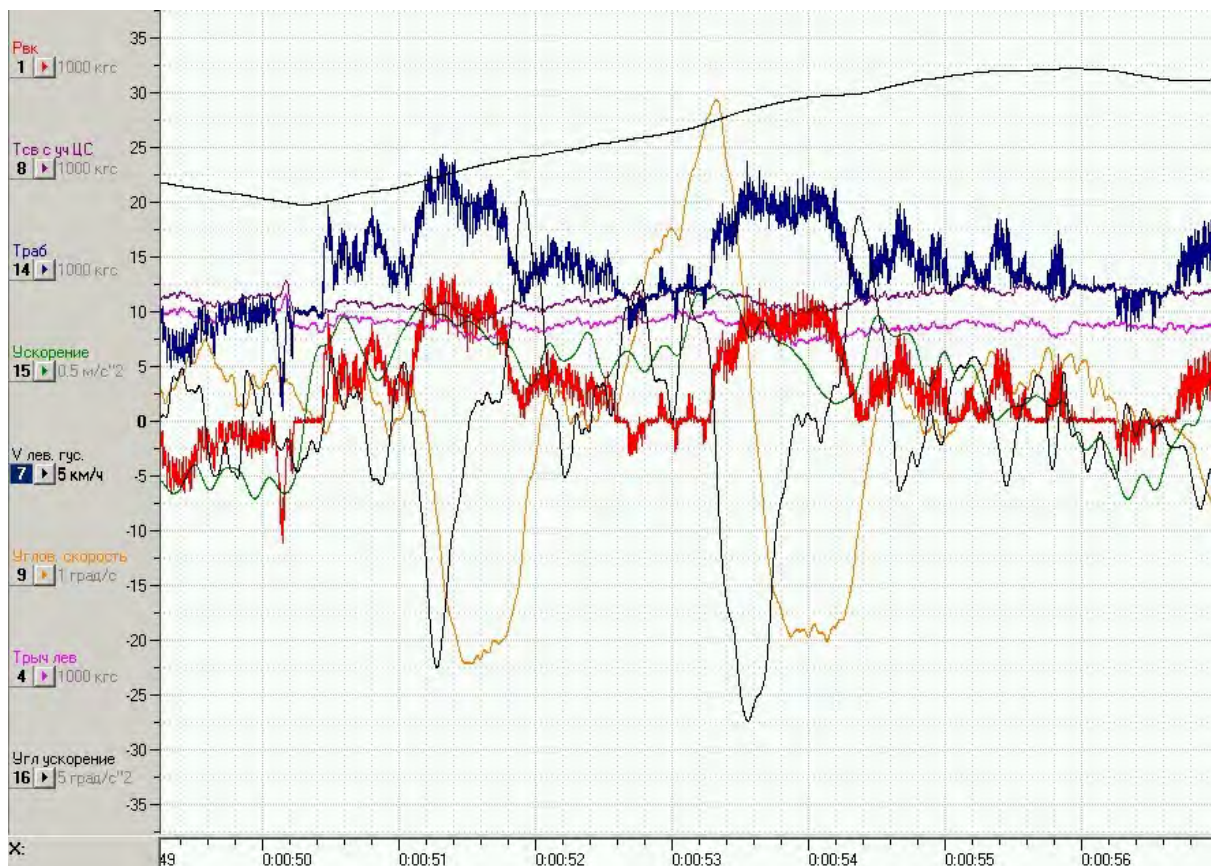


Рис. 3.2. Изменение параметров при движении гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота

Подвижность, соответственно и управляемость гусеничных машин с непрерывными свойствами системы управления во многом определяется динамическими и кинематическими свойствами. Динамические свойства определяют качество переходных процессов, при которых угловое ускорение  $\dot{\omega}$  определяется отношением разности моментов поворачивающего  $M_p$  и сопротивления  $M_c$  к моменту инерции  $\delta_{\omega} I_z$  машины (второе уравнение системы (3.1)). Для машин с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота поворачивающий момент создается гидромотором  $M_n = M_{GM} \cdot B(1+k)U_{op}U_{mc} / 2r_{Bk}$  автоматически в силу свойств гидротрансмиссии. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений (3.2), приведенной в работе [5]:

$$\begin{aligned}
 M_{GM} &= \Delta P \cdot q_{zon}; \\
 \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{GH} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\
 Q_{GH} &= q_n(\alpha_{um}) \cdot \omega_o(\alpha_{nm}) \cdot U_{он},
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

где  $\Delta P$  – избыточное давление в силовых магистралях;  $q_{zon}$  – объемная постоянная;  $Q$  – расход жидкости;  $\Delta Q$  – утечки жидкости, включая через



предохранительный клапан;  $E(\Delta P, b, n)$  – модуль упругости рабочей жидкости, зависящий от избыточного давления  $\Delta P$ ; газосодержания  $b$  и показателя политропы  $n$ .

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничивается вследствие срабатывания предохранительного клапана. При этом возрастает температура рабочей жидкости в силовых магистралях ГОП, что переводит ее в двухфазное состояние. При этом повышается коэффициент газосодержания, снижается модуль упругости жидкости, и, соответственно, механическая жесткость ГОП, увеличивается фазовое отставание реакции на управляющее воздействие и ограничивается работоспособность передачи.

Скоростные качества определяются кинематическими и силовыми условиями, создаваемыми системой управления поворотом. Кинематические условия регулирования направления движения машины, в том числе на затяжных поворотах ограниченной кривизны, во многом определяются зависимостью (характеристикой)  $\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm})$  и чувствительности

$\sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i}$  к управлению  $\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm}) + \sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \Delta \alpha_i$ , а также максимальным

значением угловой скорости поворота  $\omega_{nmax}$ . По этому параметру дифференциальные гидрообъемные механизмы поворота превосходят другие. При отсутствии динамических ограничений положительность производных  $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{um}} > 0$ ,  $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{nm}} \text{sign} \dot{\alpha}_{nm} > 0$  соответствует управляемости. При росте  $\omega_n$  (последнее условие) увеличение подачи топлива выполняет роль форсирующей функции.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений  $\alpha_{um}$  и  $\alpha_{nm}$ :

$$\omega_3 = 2r_{вк} U_{ГОП}(\alpha_{um}) \cdot \omega_0(\alpha_{nm}) / (1+k) B \cdot U_{бр} U_{дн} U_{МС} K_R$$

и не зависит от номера включенной передачи.

Передаточные числа  $U_{дн}$ ,  $U_{МС}$  определяются из условия движения без бокового заноса на грунтах с высокими сцепными свойствами на максимальном скоростном режиме ( $\omega_0 = \omega_N$ ). При этом расчетная угловая скорость поворота принимается равной 1 рад/с. Это обеспечивает высокие скоростные качества машины на дорогах с интенсивным изменением кривизны. Однако при движении машины со скоростью ниже максимальной  $V < V_{jmax}$  на режиме вращения вала  $\omega_0 = \omega_M$  угловая скорость поворота снижается в  $\frac{\omega_N}{\omega_M}$  раз и может быть недостаточной. Например, при движении по окружности с радиусом 20 м ( $k = 0,05 \text{ м}^{-1}$ ) по сухой бетонной дороге ( $\mu = 0,8$ ) с предельной скоростью  $V \leq \sqrt{\frac{\mu \cdot g}{k}}$ , равной 12,6 м/с, угловая

скорость должна составлять  $\omega = V \cdot k = 0,63$  рад/с. Если двигатель работает на режиме максимального момента, то расчетная угловая скорость составляет  $\omega_p = \omega_{\max} \cdot \frac{\omega_N}{\omega_N} \approx 0,5$  рад/с. При юзе и буксовании гусениц фактическая угловая скорость поворота еще меньше и не превышает  $0,33 \dots 0,38$  рад/с (принято, что на установившемся режиме коэффициент буксования определяется отношением длины опорной поверхности к ширине колеи  $K_R = L/B = 1,3 \dots 1,5$ ). Следовательно, передаточное число привода ГОП  $U_{\text{дн}}$  должно быть регулируемым для обеспечения необходимой угловой скорости поворота машины при работе двигателя не на максимальной угловой скорости  $\omega_d \ll \omega_N$ . В противном случае следует уменьшить номер включенной передачи.

На рис. 3.3 приведены экспериментальные зависимости изменения кинематических и силовых параметров при переходных процессах управления поворотом гусеничной машины с ГОМП (без учета высокочастотных составляющих, обусловленных динамикой гусеничного движителя и упругостью элементов силового блока). При входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей  $I_z \dot{\omega}$  (заштрихованная область на рис. 3.3).

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил. Численная оценка показывает, что для машин массой 20 т необходима установочная мощность ГОП не менее 240 кВт – 50...60 % мощности двигателя.

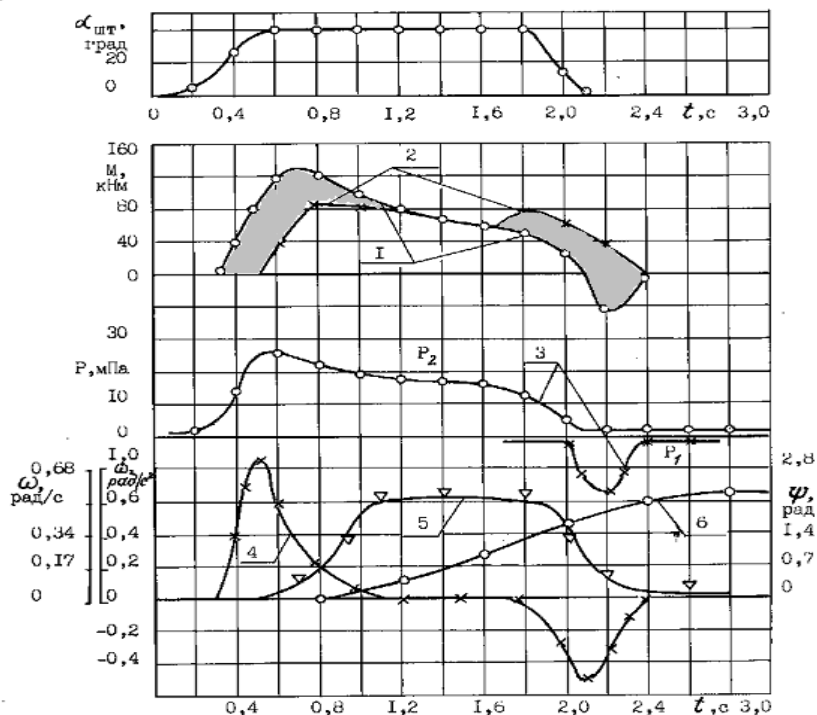


Рис. 3.3. Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

Применение гидрообъемных передач такой мощности при достигнутом значении рабочего давления 45 МПа ограничивается условиями компоновки и габаритно-массовыми параметрами.

Запаздывание реакции гусеничной машины на управляющее воздействие приводит к необходимости создания соответствующего упреждения управления. При появлении на трассе полигона внезапных «закрытых» поворотов управление не является упреждающим. В этом случае резкий поворот штурвала не приводит к соответствующему повороту гусеничной машины, движение является неуправляемым, машина проезжает поворот на 5...10 м. Движение в таких случаях приводит к съезду с дороги и к другим нежелательным последствиям. Особенно ярко это проявляется при движении на высшей передаче с неполной подачей топлива, так как при этом проявляется нелинейность гидрообъемной передачи, связанная с ограничением расхода рабочей жидкости при недостаточной частоте вращения вала гидронасоса. Снижение скорости движения путем торможения перед поворотом приводит к дополнительному снижению частоты вращения вала гидронасоса и его производительности. Экспериментально установлено, что при вероятности появления «закрытых» поворотов управляемость может быть повышена при быстром переключении передачи на номер ниже и при увеличении частоты вращения вала двигателя близко к максимальной (конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса ГОП.

Для исследования устойчивости замкнутой системы движение машины описывается в векторно-матричной форме [1]:

$$\dot{x} = Ax + By \text{ – уравнение динамики управляемого объекта,}$$

$\dot{y} = F(\sigma), \sigma = C^T - ry \text{ – уравнения нелинейного исполнительного устройства (привода) и обратной связи.}$

Здесь  $y, \sigma$  – скалярные координаты,  $r$  – коэффициент обратной связи,  $C^T$  – транспонированная матрица-столбец  $(C_1, C_2, \dots, C_n)$ , то есть матрица-строка, в соответствии с которой  $C^T = C_1X_1 + C_2X_2 + C_3X_3 + \dots + C_nX_n$ .

Нелинейная функция  $F(\sigma)$  может иметь произвольную форму, удовлетворяющую условиям  $F(0) = 0, F(\sigma) > 0$  при  $\sigma \neq 0$ .

Для невырожденной матрицы системы  $\det \begin{vmatrix} A & B \\ C^T & -r \end{vmatrix} \neq 0$ , то есть  $r + C^T A^{-1} B \neq 0$ , может быть составлена функция Ляпунова. На основе исследования знакопостоянства функции Ляпунова и ее производной по критерию Сильвестра установлено, что условие асимптотической устойчивости выполняется при определенных значениях коэффициента связи  $r$ :

$$\begin{vmatrix} G & \bullet & -\left(RB - \frac{1}{2}C\right) \\ \bullet & \bullet & \bullet \\ -\left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T & \bullet & r \end{vmatrix} > 0 \text{ или} \quad (3.3)$$

$$r > \left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T G^{-1} \left(BR + \frac{1}{2}C\right)$$

где  $R$  – некоторая положительно определенная матрица, квадратичная форма  $n$  координат,  $Z = \dot{X}$ ;  $G$  – симметричная матрица  $G = -(A^T R + RA)$ .

В условия устойчивости не входят параметры нелинейной функции обратной связи. Однако коэффициент обратной связи  $r$  и функция  $F(\sigma)$  определяются характеристикой гидрообъемной передачи. В связи с этим, при появлении существенной нелинейности, связанной с ограничением давления или расхода рабочей жидкости, условия вышеприведенного неравенства (3) и  $F(\sigma) > 0$  нарушаются. Следовательно, движение замкнутой нелинейной динамической системы не только не устойчиво, но и не управляемо.

Для обеспечения устойчивости движения замкнутой системы с обратной связью и высоких динамических качеств при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, ее объемно-габаритных и компоновочных размеров, в конструкциях трансмиссий используются двухпоточные управляемые приводы (табл. 3.1). Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Например, конструкция системы управления останочными тормозами гусеничной машины на низших передачах позволяет увеличить поворачивающий момент за счет отдельного торможения гусеницы отстающего борта (строка 2 табл. 3.1). Однако при торможении одной из гусениц при отдельном управлении тормозами, а также при заклинивании одной из гусениц в процессе аварийного сброса гидромотор переходит в режим гидронасоса. Такой режим работы сопровождается раскруткой вала гидронасоса с угловой скоростью, в несколько раз превышающей номинальную. Предохранительные клапаны силовых магистралей выполнены таким образом, что выдерживают давление в этом режиме выше, чем при номинальном. Поэтому происходит перегрузка ГОП и разрушение ее деталей. В связи с этим в автоматизированную систему управления движением необходимо ввести устройство, предохраняющее ГОП от перегрузок.

Для машин с дифференциальным ГОМП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя), как показано выше, недопустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества.

Таблица 3.1

Характеристика конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной мощности гидрообъемной передачи

Трансмиссия	Устройство, включаемое в дополнительный поток	Основные ограничения
1	2	3
Marder, HSWL-194	Разгрузочные гидромуфты с регулируемым наполнением	Недостаточное быстродействие, особенно при опорожнении, большая длительность переходных процессов, особенно при выходе из поворота, приводящая к режиму эволюционного движения
Гусеничная машина массой 19т	Раздельное управление торможением гусеницы отстающего борта на низших передачах	Необходимость управления тормозным моментом с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\Phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$
Гусеничная машина средней категории по массе	Подключение механической ветви через управляемый фрикцион, двойной дифференциал	Необходимость управления моментом фрикциона с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\Phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$
Перспективная машина, Breadyly	Две бортовые гидрообъемные передачи	Синхронность функционирования, Сложная программа управления

Торможение в процессе поворота не допустимо, так как затрудняется возможность криволинейного движения. Некоторый эффект может быть достигнут при упреждающем переключении передач в ГМТ на номер ниже и соответствующим увеличением подачи топлива. Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью ГОП путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворота и управление им должны быть с регулируемым в зависимости от скорости кинематическим параметром  $q$ , определяющим расстояние от центра масс до точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения. Это может быть реализовано при двух бортовых гидрообъемных передачах (последнее решение в табл. 3.1). Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управления показали, что параметры,

характеризующие качество переходных процессов, несколько выше, чем с обычной системой управления, что обеспечивает более высокие скоростные и динамические качества. Такое решение позволяет не только снизить нагруженность гидрообъемной передачи, но и при одновременном управлении расширить кинематический диапазон трансмиссии, осуществлять синхронизацию включаемых элементов в процессе переключения передач. В такой схеме управления возникает проблема асинхронности работы гидрообъемных передач из-за нелинейности характеристик, разности моментов на ведущих колесах, необходимости стабилизации прямолинейного движения, а также сложности программы управления, так как при такой системе управления угловая скорость поворота является неоднозначной функцией трех управляющих воздействий:  $\alpha_{шт}$ ,  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ .

