

М19 3497

Министерство высшего и среднего специального образования СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО
ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ВИКТОР ВЛАДИМИРОВИЧ МОСКОВКИН

**ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ
КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ**

(05.05.03. Автомобили и тракторы)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им.Н.Э.БАУМАНА
=====

На правах рукописи

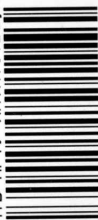
Виктор Владимирович МОСКОВКИН

ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ
КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

(05.05.03. Автомобили и тракторы)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1193497

Московский В.В. Инерционн

Москва - 1973

Работа выполнена в Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ).

Научный руководитель - доктор технических наук В.А.Петрушов.

Научный консультант - кандидат технических наук С.А.Шукин.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Г.А.Смирнов, кандидат технических наук Ю.В.Пирковский.

Ведущее предприятие - Кременчугский автомобильный завод.

Автореферат разослан " " _____ 197 г.

Защита диссертации состоится " " _____ 197 г.
на заседании ученого совета конструкторско-механического факультета МВТУ им.Н.В.Баумана.

Отзывы в 2-х экз. просим прислать по адресу:
г.Москва, 107005, 2-я Бауманская, 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им.Баумана.

Ученый секретарь совета
кандидат технических наук, доцент Л.Н.Колесов

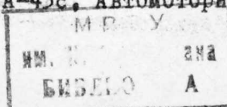
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Виктор Владимирович МОСКОВКИН

ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

И-75125. Подп.к печ.30/1-1973 г. Форм.бум.60х90/16. Печ.л. 1.
Уч.-изд.л.0,8. Зак.100.Тир.150.Бесплатно.

Типография НАМИ. Москва, А-438. Автомоторная ул., 2.



Сопротивление качению является одним из важнейших критериев оценки степени конструктивного совершенства автомобилей и автопоездов.

Задача снижения сопротивления качению автомобиля (автопоезда) должна решаться путем снижения величины каждой его физической составляющей, основными из которых являются потери мощности в шинах, трансмиссии и потери на аэродинамическое сопротивление.

Известно, что потери в шинах зависят от многих сложных и взаимосвязанных физических свойств шины и дороги, а потери в трансмиссии — от множества конструктивных вариантов и условий эксплуатации, поэтому применение чисто аналитических методов здесь крайне затруднительно. В связи с этим большое внимание при изучении потерь в шинах и трансмиссии уделяют экспериментальным исследованиям. Накопленные к настоящему времени опытные данные по влиянию на сопротивление качению автомобиля таких важных факторов, как давление воздуха в шине, нагрузка на колесо, конструкция шины, скорость движения, конструктивное исполнение агрегатов трансмиссии, уровень, сорт и вязкость смазки пока немногочисленны, чем, вероятно, и можно объяснить тот факт, что в конструкторских расчетах тягово-динамических показателей проектируемых автомобилей большинство из этих факторов условно принимаются постоянными.

Обычно для конкретного автомобиля рассчитывают его аэродинамическое сопротивление, для определения же сопротивления качению шин пользуются осредненными для всех автомобилей табличными коэффициентами сопротивления качению, а для потерь в трансмиссии — средними значениями коэффициентов полезного действия элементов привода.

Эксперименты показывают, что расхождение между осредненными и действительными значениями этих коэффициентов для конкретных шин и трансмиссий достигает 100% и более.

Интенсивность накопления сведений по характеристикам сопротивления качению шин и потерям в трансмиссии существенно сдерживается сложностью применяющихся средств и способов обработки результатов эксперимента. Поэтому по-прежнему актуальной остается задача получения соответствующих экспериментальных данных методом выбега. Использованию параметров выбега для определения сопротивления качению автомобиля посвящены работы Г.В.Зимелева, Б.С.Фалькевича, В.И.Кнороза, М.И.Лурье, Г.А.Крестовникова, М.А.Кременца и др., которые создают основу для дальнейших исследований в этой области.

Целью настоящей работы является разработка метода, позволяющего наиболее просто в экспериментальном отношении и с приемлемой для практических целей точностью определять суммарную силу сопротивления качению автомобиля и ее физические составляющие, и тем самым оперативно получать материалы, необходимые для исследования путей снижения сопротивления качению колесных транспортных средств.

Основой инерционного метода является закон сохранения энергии.

