

М 194661
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

МАКАРОВ Станислав Георгиевич

На правах рукописи

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЯ 4×4
С БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ

(Специальность 05.05.03. Автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Диссертационная работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
профессор, д. т. н. Н. Ф. Бочаров.

Официальные оппоненты —
проф., д. т. н. Иванов В. А.,
к. т. н. Пирковский Ю. В.

Ведущее предприятие — Кременчугский автомобильный завод имени 50-летия СССР.

Автореферат

1973 г.

Защита диссертации

1973 г.

в « » часов
ского факультета
ва, 107005, 2-й

иници-
Моск-

С диссертацией
тута.

инсти-

Отзывы на
печатью, про

енные

Ученый секретарь
к. т. н., доцент

М194661

Л. Н.

ВВЕДЕНИЕ

Расширение областей и масштабов применения автомобильного транспорта в народном хозяйстве страны привело к необходимости увеличения парка полноприводных автомобилей, обладающих повышенной проходимостью в тяжелых дорожных условиях. Раскрывая содержание Директив XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 годы, председатель Госплана СССР Н.К.Байбаков докладывал депутатам второй сессии Верховного Совета СССР восьмого созыва: "В производстве грузовых автомобилей большое внимание уделяется дальнейшему развитию машин повышенной проходимости. При общем увеличении выпуска грузовых автомобилей на 5,6 процента, производство таких машин увеличивается на 14 процентов".

Количественный рост отечественного автомобильного парка сопровождается и ростом конструктивного многообразия схем приводов к ведущим колесам, что привело, в конечном итоге, к проблеме выбора рациональной схемы привода. Вопрос о рациональной схеме привода к ведущим колесам, в конечном счете, решается путем экономического анализа суммарных затрат на производство автомобиля и его эксплуатацию. Определение эксплуатационных расходов связано с необходимостью теоретической оценки ряда технико-экономических показателей автомобиля. Поэтому разработка и дальнейшее совершенствование расчетных методов определения технических показателей проектируемых автомобилей является одной из основных задач отечественной автомобильной науки.

Глава I

ОБЗОР РАБОТ ПО ТЕОРИИ БЛОКИРОВАННОГО ПРИВОДА. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Несмотря на то, что по конструктивному исполнению блокированный тип привода является наиболее простым из всех известных, некоторые особенности его работы, которые влияют на эксплуатационные показатели автомобиля и приводят иногда к результатам, противоречащим замыслам конструктора, определили повышенный интерес исследователей к работе данного типа привода.

Принципы, разработанные Н.Е.Жуковским, были положены акад. Е.А.Чудаковым в основу аналитического метода расчета нагруженности силовой передачи колесных машин с блокированным типом привода. Е.А.Чудаков первым решил подобную задачу для экипажа с элас-

тичными колесами, радиус качения, которых, как известно, не остается постоянным. Многие вопросы, связанные с определением эксплуатационных свойств полноприводных автомобилей, рассмотрены в работах советских ученых Г.В.Зимилева, А.С.Литвинова, Б.С.Фалькевича, Н.А.Бухарина, Н.И.Коротышко, И.А.Левина, Н.А.Лужановского, Ю.А.Ефремова, В.М.Семенова, Н.В.Дивакова и др.

Необходимо отметить, что теоретический анализ работы любого типа привода сводится, в конечном счете, к анализу системы "привод-двигатель", а результаты такого анализа определяются уровнем наших знаний в области теории качения автомобильного колеса. Работы Ю.В.Пирковского, В.А.Петрушова, Р.В.Вирабова, Б.Б.Крадинова и др. в области теории качения определили качественно новый этап в исследовании полноприводных автомобилей. Этот этап исследования нашел свое отражение в работах В.А.Петрушова, Н.Ф.Бочарова, Г.А.Смирнова, С.П.Кананыхина, А.В.Филиппина, С.А.Шуклина, А.С.Полякова и др.