Схема такого механизма сложнее дифференциального из-за необходимости установки двух гидромашин. Усложняется также система и программа управления поворотом.

#### Выводы:

1. Реализация скоростных качеств быстроходных гусеничных машин на дорогах с деформируемым основанием с интенсивно изменяющимся направлением движения, в том числе по тестовой «змейке», существенно зависит от удельной мощности. При значениях этого параметра ниже 20 кВт/т скоростные качества машин, оснащенных системой управления поворотом с дискретными свойствами, не ниже, чем с непрерывными, но это достигается более высокой интенсивностью управляющей деятельностью водителя – число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.
2. При движении по малодеформируемому грунту подвижность машин с дискретными свойствами системы управления поворотом весьма ограничена и не превышает 35...38 км/ч – в 1,3 раза ниже по сравнению с непрерывными свойствами МП. Основными ограничениями скорости движения гусеничной машины с такой системой управления поворотом являются условия вписываемости в заданный коридор. Эти условия определяются качеством переходных процессов, коэффициентом фазовой напряженности, быстродействием системы переключения передач, высоким значением «быстрых» боковых ускорений ( $10...11 \text{ м/с}^2$ ), превышающих сцепные свойства грунта и не компенсируемых водителем из-за ограничений его психофизиологических возможностей как звена обратной связи.
3. Динамические явления – дивергенция параметров траектории, ограничивающие управляемость, могут быть частично компенсированы соответствующими приемами вождения, а при синтезе программ автоматического управления уменьшается их влияние.
4. Эффективным путем повышения управляемости и подвижности машин на дорогах с интенсивным изменением направления движения при ограничениях мощности системы управления поворотом, наряду с совершенствованием известных решений, является синтез систем с

регулируемым кинематическим параметром, позволяющих повысить качество переходных процессов поворота за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины.

### 3.2. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении

При разработке и модернизации конструкции транспортных машин одной из важных задач является прогнозирование их быстроходности, оцениваемой средней скоростью движения. Без учета ограничений, связанных с решением тактико-технических задач, т.е. при движении в транспортном режиме по характерным дорогам используются методы прогнозирования, основанные на изучении установившихся процессов и средняя скорость определяется как случайная величина на основе функции распределения скорости по пути [4]

$$F_S(V) = \prod_{i=1}^3 F_{Si}(V),$$

где  $F_{Si}(V)$  – функция распределения скорости движения с учетом ограничений по тяговым качествам ( $i=1$ ), по предотвращению заноса на криволинейных участках ( $i=2$ ), по параметрам плавности хода на неровных участках дороги ( $i=3$ ).

Расчет скорости движения производится на основе тягово-скоростной характеристики машины, скоростной характеристики системы поддрессорования и функций распределения коэффициентов сопротивления движению  $F_S(f)$ , повороту  $F_S(\mu)$ , кривизны  $F_S(k)$  и микропрофиля  $F_S(h,a)$ , или интенсивности микропрофиля  $F_S(J_n)$ .

При движении по ровным дорогам скорость ограничивается тягово-динамическими качествами машины и условиями движения в повороте – условиями бокового заноса  $V \leq \sqrt{\mu \cdot g / k}$ . Для характерных дорог функции распределения кривизны  $k$  и коэффициента сопротивления повороту  $F_S(\mu)$  известны.

Эти методы разработаны и дают достаточно точные результаты для сравнительно тихоходных машин и при движении по местности на деформируемых грунтах. Для скоростных машин подвижность во многом ограничивается управляемостью. Это свойство характеризует все аспекты динамики системы «Человек – машина – внешняя среда» и оценивается динамическими, кинематическими и силовыми характеристиками. Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот и выхода из него, т.е. по реакции машины как управляемого объекта.

В работах В.И. Красенькова показано, что управляемость быстроходных машин адекватно можно оценить по фазово-частотным характеристикам. Им определены соответствующие зависимости для линейных систем, а аргументом принята частота процесса, определяемая

параметрами кривизны тестовой «змейки» без учета выполнения водителем функции обратной связи. При движении по трассе со случайным изменением направления движения частоту процесса можно определить по цикличности включения механизма поворота. На основе исследования движения машины как непрерывного марковского процесса В.А. Савочкин определил цикличность как число положительных выбросов кривизны нулевого уровня. Для повышения точности метода необходимо дополнительно учесть результаты исследования динамики управляемого движения, выполнение водителем функции звена обратной связи по компенсации отклонений.

Интенсификация рабочих процессов при росте скоростных качеств, применение принципиально новых конструктивных решений, получение дополнительных экспериментальных данных позволяют углубить понимание физических процессов, уточнить принимаемые ранее ограничения и допущения, дополнить математические модели движения с учетом реальных динамических свойств, интенсивности изменения и особенности формирования параметров управления, динамику системы управления движением, водителя как звена обратной связи системы и др. Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств, совершенствование методов прогнозирования подвижности представляется актуальной задачей.

Переходные процессы при управлении поворотом машины, управляемость принято определять на тестовых испытаниях, таких как вход в поворот, «переставка» и движение по синусоидальной траектории – «змейке».

Динамические свойства гусеничной машины наиболее полно проявляются при движении по тестовой «змейке». На рис. 3.4 приведен фрагмент осциллограмм, характеризующих изменение кинематических параметров угловой скорости  $\omega$  и курсового угла  $\varphi$ .

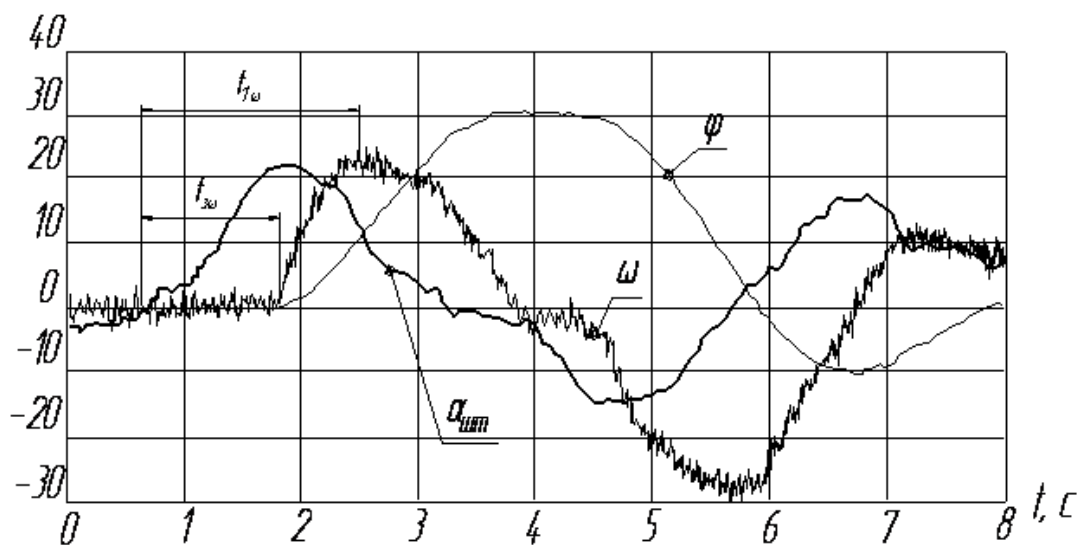


Рис. 3.4 Фрагмент осциллограммы с записью изменения кинематических параметров при движении по змейке (грунт, длина полуволны  $\Delta S = 30$  м,

IV передача,  $\alpha$  - угол поворота штурвала;  $\omega$  - угловая скорость;  $\varphi$  - курсовой угол)



Эти данные иллюстрирует существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие  $\alpha_{шт}$  по угловой скорости  $\omega$  и курсовому углу  $\varphi$ . Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот, выхода из него и оцениваются следующими параметрами:

- время запаздывания реакции по угловой скорости  $t_{3\omega}$  и по курсовому углу  $t_{3\varphi}$ , как длительность времени от начала перемещения штурвала до начала изменения угловой скорости  $\omega$  и курсового угла  $\varphi$ , соответственно;
- быстродействие системы  $t_{1\omega}$ , определяется по длительности от начала перемещения штурвала до момента, когда угловая скорость достигнет установившегося значения.

Обычно при оценке напряженности управляющей деятельности водителя в качестве основного показателя рассматривается время упреждения, при котором обеспечивается точность траектории движения. Применительно к рассматриваемому процессу, время, соответствующее требуемому опережению задающего воздействия по отношению к изменению курсового угла, с увеличением скорости уменьшается. Это подтверждается исследованием механики управляемого движения гусеничной машины.

Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис. 3.5 в виде зависимости длительности  $t_{3\omega}, t_{1\omega}$  от скорости движения. Как следует из рисунка, с увеличением скорости движения время запаздывания остается неизменным, а быстродействие системы управления поворотом снижается.

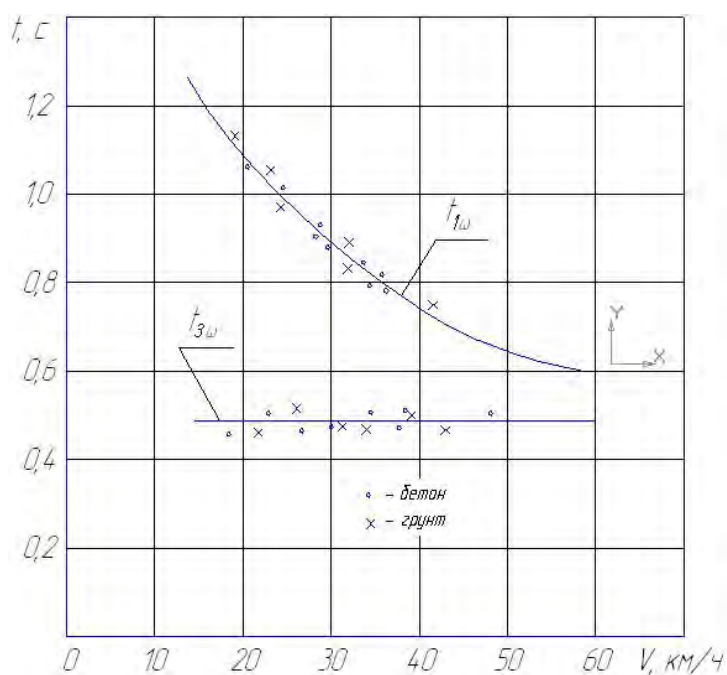


Рис. 3.5. Зависимость длительности процессов от скорости движения

Если быстроедействие рассматривать как показатель сложности регулирования направления движения, то следовало бы признать, что управлять движением машины по заданной «змейке» с неизменной длиной волны тем проще, чем выше скорость. Такое заключение противоречит опыту, так как с ростом скорости уменьшается время прохождения машиной одного цикла.

Исследования показывают, что человек как звено замкнутого контура управления может сравнительно легко изменить значение динамического коэффициента усиления в соответствии со сложившейся ситуацией, но ему трудно компенсировать отставание выходного сигнала по фазе  $\psi_\phi$ . В приводе управления поворотом машины нет форсирующих звеньев, которые могли бы способствовать изменению курсового угла (направления движения) с требуемым опережением; эта функция возлагается на водителя. Поэтому, чем больше фазовый сдвиг, тем жестче требования, предъявляемые динамической системой «машина – внешняя среда» к водителю и исполнительным механизмам системы управления поворотом. При больших значениях фазового отставания водитель вообще не сможет вписаться в заданную кривую пути. В связи с этим, критерием сложности управления принимается коэффициент фазовой напряженности регулирования направлением движения  $k_\phi(V) = \psi_\phi / \pi$ .

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны  $\Delta S$  приведена на рис. 3.6 а. Предельная скорость движения соответствует значению  $k_\phi=0,75$ , при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны  $\Delta S$  тестовой «змейки» (график 1, рис. 3.6 б). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней скорости движения от  $\Delta S$  по бетону (график 2) и по грунту (график 3). Из сравнения данных следует, что ограничение подвижности машины достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

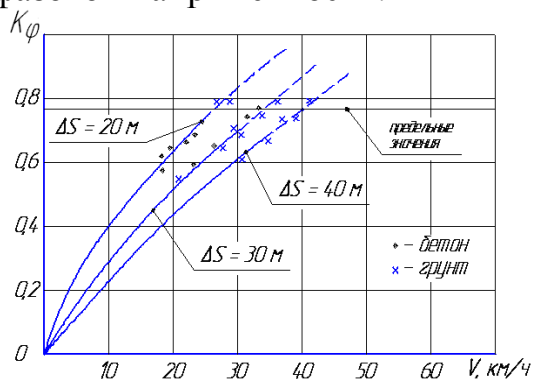


Рис. 3.6 а. Зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения

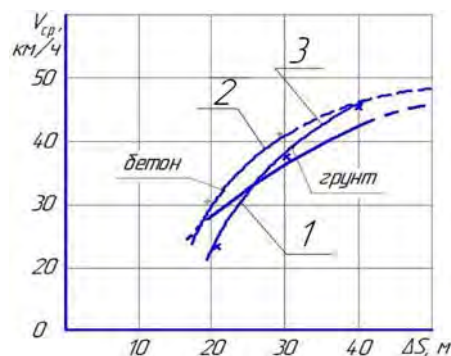


Рис. 3.6 б. Зависимость скорости движения от длины волны тестовой змейки

Некоторое превышение ограничений можно объяснить обучаемостью водителя по созданию упреждающего управления при движении по тестовой трассе. При движении по дорогам со случайным изменением направления движения совпадение графиков 1 и 2, 3 может быть более близким.

Для прогнозирования подвижности в качестве аргумента целесообразно принять частоту процесса  $\omega$ . При движении по тестовой змейке  $\omega = \pi V / \Delta S$ . Если рассматривать дорожную кривизну как случайную функцию, то предельную скорость движения также можно определить по коэффициенту фазовой напряженности. Частотная характеристика траектории определяется функцией частной производной курсового угла

$\partial\varphi$  по пути  $\partial s$  ( $k = \partial\varphi / \partial s$ ). В статистической динамике транспортных машин показано, что курсовой угол  $\varphi$ , его производная  $\partial\varphi / \partial s$ , следовательно, и кривизна, являются стационарными случайными функциями, обладающими свойствами эргодичности. Если управляющее воздействие водителя соответствует производной курсового угла направления траектории движения  $\alpha_{um} \approx d\varphi(s)$ , то оно является стохастической функцией. В силу стационарности случайной функции  $k(s)$  ее центрируют относительно математического ожидания  $m_k = 0$ . Реакцией гусеничной машины как линеаризованной системы является случайная функция, спектральная плотность которой  $S(\omega) = |W(\omega)|^2 \Phi(\omega)$ . Фазово-частотная характеристика и в этом случае является детерминированной функцией. Предельную скорость движения также можно определить по зависимости коэффициента фазовой напряженности от частоты. Частота процесса определяется функцией числа включений механизма поворота, как число положительных выбросов случайной стационарной функции кривизны траектории «нулевого уровня»

$$\omega = 2\pi \cdot N^* \cdot V,$$

где  $N^*$  - среднее число включений механизма поворота на единицу пути. Как следует из экспериментальных данных, предельная частота включений механизма поворота даже высококвалифицированным водителем не превышает  $[f] \leq 0.8 \dots 1.0 \text{ Гц}$ , т.е.  $[\omega] < 5 \dots 6 \text{ рад/с}$ .

Корреляционная функция кривизны траектории  $k$  аппроксимируется экспоненциально-косинусоидальной зависимостью  $R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha \cdot |\tau|) \cos \beta\tau$

или дважды дифференцируемой функцией

$$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) \left( \cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau| \right).$$

Последнее позволяет привлечь аппарат марковских процессов для исследования динамики системы. В соответствии с прямым преобразованием Фурье можно определить спектральную плотность  $\Phi(\omega)$ , имеющую вид дробной рациональной функции частоты. Для машин с гидрообъемными механизмами поворота среднее число включений составляет [4]:

$$N^* = (2\alpha_k^2 + \beta_k^2)^{0.5} / 4\pi\Phi_0(k_\phi / \sigma_k).$$

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной  $k_\phi$  число поворотов машины и кривизна траектории существенно отличаются от дорожных. Если кривизна дороги  $k_\delta(s)$  представляет собой стационарную случайную функцию пути  $s$ , то удельное число включений механизма поворота будет также представлять собой стационарную случайную функцию. Поэтому среднее число поворотов гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота, имеющим одну фиксированную кривизну поворота  $k = k_\phi$ , можно определить как математическое ожидание случайной функции удельного числа поворотов  $N_{y\delta}(k_\delta)$ :

$$N_{y\delta}(k_\phi) = m_s[N_{y\delta}(k_\delta)] = \int_0^{k_\phi} \frac{k_\delta}{\beta(k_\delta)} \varphi_s(k_\delta) dk_\delta,$$

где  $\varphi_s(k_\delta)$  – плотность вероятностей модуля дорожной кривизны  $k_\delta = |k_\delta|$  ( $0 \leq k_\delta \leq k_\phi$ ), определяемая по спектральной плотности или корреляционной функции дорожной кривизны  $k_\delta = |k_\delta|$ ;  $\beta(k_\delta)$  – угол поворота машины, его определение приводится ниже.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 17,0 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ( $k_\phi = 0,10 м^{-1}$ ) по обледенелой грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют ( $\alpha_k = 0,05 м^{-1}$ ,  $\beta_k = 0,07 м^{-1}$ ,  $\sigma_k = 0,04 м^{-1}$ ) расчетные значения  $N^*$  с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12,0 м/с увеличивается от 0,56 до 4,10 включений на километр (график 1, рис. 3.7), а суммарное число включений составляет 14,1 на км. Действительное число включений механизма поворота (график 2) гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с, и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. В этих же условиях движения для этой же машины с непрерывными свойствами системы управления поворотом действительное число включений механизма также превышает расчетное (графики 3-4).

Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

- соответствие кривизны траектории дорожной, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;
- движение является полностью управляемым, т.е. продольная ось машины совпадает с касательной к требуемой траектории;
- водитель задает упреждающее управление, не учитывается выполнение им функций звена обратной связи по компенсации отклонения траектории.

Параметры действительного процесса управления отличается от расчетных. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, поэтому число управляющих воздействий, их частота

существенно отличается от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны  $k_d \ll k_\phi$  кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной, число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги. На рис. 3.8 представлены результаты экспериментального исследования изменения параметров при движении машины с дискретными свойствами механизма поворота с большой скоростью на затяжном повороте (для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной).

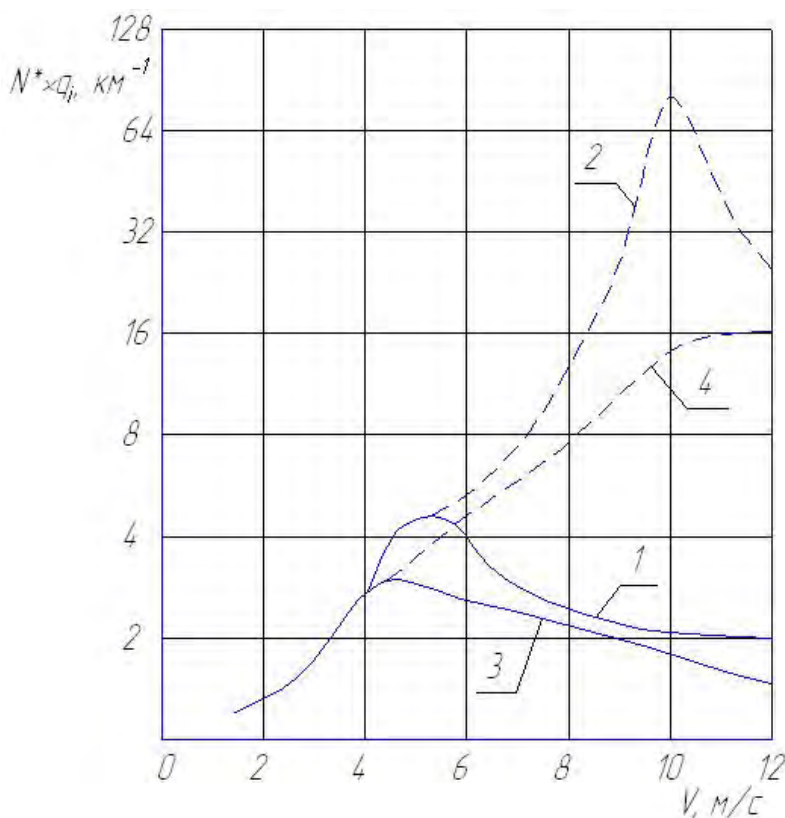


Рис. 3.7. Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения  $q_i$  по передачам):

- 1,2 – система управления поворотом с дискретными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения;
- 3,4 – система управления поворотом с непрерывными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения

Из рисунка видно, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории периодическим, дискретным включением механизма поворота, т.е. один поворот дороги с кривизной  $0,01 \text{ м}^{-1}$  машина проходит за десять включений механизма поворота. При движении по тестовой «змейке» поворот машины также осуществляется за несколько включений механизма поворота.

Кроме того, из-за особенностей механики управляемого движения, отклонение траектории от заданной водитель выполняет не только упреждающее регулирование направлением движения, но и функцию обратной связи по компенсации отклонений, обеспечивая вписываемость в

ограниченный коридор. Возникающие в процессе движения машин отклонения траектории от заданной, вследствие недостаточной управляемости, приводят к необходимости ограничения скорости движения по условиям вписываемости. Частота процесса и предельно допустимая скорость движения определяются на основе исследования динамики системы «гусеничная машина – водитель - внешняя среда» в процессе регулирования направления движения. При анализе регулирования направления движения учитывается, что водитель, основываясь на опыте вождения машины, определенным образом оптимизирует процесс криволинейного движения. Критерием оптимизации является требование поддержания максимально возможной скорости движения при ограничении числа включений механизма поворота.

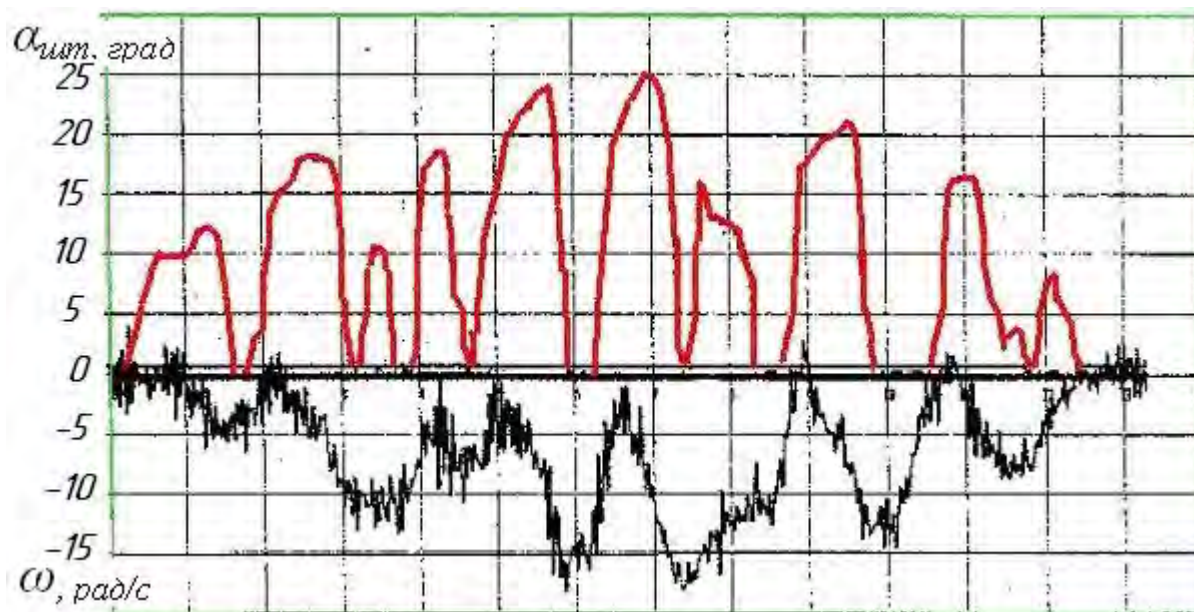


Рис. 3.8 Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

Этим требованиям удовлетворяют следующие условия движения машины: прямолинейное движение в пределах ширины резерва проезжей части дороги на максимально возможном по длине участке и поворот на некоторый угол  $\beta$  с постоянной кривизной  $k_\phi$ . Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что нелинейность характеристик СУ приводит к существенному запаздыванию реакции машины на управляющее воздействие и не позволяет плавно регулировать направление движения. Траекторию движения машины с СУП с дискретными свойствами можно рассматривать как комбинацию хорд, дуг окружности фиксированной кривизны при повороте на некоторый угол  $\beta$  и переходных линий.

Для поворота гусеничной машины в процессе движения по дороге с шириной резерва проезжей части  $b_0 = H - B - b$  водитель задает управляющее воздействие с необходимым упреждением в соответствии с интенсивностью изменения угла между касательной к желаемой траектории и вектором абсолютной скорости, т.е. угловую скорость поворота  $\omega$  и кривизну

траектории  $k_0$ . Через определенное время гусеничная машина должна повернуться на расчетный угол  $\beta(k_0, \alpha_{um})$ , пройдя путь  $S = \int_0^t \dot{V} dt$ , а координаты центра масс в проекциях по осям плоской декартовой системы координат составляют  $x, y, \psi$ .

$$\beta(k_0, \alpha_{um}) = 2 \arccos(k_\phi - a_1 k_0) / (k_\phi + a_2 k_0),$$

$$a_1, a_2 = 0,5 b_0 k_\phi \pm 1, \quad b_0 = H - B - b_z,$$

где  $H$  - ширина дороги,  $B, b_z$  - ширина колеи и гусеницы,  $b_0$  - резерв ширины дороги.

Для обеспечения вписываемости цикличность с сокращением  $b_0$  должна возрастать. При отсутствии резерва криволинейное движение машин со ступенчатыми механизмами в принципе невозможно. При испытаниях на «змейке»  $b_0$  принимается равным 1,5 м, это значение и принято при численном моделировании.

Действительное положение центра масс отличается в силу дивергенции компонентов вектора траектории движения:

$$\Delta x = \int_0^t V \cos \Delta \psi dt + \int_0^t \dot{V}_x dt;$$

$$\Delta y = \int_0^t V \sin \Delta \psi dt + \int_0^t \dot{V}_y dt;$$

$$\Delta \psi = \int_0^t \Delta \dot{\psi} dt.$$

Проведенный анализ показывает, что дивергенция траектории движения с большой точностью определяется отклонением курсового угла  $\Delta \psi$ , который носит случайный характер, и боковым смещением  $\Delta y$ .

При движении с большой скоростью поворот гусеничной машины сопровождается боковым движением, к которому водитель адаптируется и в процессе управления компенсирует отклонение не курсового угла, а бокового (направляющего) и его производных. При стохастической оценке максимально возможную скорость движения по условию вписываемости в зависимости от отклонения бокового угла можно определить следующим образом.

Боковое смещение формируется центробежными силами при движении с большой скоростью и во многом определяется детерминированной и случайной составляющей бокового – направляющего угла  $\theta$  – угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к требуемой траектории. Величина детерминированной составляющей бокового угла  $\theta$  может быть определена по второму уравнению системы, описывающей движение машины:

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n c_{yi} \theta_c + \left( mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

Подставляя значения  $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_Y}{dt \cdot V}$ , получим

$$\theta_c = \omega_\phi \left( \frac{mV - V^{-1} \sum_{l,n} C_{Yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \frac{dV_Y}{dt}.$$

Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью  $\omega_\phi$  и коэффициентом  $K_{oc} = \left( \frac{mV - V^{-1} \sum_{l,n} C_{Yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \right)$ , зависящим от скорости. Для

гусеничной машины массой 19 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастет от 0.01 до 0.25. Величина бокового угла ( $\theta_c(K_{oc})$ ) пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формирующая боковой угол  $\frac{m}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \frac{dV_Y}{dt}$ , для гусеничной машины пропорциональна боковому ускорению  $\frac{dV_Y}{dt}$ . Предельное по боковому заносу

боковое ускорение  $\frac{dV_Y}{dt} = \mu q$  и для сухого бетона ( $\mu = 0.8$ ) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на  $8.34 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$  ( $4.5 \text{ град}$ ), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность траектории.

Случайная составляющая  $\Delta\theta$  определяет необходимый запас, который учитывает динамические свойства гусеничной машины как объекта регулирования, необходимость компенсации случайных отклонений, формируемых взаимодействием гусеничного движителя с внешней средой и его динамикой, психофизиологических свойств водителя как звена обратной связи и их ограниченность. На рис. 3.9 показаны фрагмент осциллограмм и спектральные плотности процесса отклонения угловой скорости  $\omega$  при движении по дороге с малодеформируемыми свойствами для быстроходной гусеничной машины, курсового угла  $\phi$  и компенсирующего управления  $\alpha_{um}$  для сочлененной гусеничной машины.

Из рис. 3.9 видно, что с ростом скорости движения частота процесса превышает предельные возможности водителя. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний»  $n_\alpha = 96$ , в связи этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения  $V \leq 36 \text{ км/ч}$ .

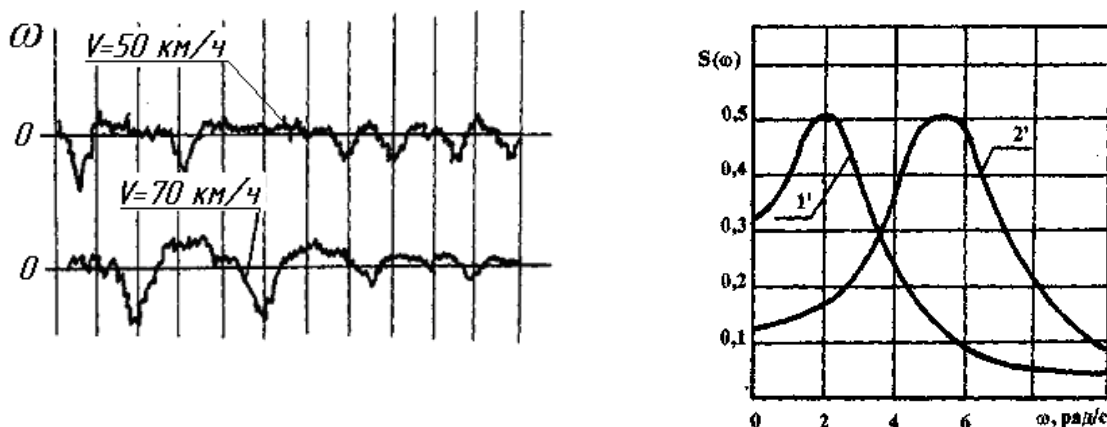
При большей скорости движения управляющие действия водителя являются ошибочными и приводят к росту отклонения бокового угла и соответствующему снижению скорости движения по условиям вписываемости в ограниченный коридор. Числовые характеристики величины отклонения определяются по экспериментальным данным случайной функции отклонения угловой скорости, по спектральной плотности:



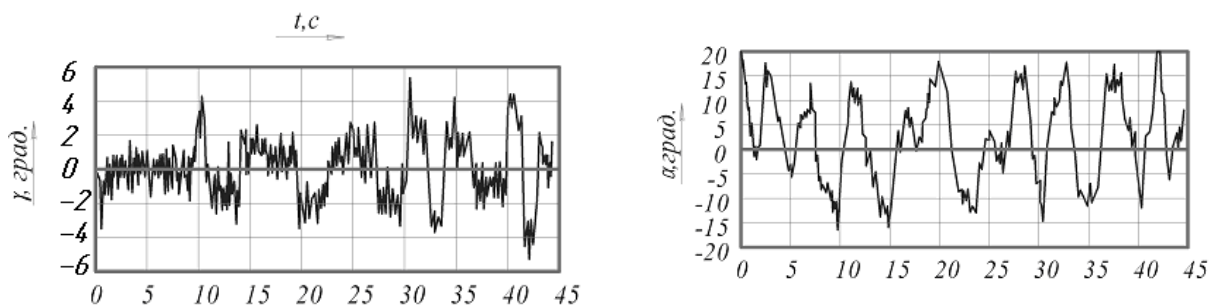
$$\sigma^2_{\Delta\omega} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega, \text{ а } \Delta\theta = \pm 3 \cdot K_{\theta\omega} \sigma_{\Delta\omega}.$$

При сходимости спектра координаты и ее производной среднеквадратическое отклонение курсового угла определяется по формуле

$$\sigma^2_{\Delta\varphi} = \frac{1}{\pi\omega^2} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega.$$



Фрагменты реализаций и спектральная плотность процесса отклонения угловой скорости быстроходной гусеничной машины



Фрагменты реализации отклонения курсового угла сочлененной гусеничной машины и компенсирующего управления водителя

Рис. 3.9. Отклонение кинематических параметров при прямолинейном движении гусеничных машин

Из-за бокового смещения машины  $\Delta Y = \int_0^t V \cdot \theta(V, t) dt$ , определяемого этим

углом, действительная траектория не совпадает с расчетной. Это несовпадение тем больше, чем выше скорости и продолжительнее поворот. На рис. 3.10 слева показано изменение кинематических параметров в процессе поворота при движении со скоростью 10 м/с (графики 1) и 15 м/с (графики 2), а справа - вид траектории движения. Даже при постоянном буксовании движителя одному и тому же управляющему воздействию соответствуют различные траектории движения центра масс, зависящие от скорости и свойств грунта. В наибольшей степени это явление сказывается на условии вписываемости при движении на затяжных поворотах. Предельное геометрическое положение гусеничной машины по условию вписываемости

в ограниченный коридор определяется тем, чтобы точка, максимально удаленная от центра масс (ее угловая координата относительно продольной оси составляет  $\theta_r$ ), не выходила за пределы ширины проезжей части  $\theta \leq [\theta]$ :

$$[\theta(v, \mu, H)] = \arccos(k(t) \cdot (\frac{B}{2 \sin(\theta_r)} - H)) \pm \theta_r, \quad \theta_r = \arctg(B + b_r) / (L_1 \pm \chi),$$

где  $L_1$  – габаритная длина машины;  $\chi$  – продольное смещение полюса поворота

При увеличении бокового угла условие  $\theta(v, t) \rightarrow [\theta(v, \mu, H)]$  является ограничением по заносу.