Известно, что кинетическая энергия тела является мерой его механического движения и измеряется той работой, которую может совершить тело при его торможении до полной остановки. В связи с тем, что полная кинетическая энергия движущегося автомобиля является суммой кинетической энергии поступательного и вращательного движения, имеем

$$\frac{\delta G_a V_0^2}{2g} - \frac{\delta G_a V^2}{2g} = \int_0^t P_{\text{тн}}(V) V dt = \int_0^S P_{\text{тн}}^0(V) dS, \quad (1)$$

где G_a, V_0, V - соответственно полный вес и поступательные скорости автомобиля в начальный и текущий момент времени;

g - ускорение силы тяжести;

$P_{\text{тн}}^0$ - сила сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме;

S, t - соответственно путь и время движения (по инерции);

$$\delta = 1 + \frac{J g}{G_a (r_a)^2} ;$$

r_a^c - обобщенный радиус качения автомобиля;

J - суммарный момент инерции вращающихся масс, приведенный к колесам автомобиля.

Для вращения трансмиссии по инерции у автомобиля с поддомкратенными колесами по аналогии имеем

$$\frac{J \omega_c^2}{2 r_a^c} - \frac{J \omega^2}{2 r_a^c} = \int_0^{\frac{1}{2}} P_{TP}^o(V) V dt = \int_0^{\frac{1}{2}} P_{TP}^o(V) dS, \quad (2)$$

где ω_c - угловая скорость;

P_{TP}^o - сила сопротивления вращению трансмиссии вхолостую.

В правой части полученных уравнений отсутствует определенная функциональная связь искомых величин со скоростью движения автомобиля. В связи с этим для решения уравнений (1) и (2) в их правые части вместо $P_{fa}^o(V)$ и $P_{TP}^o(V)$ необходимо подставить конкретные зависимости. Подставляя их, приводим изменение сил сопротивления качению автомобиля к этим зависимостям, т.е. при движении автомобиля по инерции от V_0 до V заменяем действительные силы сопротивления качению на изменяющиеся по заданному закону, сохраняя выполняемую ими работу неизменной. Тем самым вместо действительных сил используем приведенные силы, являющиеся их оценочным показателем.

Следует отметить, что аналогичный прием не нов и часто применяется.

Известно, что все расчеты, производимые в любой области науки и техники, имеют определенную ценность, если их можно с чем-то сопоставить. Поэтому в тех случаях, когда невозможно или затруднительно непосредственное сопоставление некоторых величин, пользуются эквивалентными величинами или системами. Например, приведенная сила, приведенная масса, приведенная длина физического маятника (физика), эквивалентное напряжение (сопротивление материалов), приведенная система вычетов (математика), приведенный глаз (медицина) и т.д. В теории автомобиля используются коэффициент обтекаемости или приведенный коэффициент сопротивления воздуха "к".

Многочисленные экспериментальные исследования и вид дорожных экономических характеристик свидетельствуют, что суммарная сила сопротивления качению автомобиля и сила сопротивления вращению его трансмиссии вхолостую в зависимости от скорости движения монотонно возрастают. В связи с этим, как показывает специально

проведенный анализ, использование для их приведения практически любой монотонно возрастающей и не имеющей разрывов функций позволяет получить среднеквадратичное отклонение действительной силы от приведенной, не превышающее 5-7%. Таким образом, использование в правой части исходных уравнений (1) и (2) вместо $P_{fa}^o(V)$ и $P_{fp}^o(V)$ зависимостей, соответствующих истинным только по характеру протекания, позволяет получить расчетные значения приведенных сил сопротивления качению, мало отличающихся от них по абсолютной величине. В связи со сказанным для определения искомых величин достаточно привести составляющие суммарной силы сопротивления качению автомобиля к зависимостям, наиболее для них близким

данные стендовых исследований, приведенные, в частности, в работах Г.В. Зимина, П.М. Хельдта, В.А. Иларионова, М.И. Лурье и А.А. Токарева, М.И. Шеремета и К.К. Великородного, Ю.В. Пирковского и М.П. Чистова и др., позволяют считать линейной зависимость $P_{fp}^o(V)$.

Исследования, выполненные А.К. Бируля, А. Янте, Г.А. Крестовниковым, В.И. Кноровым, М.И. Лурье, И.П. Петровым, А.С. Шелухиным, Я. Табореком и др., дают основания привести скоростные потери в шинах к квадратичной параболе.