Анализ выполненных исследований позволил следующим образом сформулировать задачи настоящего исследования:

1. С учетом допущений расчетной схемы акад. Е.А.Чудакова, разработать зависимости для оценки механических потерь в трансмиссии автомобиля 4x4 с заблокированным приводом. На базе данных разработок получить зависимости, определяющие суммарные потери в системе "привод-двигатель". Распределение крутящих моментов, соответствующее минимуму суммарных потерь в системе "привод-двигатель", использовать в качестве объективного критерия для оценки качества различных вариантов привода.
2. Рассмотреть особенности переходных процессов в трансмиссии автомобиля 4x4 с заблокированным приводом, связанные с кинематическими характеристиками колесного двигателя.
3. Отрастить основные особенности заблокированного привода в расчетных схемах для динамических исследований. Разработать методику решения задач по исследованию трансмиссий с заблокированным приводом на А.В.М.
4. На базе разработанных положений объяснить природу "галоширования" бесподвесотных машин с заблокированным приводом.

Г л а в а П

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ

В главе проанализирована структура зависимостей, определяющих распределение крутящих моментов по ведущим мостам автомобиля с колесной формулой 4x4. Помимо известных видов кинематического рассогласования рассмотрено влияние кинематического рассогласования, заданного в виде неравенства передаточных чисел ведущих мостов автомобиля.

Используя метод обращения движения и полагая, что между кинематическими параметрами разноименных осей существует неравенство $\gamma_2^k l_2 \leq \gamma_1^k l_1$ (где γ_i^k — радиус качения i -ой оси в ведомом режиме), рассмотрено движение автомобиля с колесной формулой 4x4 в ведомом режиме. Принято, что имеющие место в реальной трансмиссии механические потери отнесены к ведущим мостам и могут быть выражены через коэффициенты полезного действия редуктора моста. В соответствии с положениями механики для отдельных взаимодействующих звеньев расчетной схемы (рис. I) составлены уравнения мощностного баланса.

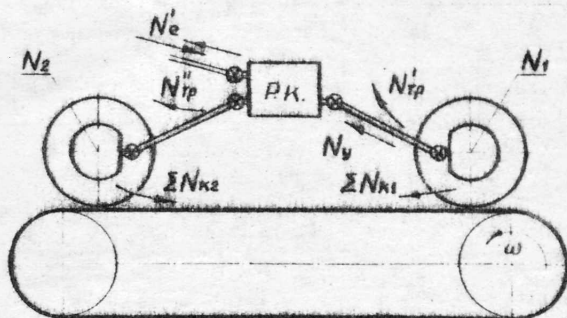


Рис. I. К определению механических потерь в трансмиссии с блокированным типом привода.

Учитывая, что при установившемся режиме движения отношение угловых скоростей вращения колес равно отношению передаточных чисел главных передач, можно представить для рассматриваемого случая отношение между крутящими моментами на колесах в следующей форме

$$M_2 \gamma_1^i \gamma_2^i = - M_1 \frac{l_1}{l_2} \quad (1)$$

где γ_i, γ_i^i — к.п.д. i -ой ветви силового привода при передаче

мощности, соответственно, в прямом (от раздаточной коробки к колесу) и обратном направлениях.

Полученное равенство дает возможность, во-первых, оценить к.п.д. блокирующего привода по результатам протягивания автомобиля в ведомом режиме и, во-вторых, решить основную задачу исследования, т.к. с учетом (I) условие равенства поступательных скоростей движения ведущих колес запишется так

$$\dot{z}_1(z_1^b - \lambda_1 M_y^1) = (z_2^b + \lambda_2 M_y^2 \gamma_1 \gamma_2) \dot{z}_1 \quad (2)$$

где λ_i - коэффициент тангенциальной эластичности i -ой ведущей оси.

Полученное решение свидетельствует о том, что условие равенства поступательных скоростей движения ведущих колес является необходимым, но недостаточным условием для определения параметров распределения крутящих моментов. При учете к.п.д. блокирующей передачи крутящий момент на тормозном колесе будет больше, а на ведущем меньше соответствующих значений моментов при идеальной силовой связи между колесами.

Дополнительные потери на протягивание экипажа в ведомом режиме, с учетом свойств реальной передачи, определяются одним из следующих равенств

$$\Delta P_{\gamma} = \frac{N_{тр}}{V_a} = \frac{M_y^2 (1 - \gamma_1 \gamma_2)}{z_2 \gamma_1 \gamma_2} \quad (3)$$

где ΔP_{γ} - дополнительное усилие протягивания, обусловленное трением;

V_a - скорости буксирования экипажа;

$N_{тр}$ - мощность потерь на трение.