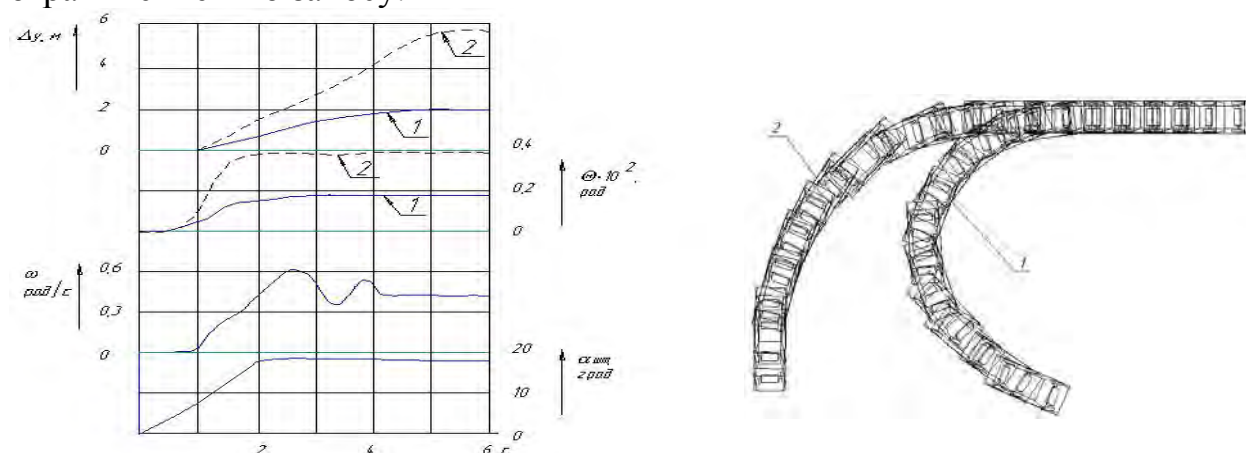


Рис. 3.10. Изменение кинематических параметров и траектория движения машины на затяжных поворотах ограниченной кривизны (1 –  $v = 10 \text{ м/с}$ ; 2 –  $v = 15 \text{ м/с}$ )

Когда отклонение не превышает предельно допустимую величину, условие вписываемости выполняется. Ограничение скорости движения по условиям вписываемости в заданный коридор иллюстрируется графиками на рис. 3.11. Отклонение бокового угла машины при управлении водителем (график 1) с увеличением скорости от 5 до 20 м/с возрастает с 1.0 до 9.5 градусов при коэффициенте сопротивления повороту  $\mu = 0.8$ , а при  $\mu = 0.4$  (график 2) – величина отклонения значительно выше и достигает 10 градусов при скорости 12 м/с. Предельная скорость движения по условиям вписываемости машины определяется ординатами точек, пересечений графиков 3 и 4 с линиями 1 и 2. Графики 3 и 4 характеризуют зависимость допустимого геометрического отклонения бокового угла  $[\theta]$  от скорости движения для двух значений ширины проезжей части дороги.

При расчете принято значение ширины проезжей части  $H_1 = 3,75 \text{ м}$  (график 3), что соответствует первой категории дорог по СНиП 2.05.02-85. При уменьшении ширины проезжей части дороги (график 4,  $H_2 = 3,0 \text{ м}$ , четвертая категория дорог) допустимая скорость движения по условиям вписываемости существенно снижается.

Из-за бокового смещения действительный резерв ширины проезжей части необходимо уменьшить на величину  $\Delta Y$ , а величину угла  $\beta(k_\theta, \alpha_{um})$  – на

угол  $\theta$ . Кроме того, вследствие юза и буксования гусениц фактическая кривизна отличается от расчетной:  $k_\phi = k_p \cdot B/L$ .

Для обеспечения своевременной компенсации отклонения направления движения необходимо также ограничить путь, пройденный машиной до выхода на обочину дороги

$$S = \int \int \dot{V}(t - \sum t_i) dt,$$

где  $\sum t_i$  включает время, необходимое водителю для оценки отклонения движения (прогнозирование) и принятия решения; время двигательной реакции человека; время запаздывания в СУП; время продолжительности переходного процесса изменения направления движения.

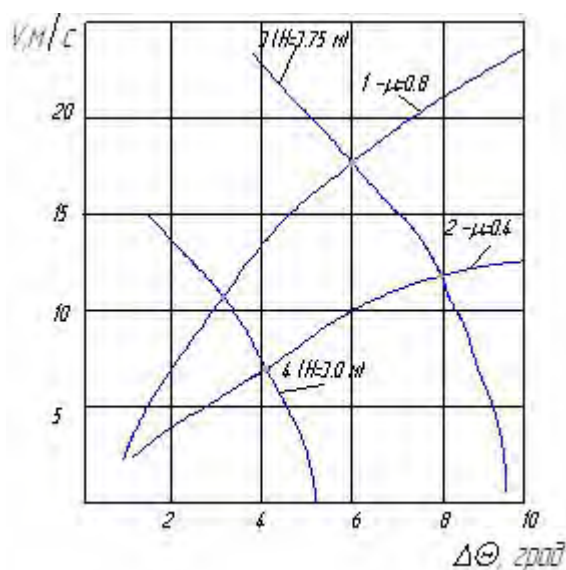


Рис. 3.11. Зависимость предельной скорости движения машины от отклонения направляющего угла

Соответствующая величина, на которую уменьшается угол поворота машины, составляет  $\Delta\beta_3 = k_\phi \int \int \dot{V} \cdot dt$ .

С учетом дивергенции отклонения вектора траектории движения, ограниченного быстродействием системы, действительный угол поворота машины гораздо меньше расчетного  $\beta(k_\phi, \alpha_{um})$  и составляет:

$$\beta_\phi = \beta(k_\phi, \alpha_{um}) - \theta - \Delta\beta_3 - \Delta\theta.$$

Аналитическую зависимость коэффициента фазовой напряженности  $k_\phi$  от частоты можно определить по передаточной функции управляемого объекта с учетом динамики системы управления поворотом. Последнее определяется следующим образом. Как следует из экспериментальных данных при движении с большой скоростью регулирование направления движения осуществляется включением тормоза поворота. Полное торможение гусеницы (включение остановочного тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения.

Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, ввиду нестабильности процесса трения, применяется, главным образом, для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью, когда актуально исследование управляемости и устойчивости по малодеформируемым грунтам, эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Нелинейная характеристика системы управления поворотом определена в виде функции заданной кривизны  $k_3$ , траектории при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной системой управления с дискретными свойствами (например, ПМП), характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением) она приведена на рис. 3.12. Параметры нелинейности составляют: зона нечувствительности  $m = 5^\circ$ ; ширина петли  $b = 22^\circ$ ; ограничение координаты  $c = k_3$ , при учете буксования движителя  $k_{зф} = 0,10$ , а без учета -  $k_{зм} = 0,15 м^{-1}$  независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной общего вида с опережающими петлями. Угловая скорость поворота с увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении  $\alpha_{шт}$  в зоне нечувствительности характеристики СУП  $\alpha_{ум} < 5^\circ$ , когда выключается блокировочный фрикцион МП, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях наблюдается самопроизвольное отклонение траектории движения машины от прямолинейного, в том числе, возможно, и в сторону, противоположную повороту штурвала при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением  $\dot{V}$ . При движении с большой скоростью режим, при котором происходит поворот со второй расчетной кривизной  $k_2 (k_2 = B^{-1})$ , не используется по условию предотвращения бокового заноса. При симметричном гармоническом управляющем воздействии  $\alpha_{ум} = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$ , реакцией системы управления  $k_3(\alpha_{ум})$  является дискретная периодическая импульсная функция. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную величину, то управляющая функция является случайной импульсной функцией со случайной протяженностью импульсов и случайными интервалами между ними по пути  $s$ .

Рассматривая дорожную кривизну  $k_0(s)$  как вход системы управления, даже без учета динамических свойств водителя, можно сказать, что она осуществляет нелинейное преобразование дорожной кривизны в управляющую функцию  $k_3$ , принимающую два дискретных значения 0 или  $k_1$ , т.е.

$$k_3 = \phi(k_0(s)) = \begin{cases} 0, \\ |k_1|. \end{cases}$$

Для исследования динамических свойств гусеничной машины с учетом дискретных свойств системы управления поворотом необходимо формальное описание релейной характеристики. В зависимости от способа решения характеристика системы задается в кусочно-линейной форме:

$$K_3(\alpha_{ум}) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_1, & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0, & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_1, & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0, & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

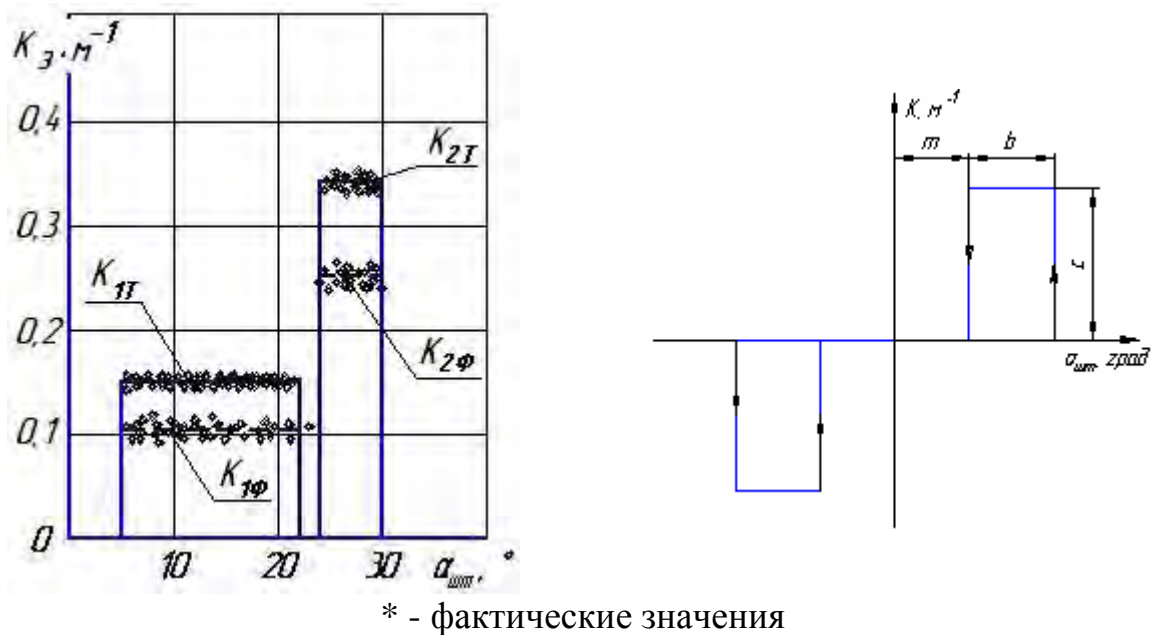


Рис. 3.12. Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала и схематизация нелинейной характеристики

При приближенном решении (при гармонической линейзации нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению:

$$k_3(\alpha_{ум}) = e^{-\tau \cdot s} (q + q') \cdot \alpha_{ум},$$

где  $q$  и  $q'$  – коэффициенты гармонической линейзации [7]:

$$q(A) = \frac{2 \cdot c}{\pi \cdot A} \cdot \left( \sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{1 - \frac{m^2 \cdot b^2}{A^2}} \right),$$

$$q'(A) = \frac{2 \cdot c \cdot b}{\pi \cdot A^2} \cdot (1 - m), \text{ при } A > b$$

На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного

запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания  $e^{-\tau s}$ .

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений  $\alpha_{um}$  и  $\alpha_{nm}$  и не зависит от номера включенной передачи.

Теоретическая кривизна на различных передачах пропорциональна углу поворота штурвала, чувствительность кривизны  $\frac{\partial k}{\partial \alpha_{um}}$  с увеличением номера передачи снижается.

Максимальные значения кривизны на  $j$  передаче соответствуют условию движения без бокового заноса. Характеристика системы, т.е. зависимость заданной угловой скорости от угла поворота штурвала, также является существенно нелинейной и содержит зону нечувствительности, насыщения по расходу и давлению; является петлеобразной типа вязкого трения. Коэффициенты гармонической линеаризации этой характеристики отличаются от рассмотренной ранее [3].

Вторая составляющая фазового угла управляемого объекта определяется по дифференциальному уравнению вращательного движения. Для машин с гармонически линеаризованной характеристикой гидрообъемной передачи системы управления поворотом, а также нелинейной упругостью соединительных валов трансмиссии и рабочих ветвей гусениц она определяется отношением разности моментов поворачивающего и сопротивления к моменту инерции, скоростью движения, геометрической схемой расстановки опорных катков, а также податливостью элементов силового блока. Движение вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка. Фаза реакции машины определяется по уравнению [3]:

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{OB}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{OB}q(a)}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1} \\ -\pi - \arctg \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{OB}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{OB}q(a)}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1} \end{cases},$$

где  $A_0, \dots, A_4$  – коэффициенты дифференциального уравнения, определяемые параметрами конструкции машины и системы управления поворотом;  $E_M, a_1$  – соответственно приведенная жесткость системы и момент инерции относительно вертикальной оси.

Дифференциальное уравнение вращательного движения машины с дискретной системой управления поворотом определяется из общего при жесткой механической характеристике гидрообъемной передачи, т.е. без учета ее динамических свойств, а коэффициент усиления  $K_{OB}$  – определяется по кинематической схеме трансмиссии. По сравнению с исходным порядок уравнения снижается до второго. Фаза определяется по уравнению:

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{a_2 \omega}{E_M - a_1 \omega^2} - \frac{K_{OB} q'(a)}{A_0 + K_{OB} q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \arctg \frac{a_2 \omega}{E_M - a_1 \omega^2} - \frac{K_{OB} q'(a)}{A_0 + K_{OB} q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}. \end{cases}$$

Зависимость коэффициента фазовой напряженности от частоты для машин с различной удельной мощностью и системой управления поворотом приведена на рис. 3.13. Для машины с низкой удельной мощностью (12,8 кВт/т – график 1) и дискретной системой управления поворотом подвижность ограничивается значением функции  $k_\varphi(\omega)$  в точке с координатами  $\omega_{np} = 0,8$  рад/с,  $k_\varphi(\omega) = 0,75$ . При движении по тестовой змейке прогнозируемая скорость определяется по формуле  $V = \frac{\omega_{np} \cdot \Delta s}{\pi}$  км/ч. Результаты расчета для четырех значений длины полуволны  $\Delta s$  (20, 30, 40 и 50 м) приведены в табл. 3.2. Аналогично прогнозируется скорость для других машин.

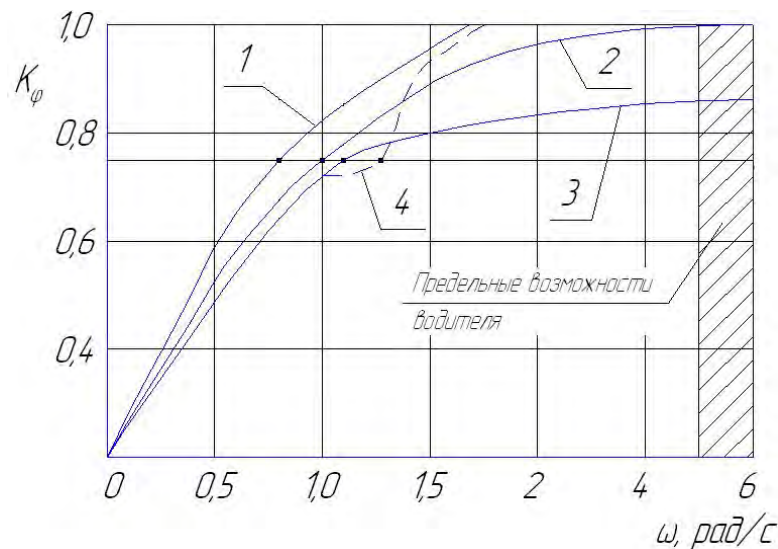


Рис. 3.13. Зависимость коэффициента фазовой напряженности реакции машины от частоты управляющего воздействия:

1 – удельная мощность 12,8 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 2 – удельная мощность 17,0 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 3 – удельная мощность 17,0 кВт/т, непрерывная система управления поворотом; 4 – то же, что и 3 при проявлении нелинейности системы управления поворотом «насыщения по давлению»

С повышением удельной мощности машины на 25% (до 17,0 кВт/т, график 2) возрастает предельная частота процесса  $\omega_{np} = 1,0$  рад/с при которой  $k_\varphi(\omega) = 0,75$ , соответственно и прогнозируемая скорость движения на тестовой змейке. Эти данные согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для машин с непрерывными свойствами СУП (график 3)  $\omega_{np} = 1,1$ , а расчетное значение скорости гораздо (на 8...12 %) выше, чем для машин с дискретными свойствами СУП и существенно

превышает экспериментальные значения (в таблице отмечены знаком \*). Следовательно, при прогнозировании подвижности машин, оснащенных гидрообъемными механизмами поворота, необходимо учитывать ограничение скорости по тяговым возможностям.

Подвижность машин с различными СУП существенно отличается при движении по дороге с сухим малодеформируемым основанием и со случайной функцией изменения кривизны траектории. Для машин с дискретными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота достигает 96 на километр пути,  $\omega_{np} = 5$  рад/с, а средняя скорость не превышает 35,8 км/ч, ограничивается предельными возможностями водителя по компенсации быстрых отклонений.