Итак, приведем скоростные потери в трансмиссии к линейной зависимости, а скоростные потери в шинах - к квадратичной параболе, в связи с этим будем иметь

$$\text{для трансмиссии} \quad P_{fp}^o = P_{fpo}^o + aV;$$

$$\text{для шин} \quad P_{fk}^o = P_{fko}^o + kV^2;$$

$$\text{для автомобиля} \quad P_{fa}^o = P_{fao}^o + aV + cV^2,$$

где P_{fpo}^o и P_{fko}^o - силы сопротивления вращению трансмиссии и качению колес автомобиля при скорости близкой к нулю (начальные потери);

a и k - коэффициенты, учитывающие интенсивность роста скоростных потерь в трансмиссии и шинах;

P_{fao}^o - сила сопротивления качению автомобиля при скорости близкой к нулю;

c - коэффициент, учитывающий интенсивность роста скоростных потерь в шинах, сопротивления воздуха и потерь, возникающих при колебаниях автомобиля на неровностях дороги.

Учитывая сделанное приведение потерь, продифференцируем (1) и (2) по времени и пути, каждый раз оставляя в правой части их соответствующие выражения. Затем, после решения полученных дифференциальных уравнений относительно dt и dS и последующего интегрирования их, получим

для трансмиссии

$$t = \frac{J}{a (z_a^0)^2} \ln \frac{aV_0 + P_{тpo}^0}{aV + P_{тpo}^0}; \quad (3)$$

$$S = \frac{J}{a (z_a^0)^2} \left[(V_0 - V) - \frac{P_{тpo}^0}{a} \ln \frac{aV_0 + P_{тpo}^0}{aV + P_{тpo}^0} \right]; \quad (4)$$

для автомобиля

$$t = \frac{2\delta G_a}{g\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} \left(\arctg \frac{2cV_0 + a}{\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} - \arctg \frac{2cV + a}{\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} \right); \quad (5)$$

$$S = \frac{\delta G_a}{2cg} \ln \frac{P_{таo}^0 + aV_0 + cV_0^2}{P_{таo}^0 + aV + cV^2} - \frac{\delta G_a a}{cg\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} \left(\arctg \frac{2cV_0 + a}{\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} - \arctg \frac{2cV + a}{\sqrt{4cP_{таo}^0 - a^2}} \right). \quad (6)$$

Определение составляющих суммарной силы сопротивления качению производится с помощью полученных уравнений в следующей последовательности:

А. Определение величин $P_{тpo}^0$ и a .

Расчетные формулы для определения потерь в трансмиссии — величин $P_{тpo}^0$ и a — получены путем совместного решения уравнений (3) и (4):

$$P_{тpo}^0 = \frac{J(V_0'S'' - V_0''S')}{(z_a^0)^2(t'S'' - t''S')};$$

$$a = \frac{1}{S} \left[\frac{JV_0'}{(z_a^0)^2} - t'P_{тpo}^0 \right].$$

Методика экспериментального определения параметров выбега колес и деталей трансмиссии автомобиля в целом аналогична рекомендуемой ГОСТ 6875-54 и отличается тем, что измерения выполняются на поддомкраченном автомобиле. Процесс вращения колес и деталей трансмиссии по инерции записывается на ленту спидографа. При последующей расшифровке определяются путь (S' и S'') и время (t' и t'') выбега, соответствующие двум выбранным значениям начальной скорости V_0' и V_0'' .

Потери в трансмиссии могут быть определены и на основе измерения единственного параметра - времени выбега с двух начальных скоростей. Это предельно упрощает эксперимент, но, как показано ниже, несколько осложняет последующие расчеты силы $P_{тр}^0$.