То есть, в первом приближении, потери на трение пропорциональны величине момента внутренних сил упругости, что хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Хотя пообщему определению (3) сила ΔP_{γ} есть фиктивная сила (реальный смысл эта сила имеет только в ведомом режиме), особенности заблокированного привода, обеспечивающие связь кинематических параметров отдельных колес с параметрами колесного шасси во всех режимах движения, дают возможность однозначно определять значения силы ΔP_{γ} . Учет направления передачи мощности приводит к необходимости рассмотреть три возможных случая движения автомобиля:

Случай I. Тормозной режим движения, когда $M_1 < 0$, $M_2 < 0$ и

$M_p < 0$.

Случай 2. Режим движения, когда $M_1 \leq 0$, $M_2 \geq 0$, а M_p может быть больше, равно или меньше нуля.

Случай 3. Ведущий режим, когда $M_1 > 0$, $M_2 > 0$ и $M_p > 0$.

Определяя дополнительные потери в двигателе в форме, предложенной к.т.н. Ю.В.Пирковским, и используя полученные зависимости для определения механических потерь, получаем возможность оценить суммарные потери в системе "привод-двигатель" по кинематическим параметрам ведущих осей автомобиля.

Полученные результаты, кроме того, дают возможность, используя методы математического анализа, рассмотреть вопрос об оптимальных (с точки зрения потерь) параметрах распределения крутящих моментов по ведущим мостам автомобиля и, таким образом, получить критерий для объективной оценки качества системы "привод-двигатель". Так для автомобиля с колесной формулой 4x4 отношение оптимальных значений крутящих моментов на ведущих осях определяется следующей зависимостью

$$\left(\frac{M_1}{M_2} \right)_0 \approx \frac{(z_1^B)^2 \lambda_2 l_2}{(z_2^B)^2 \lambda_1 l_1} \quad (4)$$

Поскольку полученные расчетные зависимости для оценки потерь мощности определяются через кинематические параметры колесного двигателя, в работе выполнено исследование основных характеристик современных колесных двигателей. При этом основное внимание обращено на зависимость кинематических характеристик от конструктивных параметров двигателя и на характер изменения основных кинематических параметров в процессе эксплуатации.

Глава III

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЕЙ С БЛОКИРОВАННЫМ ТИПОМ ПРИВОДА

Динамические особенности, присущие блокированному приводу, проявляются уже при рассмотрении модели автомобиля 4x4 на жестких колесах. Если сообщить модели некоторое перемещение, то в силу неравенства передаточных чисел главных передач и радиусов качения колес, это приведет к изменению относительного угла поворота колес. Поскольку привод, блокирующий колеса, обладает некоторой жесткостью C_n , в приводе возникает момент внутренних сил упругости. Значения крутящих моментов на ведущих колесах будут отличаться друг от друга не только по абсолютной величине, но и (в ведомом режиме) по знаку. По этой причине перемещение

экипажа в продольном направлении сопровождается возникновением некоторой силы ΔP , препятствующей перемещению. Пренебрегая влиянием постоянной составляющей силы сопротивления качению, можно утверждать, что рассматриваемая система эквивалентна линейному осциллятору. Выведенная из положения равновесия модель будет совершать продольные колебания относительно положения равновесия. В реальных условиях подобные колебания, естественно, не наблюдаются, так как величина силы ΔP значительно меньше постоянной составляющей силы сопротивления качению. Поскольку рассматриваемая модель не содержит элементов, исправляющих заданное кинематическое рассогласование, то при перемещении модели в продольном направлении наступает такой момент, когда одна из ведущих осей начинает передавать крутящий момент, превышающий ее сцепные возможности. В данных условиях характер изменения крутящих моментов будет определяться видом зависимости силы сцепления φ от скорости скольжения или буксования колеса $V_{\text{с}}$. Известно, что при падающей характеристике функции $P_{\varphi} = f(V_{\text{с}})$ в некотором диапазоне изменения $V_{\text{с}}$, в приводе возможно развитие автоколебаний. Характерным для заблокированного привода является то, что скорость скольжения одного из колес однозначно определяется скоростью движения модели и величиной кинематического рассогласования. Эти соображения дают основание рассматривать модель автомобиля 4x4 на жестких колесах, как потенциально-автоколебательную систему.