На высших передачах установившегося криволинейного движения не наблюдается, каждый поворот машина проходит за несколько периодических включений расчетной кривизны. Это обеспечивает движение по траектории, близкой к требуемой. Для движения по дороге с допустимым отклонением от заданной траектории водитель должен создавать не только упреждающее управление, но и компенсировать отклонения, которые реализуются с запаздыванием. Чтобы обеспечить движение машины по требуемой траектории, водитель вынужден осуществлять управление по сложному закону периодическим включением и выключением механизма поворота. Для вывода машины из неустановившегося криволинейного движения необходимо не только «сбросить» управляющее воздействие, но и приложить поворачивающий момент противоположного знака. В результате машина из поворота выходит, но это состояние не фиксируется, а начинается поворот в противоположную сторону с непрерывно возрастающей скоростью, пока не изменится знак управления. Такое движение машины представляется как совокупность периодических бросков из одной стороны в другую от требуемой траектории. Движение машины в таком режиме оценивается водителем как трудноуправляемое. Вписывание в ограниченный коридор достигается снижением скорости движения. Кроме того, при движении по малодеформируемому грунту с ограниченными сцепными свойствами боковые ускорения при дискретном управлении приводят к существенным по модулю и быстрым, некомпенсируемым водителем отклонениям траектории. Необходимая точность траектории достигается снижением скорости движения. Для машин с непрерывными свойствами СУП цикличность включения МП также связана с необходимостью компенсации отклонения траектории, частота включения механизма поворота сокращается в шесть раз и составляет 16 на километр пути, а средняя скорость движения машины увеличивается лишь в 1,3 раза и составляет 46 км/ч. Это связано с проявлением существенной нелинейности характеристики СУП – насыщением по давлению (ограничение координаты). При высокой цикличности включения МП возрастает требуемый поворачивающий момент для преодоления инерционной составляющей момента сопротивления. Это приводит к перегрузке ГОП, срабатыванию предохранительных клапанов, переходу рабочей жидкости в двухфазное состояние (из-за аэрации, вспенивания или кипения), соответственно, снижению механической



жесткости характеристики и предельной частоты  $\omega_{np} = 1,3$  рад/с при  $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$  (график 4).

На основе проведенных исследований предлагается следующая последовательность прогнозирования подвижности гусеничной машины при криволинейном движении. Исходными данными являются: геометрические и упруго-инерционные параметры машины, определяющие фазово-частотную характеристику, удельная мощность, характеристики тяговая и системы управления поворотом; спектральная плотность дорожно-грунтовых условий движения, кривизна дороги  $S_k(\omega)$  и ее ширина  $S_H(\omega)$ , а так же коэффициента сопротивления повороту  $S_{\mu}(\omega)$ . На основе обратного преобразования Фурье определяются функции пути параметров дорожно-грунтовых условий  $k(s), H(s), \mu(s)$ .

Таблица 3.2

Результаты прогнозирования подвижности

	Удельная мощность кВт/т	Система управления поворотом	Предельная цикличность включения $\omega_{np}$ (рад/с) при $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$	Средняя скорость движения (км/ч)						
				по тестовой «змейке» на деформируемом грунте при длине полуволожны $\Delta S$ , м.				по дороге с малодеформируемым грунтом и случайным изменением направления		
				20	30	40	50	N*	Vcp, км/ч	$\omega_{np}$ (рад/с)
1	12,8	дискретная	0,8	25	28	30	37	нет данных		
2	17,0	дискретная	1,0	26	35	45	47	96	35,8	6,0
3	17,0	непрерывная	1,1	24*	34,8*	46*	48*	16	46,0	1,3
				25,2	37,8	50,4	63			

N\* - цикличность включения на километр пути

В дальнейшем производится определение параметров нелинейности системы управления, динамических свойств  $(t_{3\omega}, t_{1\omega})$  гусеничной машины и водителя, коэффициент фазовой напряженности  $k_{\varphi}(\omega)$ , составляющие угла поворота машины  $\beta(k_d, \alpha_{шт})$ , цикличность включения механизма поворота и частота процесса регулирования направления движения. Кроме того, вводятся ограничения: условия вписываемости, психологические свойства водителя выполнения функции звена обратной связи, перегрузки ГОП, буксование гусеницы забегающего борта, по тяговым возможностям и боковому заносу. На основе этих данных и имитационного моделирования движения машины производится расчет скорости движения как наименьшей по вышеприведенным ограничениям. Полученные результаты статистически обрабатываются, определяется спектральная плотность скорости движения и числовые характеристики функции распределения по пути.

Реализация такого подхода позволяет не только прогнозировать быстроходность машины по ее динамическим свойствам, но и решать обратную задачу повышения скоростных свойств дифференцированным сокращением отдельных ограничений при автоматизации управления

движением. Сформулированы требования к автоматизированной системе, в частности по созданию форсирующего управления, компенсации быстрых отклонений, сокращения цикличности включения механизма поворота водителем. Получены условия движения без снижения скорости по приближенной траектории – окружности предельной кривизны  $k = V^2 / \mu \cdot g$ , установлены зависимости для расчета эволюты – координат полюса поворота, предотвращающие боковой занос.

### **3.3. Анализ управляемости быстроходной гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом**

Основные эксплуатационные свойства быстроходной гусеничной машины (БГМ), такие как управляемость и устойчивость, прогнозируются по линеаризованной математической модели движения [3]. Результаты экспериментального исследования динамики управляемого движения БГМ на дорогах с интенсивным изменением направления траектории показывают, что параметры управляемости и устойчивости отличаются от расчетных. Переходные процессы входа в поворот и выхода из него сопровождаются существенными вибрациями гидрообъемной передачи (ГОП) механизма поворота, ограничивая ее долговечность, а в отдельных трудных условиях - движение полностью не управляемо. Эти динамические явления определяются существенной нелинейностью характеристик системы управления поворотом (СУП), которые не всегда учитываются при проектных расчетах.

Целью работы является анализ управляемости БГМ при существенно нелинейных характеристиках СУП и решение обратной задачи.

В системах управления поворотом БГМ наиболее широко применяются ГОП фирмы Sauer (S&SMB), которые могут быть выполнены с двумя каналами управления — механическим и электронным с пропорциональным регулированием. Последнее позволяет осуществлять регулирование ГОП по сигналу обратной связи АСУ, дублирующего и дистанционного управления.

Параметры характеристики СУП определены экспериментально на гусеничной машине в стационарных условиях при снятых гусеницах, «нейтрали» в трансмиссии, торможении ведущих колес и представлены на рис. 3.14 в виде функции давления  $P$  в силовых магистралях ГОП от угла поворота штурвала  $\alpha_{шт}$ . Характеристика содержит зону нечувствительности, ограничение координаты (насыщение по давлению), является двухзначной (петлеобразной).

Зона нечувствительности ( $m=12^\circ$ ) определяется зазором в приводе управления и свойствами передачи. Величина зазора определяется условием обеспечения нулевой чувствительности к управляющему воздействию ограниченной амплитуды при случайных отклонениях штурвала водителем. Кроме того, зона нечувствительности устраняет остаточную скорость вращения вала гидромотора, свойственную системам с петлеобразными

характеристиками, при возвращении штурвала в исходное состояние. Ширина петли определяется свойствами ГОП и составляет  $b=5,1^\circ$ . Ограничение координаты определяется настройкой предохранительных клапанов и составляет  $c=45\text{МПа}$ . Эта характеристика соответствует и изменению скорости поворота машины (т.е.  $\omega_{\text{п}} = \omega(\alpha_{\text{шт}})$ ), когда двигатель работает в режиме максимальной мощности ( $\omega_{\text{п}}=1\text{ рад/с}$ ).

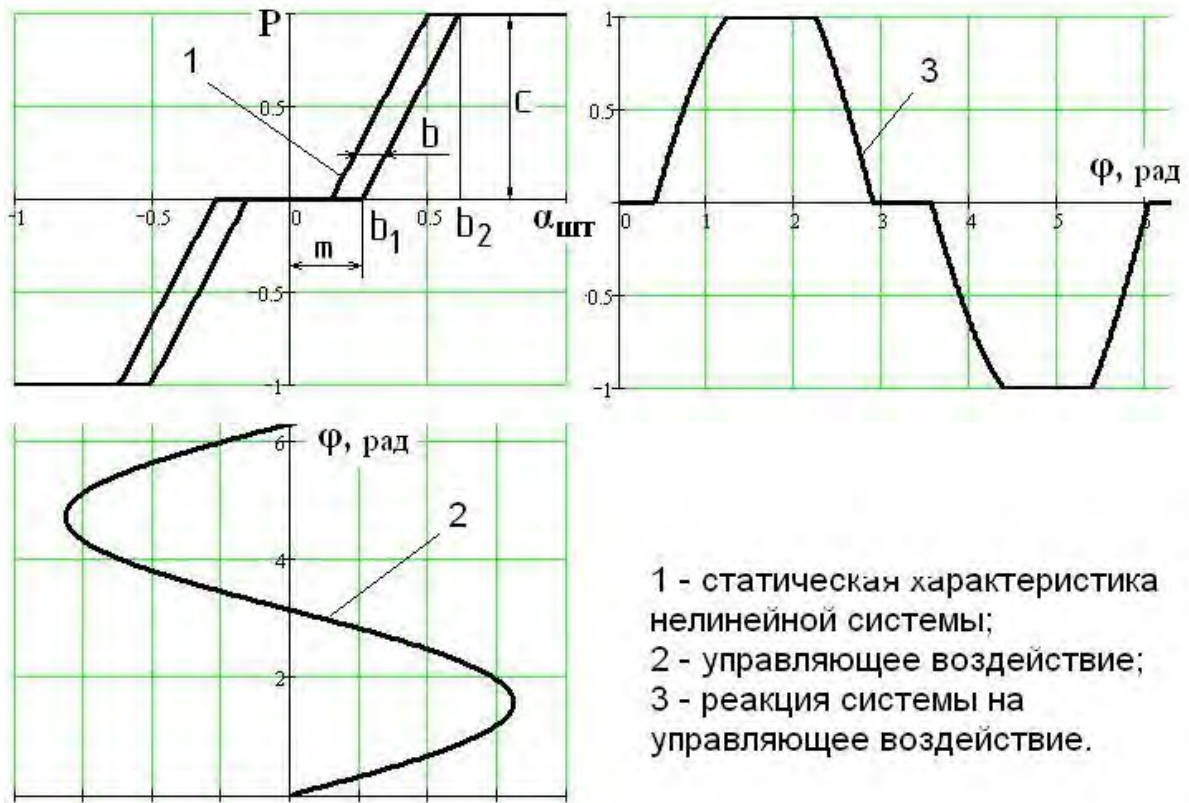


Рис. 3.14. Параметры характеристики системы управления поворотом

Для исследования динамических свойств ГМ с существенно нелинейной характеристикой СУП необходимо ее формальное описание. В зависимости от способа решения приведенная функция задается в кусочно-линейной форме или коэффициентами гармонической линеаризации.

При приближенном решении правая часть дифференциального уравнения определяется выражением:

$$k_3(\alpha_{um}) = e^{-\tau s} (q + q') \cdot \alpha_{um},$$

где  $q$  и  $q'$  – коэффициенты гармонической линеаризации [15]. На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания  $e^{-\tau s}$ . Схема определения реакции нелинейной системы на симметричное гармоническое управляющее воздействие  $\alpha_{шт} = A \sin \omega t$  приведена на рис 3.14.

Динамика высокочастотного процесса в ГОП не зависит от длиннопериодического движения, формирующегося упруго-инерционными свойствами гусеничного движителя и корпуса машины. Это позволяет

принять допущения, при исследовании процессов в ГОП, об абсолютно жестких соединительных валах трансмиссии и рабочих ветвях гусениц,  $E_M \rightarrow \infty$ . При этом допущении и переменном значении угловой скорости вала двигателя, управлении подачей топлива ( $\alpha_{ПТ} \neq 0$ ) математическая модель вращательного движения гусеничной машины приводится к дифференциальному уравнению третьего порядка:

$$\omega_{\varphi} = \frac{2T_{BK} K_{\omega} \frac{I_1}{I} \alpha_{ПТ} \left( 1 + 0,78 \frac{\omega_N}{\omega_{q\varphi 0}} \right) \delta \int_0^{\tau} \dot{\alpha}_{ПТ} dt \cdot \text{Sign}(\alpha_{ПТ})}{K_R B(1+K) U_{BP} U_{MC} (1+T_q S) \left( T_{MEX} T_{\Gamma} S^2 + \left( T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla}{C_{MEX}} \right) S + 1 + \frac{a_2 \nabla_M}{C_{MEX}} \right)}$$

в котором  $T_{\Gamma}$ ,  $T_{MEX}$  – постоянные времени, учитывающие влияние на переходной процесс инерционных свойств и скольжения системы управления поворотом, а также запаздывания в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости. Обозначения остальных параметров приведены в [3, с.101].

По этому уравнению с существенно нелинейной правой частью осуществляется анализ условий возникновения автоколебаний и их устойчивости.

Корректность математической модели, а также параметры ГОП  $T_{MEX}$  и  $T_{\Gamma}$  определяются по переходной реакции изменения давления в силовых магистралях на действие управляющего воздействия в виде единичной функции. Фрагмент осциллограмм изменения параметров при этом процессе приведен на рис 3.15.

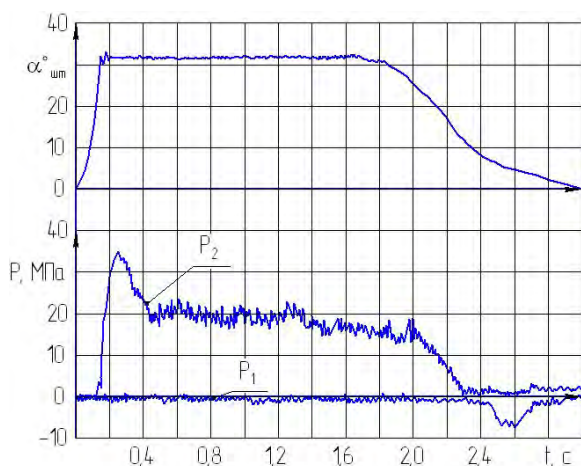


Рис. 3.15. Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при определении реакции на рывок штурвала

Поворот штурвала на угол  $2/3 \alpha_{max}$  ( $30^\circ$ ) осуществляется за  $0,17...0,18$  с. Давление достигает максимального значения через  $0,25$  с от начала поворота штурвала. Как видно из рис. 3.15, переходный процесс характеризуется значительным «забросом» реакции относительно установившегося значения ( $P_{max}/P_{уст} = 35/20 = 1,75$ ). После достижения максимального значения давление в силовой магистрали носит колебательный характер. Из спектрального анализа процесса следует, что в

полосе частот от 0 до 20 Гц спектр колебаний имеет три ярко выраженные доминирующие частоты: 1,5 Гц (9,7 рад/с); 12,2 Гц (76,7 рад/с) и 18,7 Гц (117,4 рад/с). Первая частота соответствует длиннопериодическому движению, обусловленному скручиванием трансмиссионных валов и

продольной податливостью гусениц. В соответствии с расчетом  $\omega=9,41$  рад/с, что совпадает с экспериментальным значением.

Вторая, более высокая частота 12,2 Гц, соответствует колебаниям, вызванным динамическими свойствами гидрообъемной передачи. Это подтверждается интенсивным затуханием. Колебания проявляются от начала входа в поворот в зоне нарастания давления, т.е. когда  $\alpha_{шт}>m$  в течение 1,2...1,5 с (4...6 колебаний). Третья, самая высокая частота 18,7 Гц является «траковой», за один оборот ведущего колеса происходит 13 колебаний. Колебания остальных частот можно рассматривать как «фоновый» шум. После возвращения штурвала в исходное положение за 0,9 с давление в силовой магистрали снижается за 0,3 с.