Для вывода расчетных уравнений примем условие $V=0$ в формуле (3):

$$t = \frac{J}{a(z_a^0)^2} \ln \frac{aV_0 + P_{тр}^0}{P_{тр}^0}.$$

При двух значениях начальной скорости и соответствующих им величинах времени t' и t'' получаем систему из двух уравнений данного вида. Логарифмирование обоих уравнений системы и преобразование приводят к результату

$$e^{\frac{t'(z_a^0)^2}{J} a} = \frac{V_0'}{V_0''} \left[e^{\frac{t''(z_a^0)^2}{J} a} - 1 \right] + 1. \quad (7)$$

В полученном выражении лишь одно неизвестное - a , но уравнение не имеет алгебраического решения. Возможно его графическое решение. Корни уравнения, графически решенного относительно a , представляют собой абсциссы точек пересечения двух следующих функций:

$$y_1 = e^{\frac{t'(z_a^0)^2}{J} a},$$

$$y_2 = \frac{V_0'}{V_0''} \left[e^{\frac{t''(z_a^0)^2}{J} a} - 1 \right] + 1. \quad (8)$$

Для ускорения нахождения величины a построена номограмма, использованию которой предшествует эксперимент по выбегу поддомкраченного автомобиля. По известным значениям t', t'', z_a^0, J на номограмме определяется точка пересечения функций y_1 и y_2 .

которая дает значение a . Последующее вычисление силы $P_{\text{тпо}}^0$ выполняется по уравнению

$$P_{\text{тпо}}^0 = \frac{aV'}{\frac{t'(t_2^2)^2}{g} a - 1} \quad (9)$$

Б. Определение величин $P_{\text{тас}}^0$ и c .

Поскольку время определяется экспериментально значительно проще, чем путь, при определении величин $P_{\text{тас}}^0$ и c в качестве исходного используется уравнение (7), предварительно преобразованное в вид

$$\frac{t}{\delta G_a} = \frac{2}{g\sqrt{4cP_{\text{тас}}^0 - a^2}} \left(\arctg \frac{2cV_0 + a}{\sqrt{4cP_{\text{тас}}^0 - a^2}} - \arctg \frac{2cV_1 + a}{\sqrt{4cP_{\text{тас}}^0 - a^2}} \right).$$

В связи с тем что данное уравнение является трансцендентным в диссертации разработан способ определения искомых величин с помощью двух номограмм и одной формулы. Для вычисления используется предварительно найденная величина a и два значения времени t_1 и t_2 , соответствующие движению автомобиля по инерции на горизонтальном участке дороги от скорости V_0 до V_1 и от V_2 до полной остановки.

В. Определение начальных потерь в шинах: $P_{\text{тас}}^0 = P_{\text{тас}}^0 - P_{\text{тпо}}^0$.

Г. Определение аэродинамического сопротивления. Величина KF определяется по рекомендациям теории автомобиля.

Д. Определение коэффициента, учитывающего интенсивность роста скоростных потерь в шинах: $k = c - \frac{KF}{12,96}$.

Проверка правильности полученных результатов может быть осуществлена сопоставлением экспериментальных параметров выбега трансмиссии и автомобиля, полученных с помощью спидографа, и расчетных, полученных с помощью уравнений (3-6), при подстановке в них численных значений искомых величин.

Точность определения с помощью данного метода суммарной силы сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме и ее физических составляющих зависит от погрешностей экспериментального определения параметров G_a, V, t, J, τ_a^0 , входящих в исходные уравнения (3) и (5), и их функциональных связей с искомыми величинами.

Определение ошибок величин a и $R_{\text{тпо}}^0$.

Воспользуемся выражениями (7) и (9), приведя их к виду:

$$V'' e^{\epsilon' a b} - V' e^{\epsilon' a b} + V - 1 = 0; \quad R_{\text{тпо}}^0 = \frac{AV'}{e^{\epsilon' a b} - 1},$$

$$\text{где } b = \frac{(Z_a^0)^2}{J}.$$

С учетом полученных зависимостей выражения для определения среднеквадратичных ошибок коэффициентов a и $R_{\text{тпо}}^0$ будут иметь вид

$$\epsilon a = \sqrt{\frac{(1 - e^{\epsilon' a b})^2 (\epsilon V')^2 + e^{2\epsilon' a b} (\epsilon V'')^2 + (V'' a e^{\epsilon' a b} - V' a e^{\epsilon' a b})^2 (\epsilon b)^2}{(V'' e^{\epsilon' a b} - V' e^{\epsilon' a b})^2}};$$

$$\epsilon R_{\text{тпо}}^0 = \sqrt{\frac{(V')^2 [e^{\epsilon' a b} (1 - \epsilon' a b) - 1]^2 (\epsilon a)^2 + (V' a^2 e^{\epsilon' a b})^2 (\epsilon b)^2}{(e^{\epsilon' a b} - 1)^4} + \frac{a^2 (\epsilon V')^2}{(e^{\epsilon' a b} - 1)^2}};$$

$$\text{где } \epsilon b = \sqrt{\left(\frac{2Z_a^0}{J}\right)^2 (\epsilon Z_a^0)^2 + \frac{(Z_a^0)^4}{J^4} (\epsilon J)^2}.$$

По аналогии с a и $R_{\text{тпо}}^0$ определяются остальные коэффициенты, характеризующие потери на качение.