Применяя аналогичные рассуждения для модели на эластичных колесах, можно следующим образом оценить характер изменения момента внутренних сил упругости

$$M_{\text{уп}} = \left| \frac{z_{21}i_1 - z_{11}i_2}{i_1 i_2 (\lambda_1 + \lambda_2)} \right| \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}} \right) \quad (5)$$

Выражение под знаком абсолютной величины характеризует установившееся значение момента внутренних сил упругости, определяемое, обычно, из условия равенства текущих радиусов качения.

Величина S_0 характеризует инерционное запаздывание трансмиссии в передаче входного сигнала (кинетическое рассогласование) на выход (перераспределение крутящих моментов). Сопоставление свойств экипажей на эластичных и жестких колесах позволило установить физический смысл постоянной S_0 . Величина S_0 определяет путь, который необходимо пройти экипажу на жестких колесах для полной отработки, эквивалентного модели на эластичных колесах, кинематического рассогласования. Последнее обстоятельство позволило получить приближенную зависимость для оценки величины

$$S_0 \approx \frac{z_1^b z_2^b}{l_1 l_2 C_n (\lambda_1 + \lambda_2)} \quad (6)$$

Представленные зависимости носят приближенный характер и могут характеризовать реакцию динамической расчетной схемы трансмиссии с заблокированным приводом на переменное кинематическое рассогласование только в ограниченном диапазоне частот. При этом верхняя граница диапазона определяется, как показали исследования, выполненные с помощью АИМ, низшей собственной частотой колебаний в трансмиссии.

Для того, чтобы более полно отразить характер переходных процессов в трансмиссии автомобиля 4x4 с заблокированным приводом, необходимо отказаться от принятых выше допущений и более полно учитывать свойства реальной трансмиссии и, в частности, ее динамические свойства. Особенности работы трансмиссии с заблокированным приводом будут учтены, если в современных расчетных схемах будут присутствовать кинематические параметры колесного движителя. При этом система дифференциальных уравнений, описывающих работу подобной динамической расчетной схемы, оказывается нелинейной, что приводит к необходимости выбора метода решения. Кроме того, приходится отказаться от замены поступательно-движущейся массы автомобиля приведенным моментом инерции, так как такое приведение, в силу неравенства радиусов качения, является формальным и приводит к потере качества решения. С другой стороны, отказ от такого приведения облегчает, при использовании вычислительной техники, учет дополнительных потерь в колесном движителе.

На рис. 2 представлена расчетная схема, учитывающая изложенные соображения.

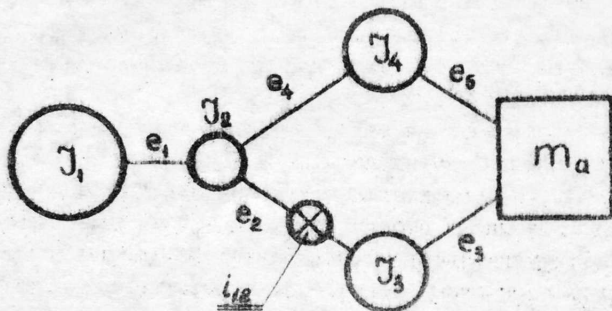


Рис. 2. Расчетная схема автомобиля 4x4 с заблокированным приводом.

В данном случае осуществлено приведение системы к колесам заднего ведущего моста. Особенности кинематических параметров трансмиссии и колесных движителей учтены в системе дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned}
 J_1 \dot{\omega}_1 &= M_g - M_1 & e_1 \dot{M}_1 &= \omega_1 - \omega_2 \\
 J_2 \dot{\omega}_2 &= M_1 - \frac{M_2}{i_{12}} - M_4 & e_2 \dot{M}_2 &= \frac{\omega_2}{i_{12}} - \omega_3 \\
 J_3 \dot{\omega}_3 &= M_2 - M_3 & e_4 \dot{M}_4 &= \omega_2 - \omega_4 \\
 J_4 \dot{\omega}_4 &= M_4 - M_5 & e_3 \dot{M}_3 &= \omega_3 - \frac{V_a}{z_1^B - \lambda_1 M_3} \\
 m_a \dot{V}_a &= \frac{M_3}{z_1^B} + \frac{M_5}{z_2^B} - P_{f0} - \Delta P_{\gamma} & e_5 \dot{M}_5 &= \omega_4 - \frac{V_a}{z_2^B - \lambda_2 M_5}
 \end{aligned} \quad (7)$$