При более медленном повороте штурвала за 0,3...0,4 с и при более высокой скорости движения машины переходной процесс в гидрообъемной передаче является аperiodическим. Вал гидромотора достигает максимальной скорости за 0,6...0,7 с. Следовательно, постоянная времени  $T_{мех}=t_{уст}/3$  и составляет 0,20...0,23 с. При известной частоте колебаний  $\omega=\beta_1$  с учетом ее значения можно определить постоянную времени

$$T_{\Gamma} = \frac{1}{T_{МЭХ}\beta_1^2} \left( 1 + \frac{\nabla \cdot \mathbf{a}_2}{C_{МЭХ}} \right). \text{ Для исследуемого объекта } T_{\Gamma} = (7,79 \pm 0,55) \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Эту же величину можно определить по известной длительности затухания переходного процесса и по величине реальной части комплексных корней  $\alpha_1$ .

$$\text{Учитывая, что } t_n=3/\alpha_1, \text{ из формулы, определяющей } \alpha_1, T_{\Gamma} = t_n \left( T_{МЭХ} + \frac{\nabla \cdot \mathbf{a}_1}{C_{МЭХ}} \right).$$

Исследование динамики системы, обладающей свойством фильтра линейной части осуществляется следующим образом. Характеристическое уравнение гармонически линеаризованного дифференциального уравнения вращательного движения имеет вид:

$$A_2 S^2 + A_1 S + A_0 - K_{об} (q(\mathbf{a}) + q'(\mathbf{a})) = 0.$$

После формальной замены  $S=j\omega$  можно получить систему двух уравнений, приравняв их к нулю.

$$\begin{aligned} \text{Re}(\mathbf{a}, \omega) = 0; & \quad -A_2 \omega^2 + A_0 - K_{об} q(\mathbf{a}) = 0, \\ \text{Im}(\mathbf{a}, \omega) = 0; & \quad A_1 \omega - K_{об} q'(\mathbf{a}) = 0. \end{aligned}$$

Частота автоколебаний определяется из первого уравнения  $\omega = \sqrt{(A_0 - K_{об} q(\mathbf{a})) / A_2}$  и в соответствии с двузначностью  $q(\mathbf{a})$ , имеет два значения. Для исследуемой системы  $\omega_1=12$ ,  $\omega_2=19$  Гц. При известной частоте  $\omega$  из второго уравнения системы определяется коэффициент  $q'(\mathbf{a})$ :

$$q'(\mathbf{a}) = \frac{A_1 \sqrt{(A_0 - K_{об} q(\mathbf{a})) / A_2}}{K_{об}}, \text{ и в соответствии с функцией } q'(\mathbf{a}) \text{ определяется}$$

значение амплитуды периодического движения. Устойчивость периодического движения определяется двумя условиями: основного

$$\left( \frac{\partial \text{Re}}{\partial \mathbf{a}} \cdot \frac{\partial \text{Im}}{\partial \omega} \right) - \left( \frac{\partial \text{Im}}{\partial \mathbf{a}} \cdot \frac{\partial \text{Re}}{\partial \omega} \right) > 0,$$

и дополнительного, чтобы все корни характеристического уравнения линеаризованной системы имели отрицательную вещественную часть. Последнее для рассматриваемой системы выполняется. На основе анализа знаков частных производных, входящих в основной критерий устойчивости, установлено, что автоколебания устойчивы в зоне петлеобразности характеристики при увеличении и уменьшении угла поворота штурвала.

Условия возникновения автоколебаний в силовых магистралях ГОП определены при регистрации давления в процессе движения машины по

характерному стуку предохранительных клапанов, который появляется при поворотах штурвала на определенный угол. Фрагмент осциллограммы этого процесса при движении на 4 передаче приведен на рис. 3.16.

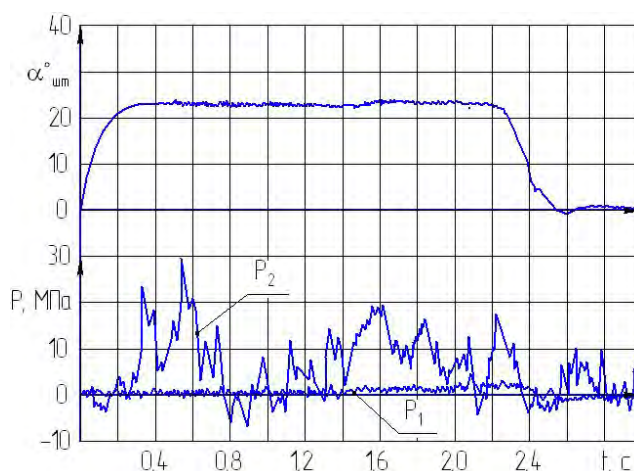


Рис. 3.16. Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при повороте на IV передаче

При движении со скоростью 14...16 м/с поворот штурвала в ту или иную сторону на угол 12...15 градусов (т.е. в зоне нарастания давления) приводит к колебаниям давления  $P_2$  в соответствующей силовой магистрали ГОП со значительной амплитудой до 30 МПа и с частотой 19 Гц.

Колебательный процесс распространяется и на откачивающую магистраль  $P_1$ . Возникновение описанных автоколебаний подтверждает теоретический вывод о влиянии нелинейностей характеристики ГОП. Автоколебательный процесс в рабочей жидкости локализуется внутри передачи и не сказывается на кинематических параметрах движения. Автоколебания давления с большой амплитудой приводят к интенсивному износу прецизионных сопряжений предохранительных клапанов и к последующему снижению динамических и энергетических свойств гидрообъемной передачи, снижая уровень комфортабельности машины.

Особенно существенно автоколебания в ГОП влияют на динамику функционирования инженерного и технологического оборудования, которым оснащаются многоцелевые гусеничные машины – манипуляторы, лебедки, сварочные агрегаты, управляемые механизмы бульдозера и др., привод гидромоторов которых осуществляется от гидронасоса ГОП механизма поворота через трубопроводы высокого давления. Для предотвращения движения машины в процессе выполнения технологических операций

предусматривается включение остановочных тормозов. Функционирование технологического оборудования сопровождается колебательным процессом в силовых магистралях ГОП. Наиболее высокие амплитуды характерны для процесса нарастания давления и разгрузки ГОП (т.е. в зонах нечувствительности и петлеобразности характеристики). На рис. 3.17 приведены фрагменты осциллограммы изменения параметров при понижении нагрузки. Из рисунка следует, что колебания давления происходят с периодически изменяемой амплитудой, т.е. являются биениями, частота которых составляет 5,1 рад/с, частота колебаний давления в силовых магистралях ГОП – 75 рад/с. При незначительном изменении частоты биений в нелинейной системе изменение нагрузки в приводе приводит к самопроизвольному переходу колебаний с одного режима на другой с возрастающей амплитудой до 40 МПа. Колебательный процесс в силовых магистралях ГОП приводит к вибрационности самой передачи, соединительных шлангов, остановочных тормозов и снижению долговечности элементов. При вибрации тормозов происходит ослабление шпилек крепления к бортовым редукторам, а также к снижению реализуемого коэффициента трения во фрикционных элементах. В последнем случае возможно самопроизвольное поступательное движение машины при выполнении технологических операций, что снижает безопасность их выполнения.

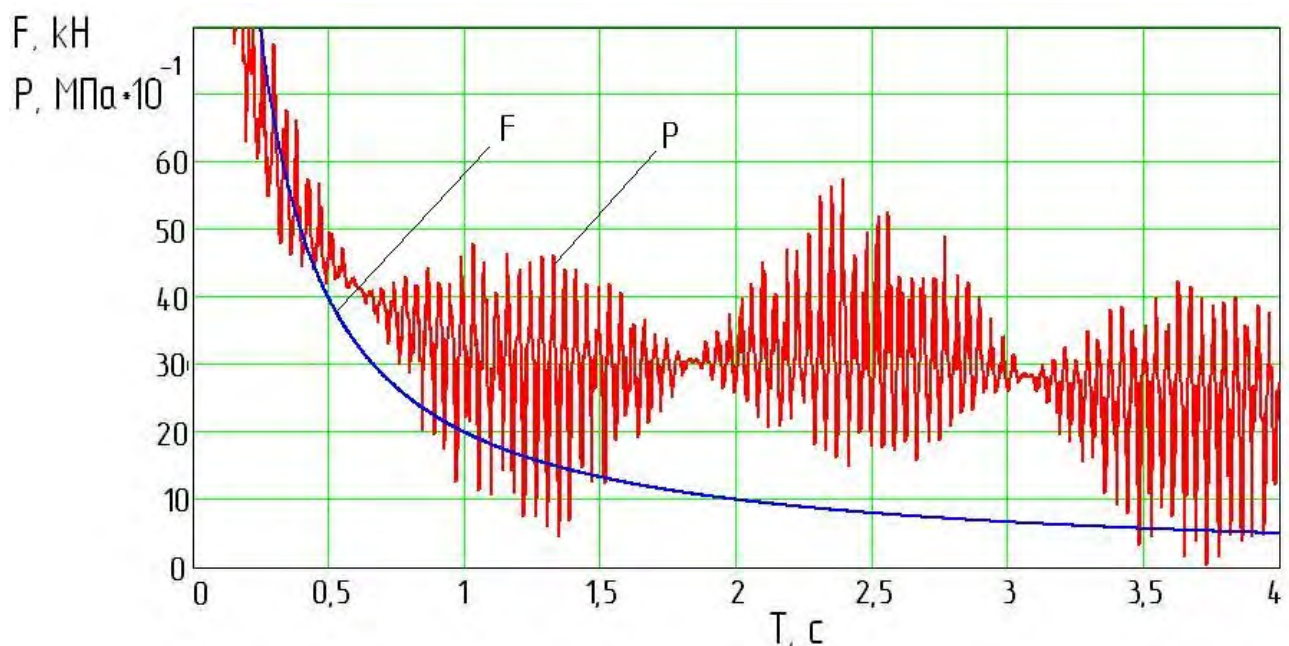


Рис. 3.17 Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при снижении нагрузки на тросе лебедки:

F – сила натяжения троса; P – давление в силовой магистрали

Для линеаризованной модели движения давление рабочей жидкости, следовательно, и возможное ускорение поворота машины могут достигать любого значения. При этом считается, что при выполнении кинематических условий поворота всегда обеспечивается требуемый поворачивающий момент. В действительности в режиме входа в поворот при росте

статической и динамической составляющих момента давление в гидроприводе возрастает только до определенного, предельно допустимого, обусловленного срабатыванием перепускных клапанов. В связи с этим линейную модель гидрообъемной передачи необходимо дополнить нелинейной характеристикой насыщения по давлению. Для машин с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота поворачивающий момент создается гидромотором  $M_{\Pi} = M_{ГМ} \cdot \mathbf{B}(1+k)U_{бр} U_{мс}/2r_{вк}$  [3]. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} M_{ГМ} &= \Delta P \cdot q_{zon}; \\ \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\ Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{um}) \cdot \omega_d(\alpha_{nm}) \cdot U_{он}, \end{aligned} \quad (3.2)$$

где  $\Delta P$  – избыточное давление в силовых магистралях;  $q_{zon}$  – объемная постоянная;  $Q$  – расход жидкости;  $\Delta Q$  – утечки жидкости, включая через предохранительный клапан;  $E(\Delta P, b, n)$  – модуль упругости рабочей жидкости, зависящий от избыточного давления  $\Delta P$  газосодержания  $b$  и показателя политропы  $n$ .

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничивается вследствие срабатывания предохранительного клапана. При этом возрастает температура рабочей жидкости в силовых магистралях ГОП, что переводит ее в двухфазное состояние. Это приводит к повышению коэффициента газосодержания  $b$ , снижению модуля упругости жидкости  $E(\Delta P, b, n)$ , и, соответственно, механической жесткости ГОП, увеличению фазового отставания реакции на управляющее воздействие и ограничению работоспособности передачи. Вывод из этого ограничения заключается в том, что для обеспечения поворота машины необходимо создать не только кинематические условия поворота, но и силовые. При действии этого ограничения дифференциальное уравнение движения не обладает свойством фильтра линейной части, поэтому метод гармонической линеаризации к нему неприменим. Однако нелинейность ограничения давления рабочей жидкости необходимо внести в математическую модель в виде ограничения, при котором динамический момент сопротивления повороту не должен превышать поворачивающий, т.е. в соответствии с неравенством

$$M_C + J_Z \delta_\phi \dot{\omega}_\phi \leq M_{\Pi}$$

При знаке равенства и  $M_C = k_M \dot{\omega}_\phi$  решением дифференциального уравнения является  $\omega_\phi = \frac{1}{k_M} \left( M_{\Pi} - C \cdot \exp\left(-\frac{k_M}{\delta_\phi J_Z} \cdot t\right) \right)$ ,

где  $C$  – постоянная интегрирования, определяется по начальным условиям. Если в начальный момент времени движения при  $t=0$   $\omega_\phi = \omega_0$ , то  $C = -\omega_0 \cdot k_M + M_{\Pi}$ , т.е. определяется разностью моментов поворачивающего и сопротивления повороту.



Из этого уравнения следует, что при постоянном и достаточном для выполнения вышеприведенного неравенства значении поворачивающего момента, переходный процесс является аperiodическим (график 1, рис. 3.18). Если за время реакции гусеничной машины на управляющее воздействие принять время, в течении которого угловая скорость достигнет 66,6% ее установившейся величины, получаемой при бесконечно большом времени, то нетрудно установить, что время реакции пропорционально скорости движения  $V$ , приведенному моменту инерции  $\delta_\phi \cdot J_z$ , обратно пропорционально коэффициенту увода  $C_y$  или коэффициенту сопротивления повороту.

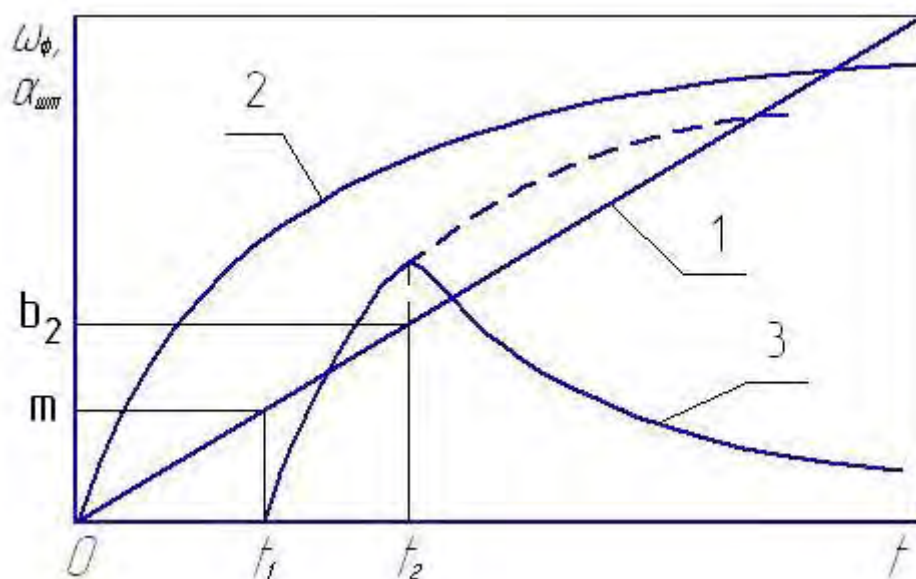


Рис. 3.18 Изменение угловой скорости поворота машины с линейной и с нелинейной характеристиками гидрообъемной передачи:  
1 — угол поворота штурвала; 2, 3 — соответственно, угловая скорость поворота машины с линейной и с нелинейной характеристиками

При учете нелинейностей характеристики ГОП момент гидромотора носит переменный характер. В этом случае изменение угловой скорости определяется следующим образом. При равномерном повороте штурвала  $\alpha_{шт}$  (график 1, рис. 3.18) до достижения  $\alpha_{шт}$  значения  $m$ , т.е. в зоне нечувствительности, угловая скорость во времени  $t$  остается равной нулю. При дальнейшем увеличении угла поворота штурвала во времени  $t_2$  угловая скорость (график 2) начинает возрастать по экспоненте. При увеличении угла поворота штурвала до точки  $b_2$ , соответствующей зоне насыщения, угловая скорость изменяется двояко. При достаточном давлении и поворачивающем моменте угловая скорость может возрасть (штриховая линия графика 3 на рис. 3.18) по экспоненте. Но если поворачивающего момента недостаточно, т.е. проявляется нелинейность характеристики гидрообъемной передачи — насыщение по давлению, то угловая скорость поворота машины, в соответствии со значение момента гидромотора, начинает убывать — движение неуправляемо.

Таким образом, наличие существенных нелинейностей в динамической характеристике гидрообъемной передачи, таких как зона нечувствительности, насыщение по расходу и по давлению, вязкое трение, могут привести к автоколебаниям с недопустимо большой амплитудой, а в отдельных случаях приводят к нарушению устойчивости и управляемости движения.

В соответствии с приведенными результатами исследований определяются основные направления уменьшения зависимости динамических свойств БГМ от нелинейностей СУП на основе синтеза программы автоматического управления и обоснования приемов вождения (управление двигателем и трансмиссией).

В условиях движения машины с интенсивным изменением направления траектории запаздывание в системе и нечувствительности реакции машины на управляющее воздействие могут быть компенсированы созданием обратной связи системой управления форсирующего импульса поворачивающего момента, направленного в сторону управляющего воздействия  $\alpha_{шт}(t)$  в момент времени, когда производная  $\dot{\alpha}_{шт}(t)$  максимальна, с кратковременным, на 0,1...1,0 с, блокированием предохранительных клапанов. Длительность действия импульса определяется временем запаздывания реакции для соответствующего скоростного режима движения, а значения амплитуды – условием ограничения бокового ускорения. Это обеспечивает повышение качества переходных процессов, сокращение длительности реакции и коэффициента фазовой напряженности.

Случайные составляющие отклонения угловой скорости, направляющего угла от касательной к заданной траектории и его производной, а также бокового смещения, свойственные системам с петлеобразными характеристиками, требующие снижения скорости по условиям обеспечения вписываемости, могут быть уменьшены созданием обратной связи АСУ, компенсирующей отклонения параметров траектории, в том числе и «быстрые».

Исключение условий возникновения устойчивых автоколебательных процессов достигается варьированием параметров, определяющих демпфирование в системе. Например, при функционировании привода технологического оборудования, ГОП является разнесенной, колебательный режим которой определяется увеличением значения гидравлической постоянной времени  $T_G$ , характеризующей запаздывание в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости, а также значения коэффициента жесткости механической характеристики гидропривода  $C_{мех}$ . Гашение колебаний удалось обеспечить выбором упругости эластичных соединений трубопроводов.