Среднеквадратичные ошибки ϵa , ϵt , ϵV , ϵJ , ϵZ_a^0 , входящие в расчетные формулы, оцениваются исходя из точности применяемых экспериментальных средств. Для ряда объектов исследований (см. таблицу) даны численные значения относительных ошибок величин $R_{\text{тпо}}^0$, $R_{\text{тпо}}^0$ и $R_{\text{тпо}}^0$, характеризующих скоростные потери в трансмиссии, шинах и автомобиля в целом, при скорости 60 км/ч, подсчитанные по имеющимся формулам, с учетом использования наиболее простых приборов и оборудования: секундомер, автомобильные весы, автомобильный спидометр и трехнитевой надвес - для определения момента инерции колес.

Наименование: Значения относительных ошибок в расчете параметров, параметров : характеризующих потери на качение в %

: МАЗ, 4х2 : МАЗ, 6х4 : МАЗ, 10х4 : КраЗ, 6х6 : 8х8
: 15,5 т : 24,3 т : 40,5 т : 20,0 т : 20,0 т

$R_{\text{тпо}}^0$	3,28	3,96	3,96	3,67	3,58
$R_{\text{тпо}}^0$	5,78	4,70	3,29	4,09	3,57
$R_{\text{тпо}}^0$	2,70	2,76	2,42	2,18	1,92

Данные, приведенные в таблице, свидетельствуют, что точность определения суммарной силы сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме и ее физических составляющих с помощью предлагаемого метода при использовании простейшего оборудования и приборов является вполне удовлетворительной для практического использования.

Изучены некоторые возможности практического приложения разработанного метода.

Определение мощности, затрачиваемой на движение автомобиля $N_{кп}$, и коэффициента полезного действия его трансмиссии $\eta_{тр}$

Для горизонтального участка шоссе расчетные формулы имеют вид

$$N_{кп} = \frac{[(P_{fко}^0 + cV^2)(1 + 0,005S_{зп} + 0,003S_{кп}) + P_{тр}^0]V}{(1 - 0,005S_{зп} - 0,003S_{кп})270} ; \quad (10)$$

$$\eta_{тр} = \frac{(P_{fко}^0 + cV^2)(1 - 0,005S_{зп} - 0,003S_{кп})}{(P_{fко}^0 + cV^2)(1 + 0,005S_{зп} + 0,003S_{кп}) + P_{тр}^0 + aV} ; \quad (11)$$

где $S_{зп}$ и $S_{кп}$ — коэффициенты, учитывающие число полюсов зацепления, число карданных передач и разветвление потоков мощности;

0,005 и 0,003 — коэффициенты, учитывающие потери в зубчатых и карданных передачах от приложения крутящего момента.

Величина ошибки при нахождении численных значений $N_{кп}$ и $\eta_{тр}$ по приведенным формулам (10) и (11) будет зависеть от точности определения величин $(P_{fко}^0 + cV^2)$, $P_{тр}^0$ и соответствия коэффициентов перед $S_{зп}$ и $S_{кп}$ их действительным значениям.

В связи с тем что первые две величины имеют достаточно большой удельный вес (92–96%), ошибка в их определении (см. таблицу) фактически является ошибкой величины $N_{кп}$. В то же время достаточно большая относительная ошибка в двух средних коэффициентах (0,005 и 0,003) увеличит ошибку в искомой величине лишь на 0,5–1%. Таким образом, относительная ошибка при определении $N_{кп}$ будет лежать в пределах 2–4%.

Точность определения к.п.д. трансмиссии будет значительно выше, чем $N_{кп}$, что обусловлено структурой формулы (11), в час

литель и знаменатель которой входит одна и та же величина $(P_{fco}^0 + cV^2)$, как уже было отмечено, имеющая большой удельный вес.