Обозначениям на схеме соответствуют: J_1 - момент инерции вращающихся масс двигателя и сцепления; J_2 - момент инерции, вращающихся масс центрального тормоза; J_3, J_4 - моменты инерции ведущих колес автомобиля; m_a - поступательно-движущаяся масса автомобиля; e_1 - податливость валопроводов на участке от двигателя до центрального тормоза; e_2, e_4 - податливости трансмиссии на участках от центрального тормоза до передних и задних ведущих колес, соответственно; e_3, e_5 - тангенциальная податливость шин автомобиля; M_g - крутящий момент двигателя; i_{12} - отношение передаточных чисел главных передач.

Решение уравнений движения подобной расчетной схемы известными методами, практически невозможно, из-за большого объема вычислительных работ, обусловленного высоким порядком и нелинейным характером рассматриваемых уравнений. Поэтому в настоящем исследовании использован метод математического моделирования, основанный на использовании (АМ).

В работе использован опыт, накопленный при исследовании трансмиссий колесных машин на АМ, в Проблемной автомобильной лаборатории Белорусского политехнического института. Используя методику масштабирования и выбора переменных (угловые скорости масс и моменты в упругих звеньях), принятую в БПИ, можно достаточно просто, составить блок-схему задачи для классической расчетной схемы. Учет же кинематических особенностей колесного движителя приводит к необходимости построения специальной блок-схемы, отражающей эти особенности эластичного колеса.

Глава IV

ГАЛОПИРОВАНИЕ КОЛЕСНЫХ МАШИН

В начале шестидесятых годов как у нас в стране, так и за границей были предприняты попытки создания бесподвесочных полноприводных транспортных средств. Испытания ряда опытных образцов выявили специфический недостаток их конструкции. Практически, при испытаниях всех транспортных средств даже при движении по ровному асфальтобетонному шоссе наблюдались незатухающие продольные угловые колебания (галопирование), возникающие, как правило, при определенной скорости движения.

Анализ имеющихся, чрезвычайно ограниченных, сведений позволил установить, что, во-первых, галопирование зависит от типа привода, а, во-вторых, определенное влияние на скорость галопирования оказывают параметры поддрессирования автомобиля.

Для экспериментальных подтверждений высказанных предположений был использован макетный образец автомобиля НАМИ-044 на пневмокатках И-245, характерной особенностью которого являлось заданное, за счет изменения передаточного числа переднего ведущего моста с 6,67 на 7,6, кинематическое несоответствие. Макетный образец автомобиля был выполнен на базе агрегатов серийного автомобиля ЗИЛ-157.

При испытаниях автомобиля с колесной формулой 4x2 было установлено, что максимальная скорость движения автомобиля зависит от внутреннего давления воздуха в пневмокатках и находится в пределах 50-65 км/ч. При этом не обнаружено режимов движения, соответствующих интенсивным угловым колебаниям автомобиля. Угловые колебания кузова носят случайный характер, определяемый профилем опорной поверхности.

При движении в режиме 4x4 в диапазоне скоростей 33-36 км/ч наблюдается развитие интенсивных угловых колебаний, препятствующих повышению скорости движения.

Анализ полученных данных показывает, что:

1. Развитие интенсивных угловых колебаний начинается после переключения с III на IV или V передачу. При увеличении кинематического несоответствия (поворот) галопирование имеет место и на III передаче;
2. Изменение давления воздуха в пневмокатках не приводит к изменению скорости галопирования, изменяется только частота и амплитуда регистрируемых параметров в соответствии с изменением частоты угловых колебаний автомобиля и своих возможностей

пневмокатков (большим значениям коэффициента сцепления соответствуют большие амплитуды колебаний);

3. Наблюдается периодический отрыв задних ведущих колес и, как следствие, полная разгрузка их от крутящего момента;
4. Продольные ускорения автомобиля несут периодический характер, а амплитуды колебаний лежат в пределах $(0,2+0,3)g$, что свидетельствует о воздействии на корпус автомобиля возмущающего момента

$$M\ddot{\omega}_{\text{цт}} = m a \dot{V}_0 h_{\text{цт}} \quad (8)$$

где $h_{\text{цт}}$ - высота центра тяжести автомобиля.