Для обеспечения устойчивости движения замкнутой системы с обратной связью и высоких динамических качеств при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, ее объемно-габаритных и компоновочных размеров, в конструкциях трансмиссий используются двухпоточные управляемые приводы [4]. Анализ конструктивных решений,

обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Для машин с дифференциальным ГОМП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) недопустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества. Торможение в процессе поворота не допустимо, так как затрудняется возможность криволинейного движения. Некоторый эффект может быть достигнут при упреждающем переключении передач в ГМТ на номер ниже и соответствующем увеличении подачи топлива, т.е. переводе двигателя на повышенный скоростной режим. Экспериментально установлено, что при вероятности появления «закрытых» поворотов управляемость может быть повышена при быстром переключении передачи на номер ниже и при увеличении частоты вращения вала двигателя близко к максимальной (конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса ГОП.

Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью ГОП путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворота и управление им должны быть с регулируемым в зависимости от скорости кинематическим параметром  $q$ , определяющим расстояние от центра масс до точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения. Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управления показали, что параметры, характеризующие качество переходных процессов, несколько выше, чем с обычной системой управления, что обеспечивает более высокие скоростные и динамические качества.

### **Выводы**

Приведенные результаты анализа динамики управления поворотом БГМ при существенно нелинейной характеристике СУП позволяют сделать вывод о зависимости управляемости от параметров нелинейности СУП, таких как зона нечувствительности, петлеобразность (двухзначность) характеристики, ограничение координаты (насыщение по давлению).

На основе установленных закономерностей представляется возможным уменьшить зависимость динамических свойств от нелинейностей СУП, в частности:

- запаздывание в системе компенсируется созданием форсирующего управления при входе в поворот с кратковременным блокированием предохранительных клапанов, а также соответствующими приемами управления движением;
- исключение условий возникновения автоколебаний в СУП может быть достигнуто варьированием параметров, определяющих демпфирование

в системе, эластичностью трубопроводов высокого давления. Отклонение случайных параметров траектории от заданных компенсируются обратной связью АСУ.

Эффективным путем повышения управляемости и подвижности машин на дорогах с интенсивным изменением направления движения при ограничениях мощности системы управлением поворотом, наряду с совершенствованием известных решений, является синтез систем с регулируемым кинематическим параметром, позволяющих повысить качество переходных процессов поворота за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины.

### 3.4. Синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины

Анализ особенностей гусеничной машины как объекта управления с постоянно действующими возмущениями показывает необходимость создания адаптивной автоматизированной системы управления движением с бортовой микроЭВМ в контуре обратной связи, реализующей алгоритмы адаптивного управления. Созданию такой системы и посвящена данная работа.

Синтез автоматизированной системы возможен для управляемых, наблюдаемых или стабилизируемых систем. Эти свойства определяются по математической модели движения машины как управляемого объекта, включающего тяговый двигатель, двухпоточную бесступенчатую трансмиссию, собственно машину, взаимодействующую через гусеничный движитель с внешней средой, и водителя, как звена обратной связи замкнутой системы. Движение машины описывается векторно-матричным дифференциальным уравнением в нормальной форме Коши, дополненного матрицей преобразования [3]:

$$\dot{x} = Ax + Bu + C\varphi; \quad y = Hx.$$

В приведенном уравнении  $x$  –  $n$ -мерный вектор координат ( $n = 8$ );  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $H$  – матрицы, соответственно, состояния объекта, управлений, возмущений и преобразования;  $u$ ,  $\varphi$ ,  $y$  – векторы управления, возмущений и реальных координат, соответственно.

При оценке управляемости по ранговому критерию Калмана определяется ранг матрицы  $G = [B|AB|A^2B|\dots|A^{n-1}B]$ . Объект считается управляемым, когда  $\text{rang}(G) = n$ . Ранг является целым числом и разрывной функцией элементов матрицы  $G$ , которая формируется из  $i$  блоков. Каждый блок является произведением матрицы  $A$  в степени  $i$  на матрицу  $B$  ( $i = 0, 1, \dots, n - 1$ ). Для рассматриваемой системы  $n = 8$ , т. е. достаточно велико, и на значение ранга матрицы  $G$  влияют ошибки округления, что приводит к ложным результатам определения ее ранга. В связи с этим управляемость оценивается по сингулярности, т. е. невырожденности матрицы  $G$ :  $\det G \neq 0$ . Известные вычислительные алгоритмы позволяют достаточно полно проводить информативную проверку точности результатов, при этом ошибка не превышает  $10^{-5}$ .

Оценка наблюдаемости, т. е. связности системы, производится по рангу блочной матрицы  $N = [H^T | A^T H^T | (A^T)^2 H^T | \dots | (A^T)^{n-1} H^T]$  размером  $n \times m$ . Система наблюдаема, когда  $\text{rang}(N) = n$ . Если в процессе движения все координаты вектора состояния  $x(t)$  могут быть измерены и по ним могут быть созданы обратные регулируемые связи, то рассматриваемая система является полностью наблюдаемой по Калману. Требование стабилизируемости является более слабым, чем управляемость, поэтому выполнение условий стабилизируемости еще не обеспечивает управляемости, но показывает принципиальную возможность повышения качества управления.

Для системы, описанной векторно-матричными уравнениями (4), определяется управление, обеспечивающее устойчивость замкнутой системы и минимум квадратов отклонений в форме  $u = K(t)x(t)$ , где  $K(t)$  – постоянная матрица, определяемая выражением  $K(t) = R_u^{-1} B^T P$ . Здесь  $P$  – квадратная матрица размером  $n \times n$  является решением дифференциального уравнения Риккати

$$-\dot{P}(t) = R_x - P(t) B R_u^{-1} B^T P(t) + P(t) A + A^T P(t), \quad (3.3)$$

с конечным условием  $P(0) = 0$ . Решение уравнения (3.3) стремится к установившемуся значению  $P$ , которое является единственным неотрицательным решением алгебраического уравнения Риккати

$$P A + A^T P B R_u^{-1} B^T P + H^T R_x H = 0.$$

Значения критерия качества при оптимальном управлении вычисляются по формуле  $I = \text{Tr}(P)(P C C^T)$ , где  $\text{Tr}(P)$  – след (сумма диагональных элементов) матрицы  $P$ .

При функционировании системы компоненты вектора состояния измеряются с помехами. Задача оптимального управления в соответствии с теоремой о разделении сводится к оптимальной фильтрации и собственно решению задачи оптимального управления. Управление, обеспечивающее минимум квадратичного критерия качества и асимптотическую устойчивость замкнутой системы, формируется в виде  $u(t) = -K(t)\hat{x}(t)$ . Матрица коэффициентов  $-K(t)$  остается неизменной,  $\hat{x}(t)$  – случайная векторная функция, которая определяется на основе стационарного фильтра Калмана.

Для реализации синтезированного регулятора необходима бортовая микроЭВМ высокого уровня. В связи с этим определяются условия, при которых возможно синтезировать оптимальный упрощенный регулятор.

Решение задачи заключается в определении экстремалей уравнения  $u(t) = W_R x(t)$ , обеспечивающего минимум функционала  $I = \int_0^T (\lambda^2 x^2(t) + u^2(t)) dt$ .

При устойчивости полинома 4-й степени  $A(S)$ , входящего в знаменатель передаточной функции объекта управления, средний квадрат общего решения дифференциального уравнения равен среднему квадрату его частного решения

$$I_{\text{абс min}} = \int_0^\infty \frac{S(\omega) d\omega}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}.$$

Спектральная плотность возмущений  $S(\omega)$  может изменяться в широких пределах. Для наиболее неблагоприятных, «худших» возмущений критерий качества не должен превосходить некоторого предельного гарантированного уровня. Наиболее опасной является спектральная плотность, сосредоточенная на частоте  $\omega_M$ , на которой достигает максимума сомножитель  $\frac{\lambda^2}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}$ . В этом случае спектральная плотность является импульсной  $\delta$ - функцией Дирака  $S(\omega) = Na\delta(\omega - \omega_M)$ , что соответствует гармоническому возмущению. Уравнение оптимального регулятора для наиболее неблагоприятного воздействия определяется непосредственно из вариационного уравнения Эйлера – Пуассона

$$u = -\frac{k}{1-k} A(S)x = \frac{\lambda^2 A(S)x}{|A(S)|^2 + \lambda^2}. \quad (3.4)$$

Когда условие устойчивости разомкнутой системы не выполняется, то приведенное уравнение не обеспечивает требуемого качества. Хотя при неустойчивом движении затраты мощности на компенсацию отклонений значительно меньше, чем при устойчивом, однако из-за ограниченного быстродействия существующих систем управления поворотом гусеничных машин реализация такого управления является неприемлемой. Дополнительному требованию устойчивости удовлетворяет ограниченное подсемейство уравнений Эйлера-Пуассона, в которые не входят экспоненциально возрастающие члены.

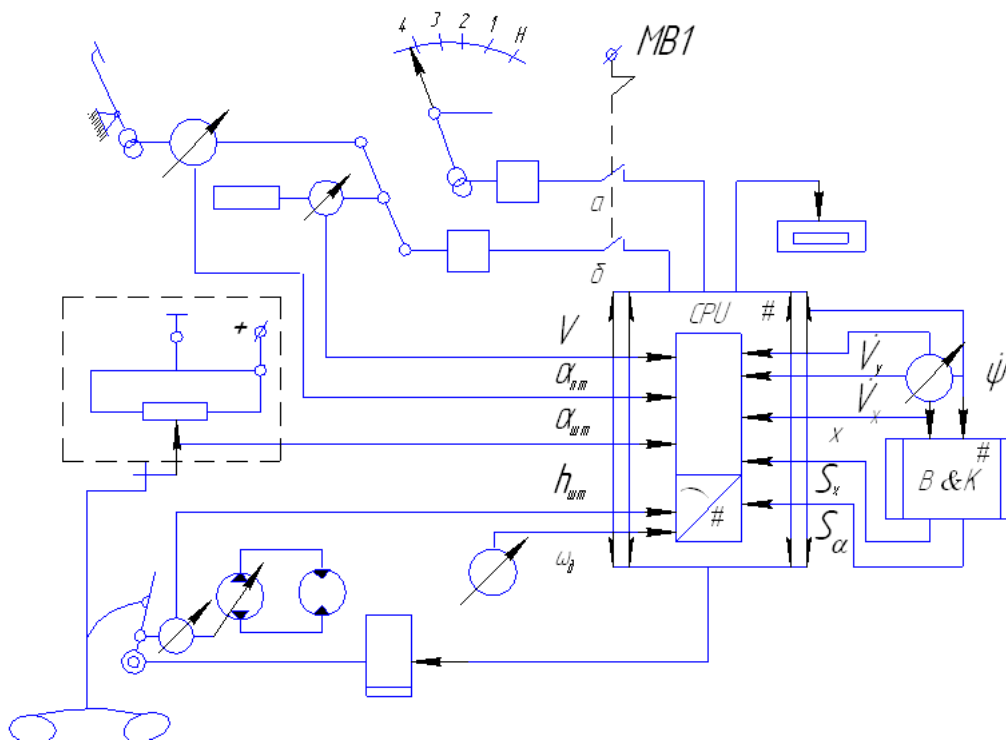


Рис. 3.19. Функциональная схема автоматизированной системы управления движением

Автоматизированная система управления движением (АСУД, рис. 3.19), реализующая адаптивное оптимальное управление, содержит измерители управляющих воздействий (угол поворота штурвала  $\alpha_{шт}$ , перемещений педалей подачи топлива  $\alpha_{пт}$ ), а также угловой скорости вала двигателя  $\omega_d$ , скорости движения  $V$ , которые электрически соединены через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) с бортовой микроЭВМ, формирующей заданную угловую скорость поворота  $\dot{\psi}_3$ . Этот сигнал с выхода бортовой микро-ЭВМ подается на электромагнит гироскопического датчика «угловая скорость – ускорение». Выходы гироскопического датчика, измеряющие отклонение угловой скорости  $x = \dot{\psi}_\phi - \dot{\psi}_3$ , продольное  $\dot{V}_x$  и боковое  $\dot{V}_y$  ускорения, соединены через АЦП с бортовой микроЭВМ, а выходы, измеряющие заданную угловую скорость  $\dot{\psi}_3$  (управляющее воздействие) и отклонения угловой скорости от заданной ( $x$ ), соединены с двухканальным анализатором спектра, который на основе быстрого преобразования Фурье определяет спектральные плотности управляющего воздействия  $S_y(\omega)$  и отклонения угловой скорости  $S_x(\omega)$ , которые вводятся в бортовую микро-ЭВМ через АЦП. При движении без бокового заноса в режиме слежения ( $\alpha_{шт} > 0$ ) бортовая микроЭВМ формирует оптимальное управление  $u = W_{R1}x$ , а в режиме стабилизации прямолинейного движения ( $\alpha_{шт} = 0$ )  $u = W_{R2}x$ , и передает сигнал к электрогидравлическому усилителю, который через дифференциальный рычаг перемещает орган управления ГОП и компенсирует отклонение. При возникновении бокового заноса и допустимости движения по приближенной траектории ( $\Delta h > 0$ ) на основе решения обратной задачи динамики бортовая микроЭВМ формирует параметры (курсовой угол и угловую скорость), обеспечивающие движение без заноса  $\psi = \psi_3 + \arctg\left(\frac{L\mu \cdot \dot{\psi}^2}{2v}\right)$ . Величина этого сигнала передается к блоку управления электрогидравлического усилителя. При недопустимости движения по приближенной траектории ( $\Delta h = 0$ ) сигнал с бортовой микроЭВМ передается к серводвигателю для автоматического снижения скорости.

Для обеспечения возможности движения машины с боковым смещением без отклонения водителем штурвала на дополнительный угол необходимо, чтобы на криволинейных участках отслеживалось отклонение не курсового угла, а угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к желаемой траектории. Значение этого угла может быть определено по следующему уравнению:

$$\Theta_c = \omega_\phi \left( \frac{mv - v^{-1} \sum_{i,n} c_{yi} I_i}{\sum_{i,n} c_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{i,n} c_{yi}} \cdot \frac{dv_y}{dt}, \quad (3.5)$$

где  $m$  – масса машины;  $c_{yi}$ ,  $I_i$  – коэффициент бокового увода и продольная координата  $i$  опорного катка.

Датчики разработанной системы управления движением позволяют измерять параметры  $\omega_\phi$ ,  $v$ ,  $\dot{v}_y$ , характеризующие боковой угол. Управление, обеспечивающее минимум отклонения угловой скорости, минимизирует и первую составляющую бокового угла, определяемого по (3.5) с точностью до коэффициента усиления

$$K_{\text{oc}} = \frac{mv - v^{-1} \sum c_{yi} l_i}{\sum c_{yi}},$$

зависящего от скорости. Для гусеничной машины массой 18,7 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастает от 0,01 до 0,25. Первое слагаемое бокового угла  $\theta_c(K_{\text{oc}})$  пропорционально угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости.

Предельное по заносу боковое ускорение  $\frac{dv_y}{dt} = \mu \cdot g$ . При  $\mu = 0,8$  второе слагаемое приводит к отклонению бокового угла на  $8,344 \cdot 10^{-2}$  рад ( $4,5^\circ$ ) и существенно влияет на точность траектории.

В процессе управления поворотом работа двигателя на характеристике минимального расхода топлива не обеспечивает требуемого качества переходных процессов и точности траектории движения. В связи с этим целесообразен дифференцированный подход к оптимальному управлению движением. В сложных дорожных условиях с непрерывным изменением направления движения для компенсации быстрых отклонений машины целесообразно обеспечить работу двигателя на повышенных оборотах. При движении на прямолинейных участках пути, на марше или в колонне, при стабилизации скорости движения целесообразно обеспечить режим минимального расхода топлива.

Уточнение структуры АСУД и алгоритма ее работы связано также с необходимостью фильтрации ошибок водителя в процессе управления и высокочастотной составляющей отклонения угловой скорости ограниченной амплитуды. Кроме того, введены дополнительные устройства, обеспечивающие кратковременное форсирование гидрообъемной передачи на время переходного процесса и предохранения передачи от перегрузки.

Эффективность АСУД в режиме управления поворотом заключается в повышении средней скорости движения на криволинейных участках трассы. Расчет средней скорости движения по совокупности грунтовых дорог с числовыми характеристиками распределения случайных величин коэффициента сопротивления повороту и кривизны траектории, принятыми в статистической динамике транспортных машин, показывает, что автоматизация управления позволяет повысить среднюю скорость движения на 19,5 %. При движении по дорогам с твердым покрытием, по грязным или по заснеженным, с большой интенсивностью изменения кривизны траектории, результаты исследования имеют еще большее значение. Во всех условиях движения эффективность АСУД заключается в уменьшении вероятности выхода за ограниченный динамический коридор движения, которая определяется функцией Лапласа.



### **3.5. Повышение управляемости быстроходной гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота**

При модернизации многоцелевых гусеничных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссий, в том числе механизмов и систем управления поворотом.