Величина ошибки при определении к.п.д. трансмиссии может быть найдена из следующего выражения:

$$\zeta_{\tau} = \sqrt{\frac{[P_{\tau}^0(1-\beta)]^2(\varepsilon_{f_{a1}}^0)^2 + 4(P_{f_{a1}}^0 - P_{\tau}^0 P_{f_{a1}}^0)^2(\varepsilon_{\beta})^2 [P_{f_{a1}}^0(1-\beta)]^2(\varepsilon_{P_{\tau}}^0)^2}{[P_{f_{a1}}^0(1-\beta) + P_{\tau}^0]^4 \gamma_{\tau}^2}}, \quad (12)$$

где

$$P_{f_{a1}}^0 = P_{fco}^0 + cV^2; \quad \beta = 0,005\beta_{\text{н}} + 0,003\beta_{\text{кн}}.$$

Численные значения величин $\varepsilon_{P_{\tau}}^0$ и $\varepsilon_{f_{a1}}^0$, входящих в полученную формулу, определяются по зависимостям, представленным в диссертации.

Величину ζ_{τ} найдем из максимального отличия коэффициента трения в зубчатых передачах (0,055-0,075) от его средней величины

$$\zeta_{\tau} = \frac{0,075 - 0,065}{0,065} \cdot 100\% = 15\%.$$

Полученная величина $\zeta_{\tau} = 15\%$ несколько завышена, поскольку принято максимальное отличие коэффициента трения от его среднего значения за наиболее вероятное.

Подсчитанные по формуле (12) численные значения относительных ошибок при определении к.п.д. трансмиссии для автомобилей с различной колесной формулой имеют следующие значения: МАЗ (4х2) - 0,66%; МАЗ (10х4) - 0,78%; КраЗ (6х6) - 0,82; (8х8) - 0,9%.

Для обеспечения аналогичной точности при определении к.п.д. трансмиссии обычными способами необходимо иметь относительную ошибку измеряемых величин не более 0,5-0,7%, что получить применяющимися методами тензометрирования крайне затруднительно.

Исследование влияния некоторых конструктивных и эксплуатационных факторов на сопротивление качению шин

В суммарных потерях мощности на сопротивление качению грузового автомобиля по шоссе нередко наибольший удельный вес имеют потери в шинах. Поэтому исследование влияния эксплуатационных факторов и особенностей конструкции шин на их сопротивление качению представляет большой практический интерес. Предлагаемый метод соответствует предельно простому эксперименту и способствует бы-

строуму получению необходимых данных. В ходе работы проведено исследование влияния ряда факторов на сопротивление качению колес автомобиля, среди них - скорость движения, внутреннее давление воздуха в шинах P_w , нагрузка в кузове, слоистость каркаса шины, ровность дорожного покрытия и получена эмпирическая формула, позволяющая вычислять силу P_{fk}^0 при любом давлении воздуха в шинах

$$P_{fk}^0 = \frac{\gamma G_a}{1 + P_w} + k V^2, \quad (13)$$

где γ - константа для данной шины.

Результаты экспериментальных исследований шин при установке их на автомобили показывают, что возможности по уменьшению сопротивления качению шин и за их счет - автомобилей далеко не исчерпаны. Полученные материалы могут быть использованы для разработки направлений необходимых работ и более широких исследований.

Определение дополнительных потерь мощности, возникающих при олокировке привода и ведущим мостам автомобиля

Как известно, заблокированный привод ведущих мостов автомобиля, отличаясь простотой конструкции, вместе с тем способствует возникновению дополнительных потерь мощности в системе привод - двигатель, ухудшающих эксплуатационные качества автомобиля. Анализ структуры этих потерь, и в особенности их количественная оценка, весьма важна для сопоставления преимуществ различных схем привода при выборе наиболее рациональных из них.

Величина дополнительных потерь мощности от блокировки привода автомобиля складывается из двух компонентов - дополнительных потерь в шинах ΔP_{fk} и приведенных механических потерь от циркуляции мощности ΔP_{fm} .

Расчеты показывают, что для наиболее часто встречающегося на практике кинематического рассогласования величина ΔP_{fm} больше, чем на порядок выше величины ΔP_{fk} , последняя же при этом пренебрежимо мала, составляя не более 0,5-1% от суммарных потерь на сопротивление качению автомобиля.