Предварительно, физические особенности галопирования были рассмотрены на примере представленной выше, упрощенной модели автомобиля, типа 4x4. Как показано выше любое перемещение модели в направлении движения сопровождается появлением некоторой силы ΔP , препятствующей движению. Если распределение крутящих моментов по ведущим осям автомобиля, в результате существующего кинематического рассогласования, таково, что один из крутящих моментов, практически, соответствует предельному по сцеплению, то при движении в реальных условиях движения имеется возможность изменения полученных параметров распределения. Эти изменения происходят за счет изменения вертикальной нагрузки на ведущей оси и приводят к нарушению тягового баланса, а значит, и к изменению продольного ускорения, определяющего возмущающее воздействие на подвеску. При слабом демпфировании колебаний поддрессоренной массы, нарушение параметров распределения носит почти периодический характер, ввиду длительности процесса затухания свободных колебаний и наличия возмущающего воздействия. Очевидно, что величина возмущающего воздействия определяется размахом колебаний силы ΔP , а реакция системы на данное возмущение - периодичностью ее изменения. Поскольку для восстановления нарушенного распределения крутящих моментов требуется пройти некоторое расстояние $3S_0$ (или S_0 в случае экипажа на жестких колесах) нетрудно определить резонансную скорость движения

$$V_p = \frac{3\omega_{\text{ц}} S_0}{2\pi} \approx 5 \quad (9)$$

где $\omega_{\text{ц}}$ - круговая частота угловых колебаний поддрессоренной массы автомобиля.

Естественно, что при принятых упрощениях, невозможно объяснить всех особенностей рассматриваемого процесса. По этой причине исследования были продолжены, но уже с применением АЕМ, что в свою очередь, привело к необходимости определения динамических параметров

расчетных схем трансмиссии и подвески автомобиля.

Полученные данные позволили оценить собственные частоты трансмиссии (таблица 2).

Таблица 2

Частота рад/сек	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
	0,43	18,83	59,35	61,25	171,99

Низшая частота колебаний соответствует частоте продольных колебаний, определенной выше, исходя из чисто кинематических соображений. Неравенство передаточных чисел главных передач приводит к сохранению в характеристическом уравнении системы свободного члена, означающего, что тривиальное решение ($\dot{\omega} = 0$), в данном случае, невозможно.

Динамическая расчетная схема подвески автомобиля соответствует общепринятым. Дифференциальные уравнения движения поддрессоренной массы автомобиля записаны в следующей форме

$$m_a \ddot{V}_z = -2c_1(y - a\dot{\omega}) - 2c_2(y + b\dot{\omega}) - 2k_1(\dot{y} - a\dot{\omega}) - 2k_2(\dot{y} + b\dot{\omega})$$

$$J_p \ddot{\omega} = 2c_1(y - a\dot{\omega})a - 2c_2(y + b\dot{\omega})b + 2k_1(\dot{y} - a\dot{\omega})a - 2k_2(\dot{y} + b\dot{\omega})b \quad (10)$$

где J_p - момент инерции поддрессоренной массы относительно центра тяжести; m_a - поддрессоренная масса автомобиля; $2c_i$ - вертикальная жесткость элементов поддрессирования i -ого моста; $2k_i$ - коэффициент сопротивления демпфирующих элементов подвески i -ого моста.

В соответствии с методикой решения задач на АЭМ было выполнено масштабирование независимых переменных и составлена блок-схема трансмиссии и подвески автомобиля НАМИ-044 (рис. 3). Блок-схема, учитывающая кинематику двигателя и блок-схема переменного ограничения показаны условно, в упрощенном виде.

На крутящий момент задних ведущих колес наложено ограничение

$$M_{k2} \leq M_{\varphi 2} = \varphi Z_2 z_2^b \quad (11)$$

$$M_{k2} \geq 0$$

где φ - коэффициент сцепления пневмокатков с грунтом; Z_2 - текущее значение вертикальной реакции на заднем ведущем мосту.