При движении по малодеформируемым дорогам скорость движения ограничивается в наибольшей степени управляемостью и устойчивостью. Повышение этих свойств достигается при создании гидрообъемных механизмов поворота. Как показано выше, необходимые динамические качества можно обеспечить при высокой установочной мощности этих машин, а также созданием управляемых многопоточных конструкций. Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Суровые условия эксплуатации машин, ограниченная возможность организации сервисного обслуживания, недостаточная надежность электронных устройств и гидрообъемных передач, а также ограничение стоимости системы управления поворотом, приводит к различным предложениям создания гораздо более простых механизмов поворота и систем управления. Эти системы имеют преимущества не только по вышеприведенным свойствам, но и по весовым и объемным показателям, простоте, стоимости, степени конструктивной и технологической отработанности элементов конструкции. К таким системам управления относятся механизмы поворота с дискретными свойствами – многорадиусный и планетарный, которыми оснащены модернизируемые машины. Сравнительные испытания модернизированных машин с увеличенной на 25% удельной мощностью показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8-15% ниже, чем с ГОМП, но это достигается более высокой интенсивности управляющей деятельности водителя. На дорогах с малодеформируемым основанием и интенсивным изменением направления движения – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах ограниченной кривизны, не удается обеспечить высокие динамические качества гусеничных машин, оснащенных СМП. Поэтому средняя скорость движения в этих условиях в 1,3...1,5 раза ниже по сравнению с ГОМП, возрастает интенсивность управляющих воздействий, число включений МП водителем на километр пути увеличивается в 6...9 раз.

На основе результатов исследования динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин с дискретной системой управления поворотом сформулированы следующие функциональные требования к автоматизированной системе:

- сокращение запаздывания реакции на управляющее воздействие;
- исключение «быстрых» боковых ускорений, превышающих сцепные свойства грунта и не компенсируемых водителем из-за ограничений его

психофизиологических возможностей как звена обратной связи за счет плавного регулирования кривизны траектории. При этом чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости поступательного движения должна снижаться, а увеличение подачи топлива должно выполнять функцию форсирующего управления;

Для снижения интенсивности управляющей деятельности водителя необходимо предусмотреть создание обратной связи по управляемой координате – угловой скорости.

Критерием эффективности автоматизированного управления является возможность поддержания максимально возможной скорости  $V_d$ , обеспечивающей минимальную разность  $|V_m - V_o| \rightarrow \min$ , при обеспечении точности траектории и ограничении числа включений механизма поворота водителем. Следует отметить, что в настоящее время опыт автоматизации управления фрикционными механизмов поворота крайне ограничен. Например, при разработке роботизированных комплексов на базе быстроходных гусеничных машин при автоматизации управления направлением движения рассогласование между текущим курсовым углом и необходимым углом направления движения компенсируется включением фиксированного расчетного радиуса. В работах А.М. Кауфмана точность траектории движения достигается импульсным управлением тормозом поворота. Представляется, что эффективность достигается периодическим включением расчетного радиуса, как это и делается квалифицированными водителями.

В этом случае криволинейная траектория будет представлять сочетание прямолинейных и криволинейных участков с расчетной кривизной. При таком дискретном управлении производная курсового угла – угловая скорость и кривизна являются периодическими функциями. В связи с этим создавать по ним обратные связи не эффективно. Управляемой координатой целесообразно принять интегральную величину – курсовой (направляющий) угол. Хотя фактическая кривизна траектории движения  $k_f$  отличается от требуемой  $k_T$ , но, решая задачу определения зависимости функции заданного курсового угла  $\varphi_3$  от угла поворота штурвала  $\alpha_{um}$ , формы импульсов  $t_1, t_2$  и скорости движения  $v$   $\varphi_3(\alpha_{um}, v)$ , можно обеспечить допустимое отклонение курсового (направляющего угла) от касательной требуемой траектории  $\Delta\varphi = (\varphi_o - \varphi_3) \leq [\Delta\varphi] v, \varphi_3(f)$ . В этом случае форма импульсов есть функция  $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, v, \Delta\varphi)$ . Знак  $\Delta\varphi$  означает, что в зависимости от величины и знака отклонения направляющего угла от заданного, форма импульсов корректируется.

При определенной скорости движения  $v$  заданную угловую скорость  $\omega_3$  можно рассматривать как решетчатую функцию  $\omega_3 = \omega_3^*(t_1, t_2)$ , то есть последовательность прямоугольных импульсов протяженностью  $t_1$  и отстоящих друг от друга на величину  $t_2$  – период квантования.

Компьютерное моделирование выполнено с адаптацией программного пакета «Model Vision Studium». Для этого создана вычислительная процедура

позволяющая решать систему уравнений движения транспортной машины с учетом нелинейности (дискретных свойств) системы управления. Процедура состоит из трех блоков. В первом блоке задается управляющее воздействие, например, в виде гармонической функции. Во втором моделируются дискретные свойства и запаздывание системы управления. В третьем – динамика и реакция машины на управляющее воздействие.

При импульсном управлении, формируемом обратной связью, фактическая кривизна траектории движения отличается от дорожной. Решая задачу определения формы импульсов  $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, v, \Delta\varphi)$ , можно снизить отклонения угловой скорости, курсового угла, соответственно и обеспечить условия вписываемости машины без снижения скорости движения.

Когда заданная угловая скорость является функцией скорости  $v$  или номера включенной передачи, чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости снижается, как в дифференциальном гидрообъемном механизме поворота. Если учет скорости движения возлагается на водителя, управление становится подобно рулевому управлению автомобилем. В таком варианте для обеспечения дозирования управляющего воздействия необходимо существенно повысить предельный угол поворота штурвала.

Для сокращения времени запаздывания реакции на изменение управления вводится форсирующее силовое воздействие. Оно представляет собой импульс поворачивающего момента, достаточного для преодоления инерционной составляющей сопротивления повороту, действующей в течение некоторого времени. Импульс момента формируется системой управления и направлен в сторону изменения направления действия поворачивающего момента. При движении по гармонической трассе форсирующий импульс начинает действовать в момент времени, когда  $\dot{\alpha}_{um} \neq 0$ . Длительность действия импульса определяется по фазочастотной характеристике.

При отклонении угловой скорости от заданной сигнал обратной связи поступает на орган управления модулятора давления. Управление можно обеспечить путем модуляции (глубины и частоты) давления рабочей жидкости в бустере управления тормозом поворота.

Функциональная схема, показанная на рис. 3.20 (для одного борта), и синтезированная программа управления поворотом обеспечивают:

- создание форсирующего управления при входе в поворот, обеспечивающего повышение качества переходных процессов, в том числе сокращение запаздывания реакции и коэффициента фазовой напряженности;
- при отклонении угловой скорости, направляющего угла от касательной к заданной траектории обратная связь управляет формой импульсов широтно-импульсной модуляции, обеспечивая компенсацию отклонения;

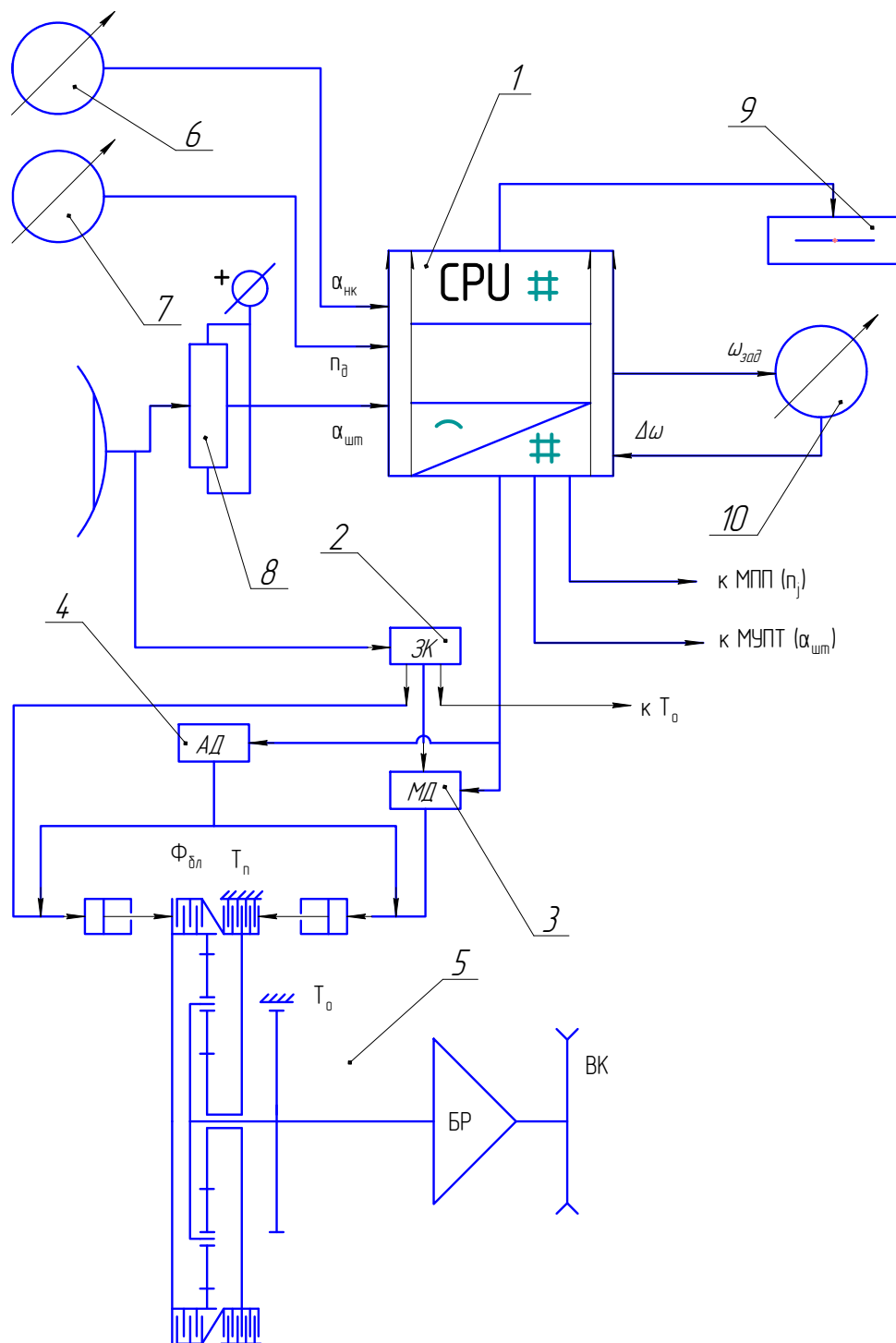


Рис. 3.20. Функциональная схема системы управления поворотом

- исключение условий возникновения устойчивых автоколебательных процессов и резонансных режимов в системе управления.

Реализация такой системы импульсного управления позволит повысить динамические качества гусеничной машины с дискретными свойствами

системы управления, соответственно, управляемость и подвижность на дорогах с интенсивным изменением направления движения, точность траектории движения на затяжных поворотах при снижении требований к квалификации водителя и интенсивности его деятельности (снижении числа включений механизма поворота водителем).

Однако результаты этого исследования получены без достаточного учета динамических процессов в гидросистеме, предельных возможностей модуляции давления, неустойчивости процессов трения при импульсном управлении и др.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в трансмиссиях гусеничных машин // Вестник бронетанковой техники.– 1975. – № 5.– С. 22 – 24.
2. Березин И.Я., Абызов А.А., Жебелев К.С. и др. Расчетное обоснование варианта управляемой системы поддрессирования быстроходной гусеничной машины // Военная техника, вооружения, технологии двойного применения.– Омск: ОмГУ, 2005. – Ч. II.– С. 213 – 216.
3. Благодеров А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. - 162с.
4. Бутенин Н.В. Теория колебаний. – М.: Высшая школа, 1963. – 252 с.
5. Гришкевич, А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с., ил..
6. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1960. – 580 с.
7. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Жебелев К.С. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // Вестник ЮУрГУ.–Серия «Машиностроение».–Вып. 8.– 2006. №11 (66), С. 114-121.
8. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Зависимость быстроходности транспортных гусеничных машин от их динамических свойств // Транспорт Урала.–2007. №2(13), С. 16-27.
9. Держанский В.Б. Адаптивное управление переключением передач гидромеханической трансмиссии на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования // В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».–Вып. 7. – 2005. — № 14(54). – С. 75–84.
10. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
11. Зальцерман И.М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И.М. Зальцерман, Д.М. Каминский, А.Д. Оношко. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с.
12. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования ВГМ: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 2000. – 32 с.
13. Красеньков В.И. Основы теории управляемости гусеничных машин. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 82с.
14. П. Пфайфер. Колебания упругих тел. / Пер. с нем.; Под ред. А.И. Лурье.– Изд. 2-е, стереотипное. – М.: Ком.Книга, 2006. – 152 с.
15. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем.–М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1960.
16. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. - М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
17. Савченко В.В., Свистун М.С., Сикорский В.В. Система поддержания работоспособности водителя: результаты испытаний и экспериментальных исследований // Автомобильная промышленность.– 2008.– № 1.– С.32 – 34.

18. Серебрянный В.В., Котиев Г.О., Рубцов И.В., Гаврин Н.О., Большакова И.К. Исследование характеристик криволинейного движения мобильного робототехнического комплекса // Мехатроника, автоматизация, управление. –2002. – № 4.
19. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин.– М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
20. Стратонович, Р.Л. Избранные вопросы теории флюктуаций в радиотехнике – М.: Сов. радио, 1961. – 557 с.
21. Сурьянинов Н.Г. Теоретические основы динамики машин.–Одесса: Изд-во Одесского ГПУ, 2000. – 302 с.
22. Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Интеллектуальные системы управления транспортными средствами. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 512 с.
23. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических коробок передач. – Минск: Наука и техника, 1973. – 216 с.
24. Тараторкин И.А. Прогнозирование вибронагруженности дотрансформаторной зоны трансмиссий транспортных машин и синтез гасителей крутильных колебаний: Автореф. дис. ...канд. техн. наук.– Челябинск, ЮУрГУ. – 2003.– 16 с.
25. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Ч. 1. – М.: Физматгиз, 1960. – 379 с.
26. Тихонов В.И. Марковские процессы / В.И. Тихонов, М.А. Миронов. – М.: Сов. радио, 1977. – 488 с.
27. Харитонов С.А. Автоматические коробки переключения передач. – М.: ООО «Изд-во Астрель» 2003. – 335с.
28. Шеридан Т.Б., Феррел У.Р. Система человек – машина. Модели обработки информации, управление и принятие решения человеком – оператором. / Пер. с англ. Под ред. К.Ф. Фролова. – М.: Машиностроение, 1980. – 400 с.
29. Ягубов В.Ф. Влияние автоматической системы контроля и управления на основные эксплуатационные показатели гусеничной машины Теория и проектирование многоцелевых гусеничных и колесных машин: Сб. научных трудов МАДИ (ГТУ) 2005. – С. 118 – 131.
30. Human engineering guide to equipment design / Пер. с англ.; Под редакцией Б.Ф. Ломова.– М.: Машиностроение, 1971. – 488 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин .....	5
1.1. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссии транспортной машины, формируемой взаимодействием с внешней средой .....	5
1.1.1. Экспериментальное исследование динамической нагруженности силового блока быстроходной гусеничной машины, взаимодействующей с внешней средой .....	5
1.1.2. Математическая модель системы «машина – водитель – внешняя среда» .....	8
1.1.3. Математическая модель водителя .....	11
1.1.4. Моделирование системы параметров внешней среды .....	17
1.2. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссии, формируемой динамическими свойствами системы «двигатель - трансмиссия – машина» .....	18
1.2.1. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии транспортной машины .....	19
1.2.2. Аналитическое прогнозирование нагруженности после трансформаторной зоны при установившихся режимах .....	23
1.2.3. Прогнозирование динамической нагруженности фрикционных элементов трансмиссии при переходных процессах .....	29
1.2.4. Прогнозирование резонансных режимов и повышение долговечности фрикционных элементов перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин .....	31
1.2.5. Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии .....	39
2. Динамика и управление поступательной скоростью движения транспортных машин .....	46
2.1. Динамика и управление процессом трогания машины с места .....	46
2.2. Синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии .....	55
2.2.1. Основные требования, предъявляемые к системе управления .....	55
2.2.2. Закон автоматического переключения передач и блокировки гидротрансформатора .....	56
2.2.3. Блок-схема алгоритма работы системы .....	59
2.2.4. Структура и функциональная схема системы управления .....	63
2.3. Адаптация программы управления на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования .....	67
2.4. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничных машин .....	83
2.5. Динамика и управление процессами торможения гусеничной машины и поддержания дистанции .....	88
3. Динамика и управление криволинейным движением быстроходных гусеничных машин .	98
3.1. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин .	98
3.2. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении .....	110
3.3. Анализ управляемости быстроходной гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом .....	129
3.4. Синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины .....	139
3.5. Повышение управляемости быстроходной гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота .....	144
Список литературы .....	149
Содержание .....	151



Держанский Виктор Борисович  
Тараторкин Игорь Александрович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Учебное пособие

Редактор Н.А. Леготина

---

Подписано к печат	Формат 60×84 1/8	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 9,	Уч. – изд. л. 95
Заказ	Тираж 100 экз.	Цена свободная

---

Редакционно-издательский центр КГУ  
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25  
Курганский государственный университет