Напряжение с сетки входной лампы усилителя № 12, пропорциональное продольному ускорению автомобиля используется для формирования возмущающего момента, действующего на поддрессоренную массу автомобиля (усилитель № 17). Дiod Д5 удерживает автомобиль от откатывания назад, в момент трогания, под воздействием силы сопротивления качению в ведомом режиме. Наличие постоянного кинематического рассогласования, связанного с неравенством передаточных чисел глав-

ных передач, учитывается изменением коэффициентов перед усилителями №5 и №6. Кинематические особенности двигателя учтены блоками №13, №14 и №15, №16, т.е. использована упрощенная блок-схема.

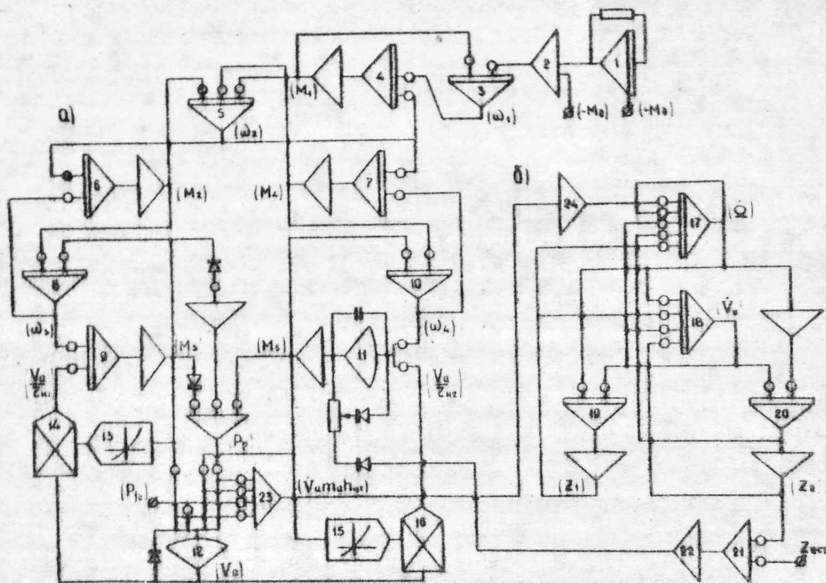


Рис. 3. Блок-схема решения задачи на АБМ.

Блок-схема подвески (рис.3б) является типичной и отличается от принятых тем, что на усилитель №17 подается напряжение пропорциональное возмущающему моменту и, кроме того, с помощью усилителей №21 и №22 формируется текущее значение вертикальной реакции на задних ведущих колесах, необходимое для работы схемы ограничения.

Решение задачи осуществлялось на двух машинах МНБ-1 с использованием блоков нелинейности НБН.

В процессе решения на АБМ исследовалось влияние на процесс развития колебаний таких параметров как величина крутящего момента двигателя, высота расположения центра тяжести, параметры поддрессоривания и др. При этом не представляется возможным оценить количественное воздействие каждого из названных параметров, что объясняется неоднозначным их влиянием на темп развития колебаний. Эта неопределенность, отчасти, определяется характером решаемой задачи (неустановившиеся колебания).

Определяющее влияние на темп развития совместных колебаний оказывают демпфирующие элементы подвески.

Полученные результаты подтвердили данное выше физическое обоснование процесса галопирования и позволили сформулировать заключение о том, что транспортные средства, имеющие блокированный тип привода, с заданным, предельным по сцепным возможностям, кинематическим рассогласованием, и параметрами поддрессирования, не отвечающими современным требованиям, обладают склонностью к угловым колебаниям, сопровождающимися значительными динамическими нагрузками в трансмиссии.

В ы в о д ы

1. С учетом механических потерь в трансмиссиях автомобилей 4x4 с блокированным типом привода получены аналитические зависимости для

- а) определения точных параметров распределения крутящих моментов по ведущим осям;
- б) оценки суммарных потерь мощности в трансмиссии автомобиля с блокированным типом привода в общем случае движения.

Полученные расчетные зависимости для определения суммарных потерь мощности не требуют предварительной оценки параметров распределения крутящих моментов.

2. Математический анализ полученных зависимостей дает возможность определить в каждом конкретном случае оптимальные (с точки зрения потерь) параметры распределения крутящих моментов и использовать их для объективной оценки качества системы "привод-двигатель".

3. Проведенные исследования характера изменения основных кинематических параметров колесных двигателей в процессе эксплуатации показывают, что

- а) на практике имеет место разброс в значениях коэффициента тангенциальной эластичности, даже в пределах одной партии шин, до 10÷15%, что приводит к необходимости применения статистических методов исследования;
- б) изменение слоистости каркаса и высоты рисунка протектора, вследствие износа, практически, не влияет на изменение радиуса качения ведомого колеса;
- в) износ рисунка протектора и снижение норм слоистости каркаса приводит к уменьшению значения коэффициента тангенциальной эластичности на 10÷20 %.

4. Для оценки переходных процессов в трансмиссиях с блокированным типом привода в диапазоне частот до 2÷3 герц целесообразно использовать постоянную S_0 , которая, во-первых, характеризует

путь, необходимый для полной отработки заданного кинематического рассогласования экипажем на жестких колесах, и, во-вторых, определяет степень отработки этого же рассогласования экипажем на эластичных колесах.

5. В расчетных схемах для исследования динамических процессов в трансмиссиях с заблокированным типом привода с использованием современных вычислительных средств, целесообразно, отказаться от замены поступательно-движущейся массы автомобиля крутильной инерционной массой, что дает возможность автоматически учитывать дополнительные потери в колесном движителе.

6. Разработана методика расчета на АЭМ динамических процессов в трансмиссиях автомобилей с заблокированным типом привода. Дано математическое описание и разработаны блок-схемы электронных моделей, воспроизводящих основные особенности изменения кинематических параметров колесных движителей. Правильность математического описания подтверждается результатами исследования явления галопирования.

7. Установлено, что галопирование колесных машин является следствием взаимодействия силовой передачи и системы поддрессоривания автомобиля, которое осуществляется благодаря возможности заблокированного привода аккумулировать энергию и отдавать ее при потере сцепления одной из ведущих осей. Необходимыми условиями возникновения галопирования являются:

- а) наличие значительного кинематического рассогласования, приводящего к такому распределению крутящих моментов, когда один из них находится достаточно близко к пределу сцепления;
- б) слабое демпфирование угловых колебаний корпуса автомобиля.

При выполнении данных условий возможна синхронизация колебаний момента внутренних сил упругости в трансмиссии угловыми колебаниями корпуса автомобиля.

Материалы диссертации опубликованы в печатных работах:

1. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Крадинов Е.Б., Семенов В.М. Особенности качения пневмокатов по твердой дороге и деформируемым грунтам. Автомобильная промышленность, № 10, 1964.
2. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Крадинов Е.Б., Семенов В.М. Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей на пневмокатах. Автомобильная промышленность, № 2, 1965.
3. Макаров С.Г., Гусев В.И., Бошняк В.А. Экспериментальное исследование тягово-сцепных качеств пневмокатов модели И-245. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 4, 1968.

4. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Пугин П.П., Филишкин А.В., Бошняк В.А. Исследование кинематических параметров колесных движителей. Автомобильная промышленность, № 5, 1969.
5. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Анкинович Г.Г. Экспериментальное определение демпфирующих свойств шин низкого давления - пневмокатов. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 8, 1969.
6. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф. Особенности работы заблокированной трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4х4. Автомобильная промышленность, № 2, 1970.
7. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Ломанин В.В., Филишкин А.В., Гусев В.И. К вопросу о распределении тяговых усилий по мостам тележки трехосного автомобиля при заблокированном приводе. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 10, 1970.
8. Макаров С.Г., Соловьев В.И., Чинченко Б.М. Особенности распределения моментов между колесами моста, имеющих дифференциал свободного хода. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 12, 1971.
9. Макаров С.Г., Бочаров Н.Ф., Гусев В.И. Распределение крутящих моментов по ведущим мостам автомобиля с заблокированным типом привода с учетом к.п.д. отдельных механизмов трансмиссии. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 9, 1972.
10. Макаров С.Г. Некоторые вопросы теории качения колеса. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 11, 1972.

199461