В связи со сказанным для движения автомобиля по горизонтальному участку дороги применительно к двум элементам (двум ведущим мостам, переднему мосту и задней тележке и т.п.) имеем

$$\Delta P_{fm} = \frac{(1 - \gamma') [z_a^2 - z_w^2 - \lambda_a (P_{fko}^0 + c V^2)]}{\lambda_{mi} z_{mi}^2}, \quad (14)$$

где

η' - к.п.д. механической части контура циркуляции;

$\lambda_a, \lambda_{mi}, z_a^c, z_{mi}^c$ - соответственно коэффициенты тангенциальной эластичности и радиусы качения движителя в целом и элементов, имеющих отрицательные крутящие моменты.

Практический интерес может представить зависимость для определения скорости автомобиля V_a , при которой механические потери от блокировки привода исчезают. Данную зависимость можно получить из формулы (14), приравняв к нулю член в квадратных скобках

$$V_a = \sqrt{\frac{z_a^c - z_{mi}^c - \lambda_a z_a^c \rho_{fko}^c}{c}} \quad (15)$$

Результаты расчетов по данной формуле (15) следует оценивать следующим образом:

а) подкоренное выражение меньше нуля или равно ему - циркуляция мощности отсутствует при любой скорости движения;

б) $V_{max} > V_a > 0$ - циркуляция мощности имеет место в диапазоне скорости от 0 до V_a и отсутствует при скоростях от V_a до максимальной скорости автомобиля;

в) $V_a > V_{max}$ - циркуляция мощности не исчезает при любой скорости автомобиля.

Приведенный способ исследования является неотъемлемой частью общего комплекса работ, необходимых для решения вопроса о выборе рациональной схемы привода к мостам многоприводных автомобилей.

Экспериментальные исследования проведены на восемнадцати моделях автотранспортных средств с колесной формулой тягачей от 4х2 до 8х8 и общим весом от 8 до 430 т. В ходе экспериментов переменными являлись: скорость движения, давление воздуха в шинах, нагрузка на колеса, модель и слоистость каркаса шин, ровность дорожного покрытия, схема привода, температура агрегатов трансмиссии и их число.

Для экспериментальной проверки полученных зависимостей использовали стандартные приборы - спидографы "Tel" и "Paiseler", расходомер Р-II, динамограф Е-24-Е, двухстрелочный электрический дистанционный тахометр ТЭ-204, специальные устройства - динамометрический тягач НАМИ-СДМ-01 и динамометры с предельным усилием от 200 кГ до 50 т с дистанционной регистрацией усилий, а также уникальное оборудование, защищенное авторскими свидетельствами - универсальный динамометрический стенд ТД-I и прибор для измере-

ния знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан аналитический метод определения суммарной силы сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в ведомом режиме и ее физических составляющих по параметрам выбега, который в отличие от существующих позволяет существенно повысить точность вычислений, упростить средства экспериментальных исследований и обеспечить минимальные затраты времени на обработку опытных данных.

2. Получены аналитические зависимости, позволяющие контролировать результаты вычислений предлагаемым методом путем сопоставления экспериментальных и расчетных параметров выбега.

3. С помощью предлагаемого метода как способа обработки экспериментальных данных установлены зависимости для определения мощности, подведенной к первичному валу коробки передач, коэффициента полезного действия трансмиссии, дополнительных потерь мощности, вызванных блокировкой привода к ведущим колесам автомобиля, крутящих моментов на мостах многоприводного автомобиля, и выполнены исследования влияния ряда конструктивных и эксплуатационных факторов на сопротивление качению автомобиля в ведомом режиме (давление воздуха в шине, скорость движения, нагрузка на колесо, слоистость каркаса шины, ровность дорожного покрытия и число агрегатов трансмиссии).

4. Результаты выполненных исследований получили практическое применение:

а) при разработке рекомендаций по рациональной схеме привода к мостам автомобилей КраЗ типа 6х6 и МАЗ типа 6х4.

Рекомендации использованы Кременчугским автозаводом в конструкции автомобиля КраЗ-260, образцы которого изготовлены и успешно прошли испытания;

б) при определении сопротивления качению прицепов-тяжеловозов грузоподъемностью 20; 40; 60; 120 и 300 т и разработке рекомендаций по выбору тягачей для их буксировки. Рекомендации приняты к внедрению в проекты производства работ Министерством энергетики и электрификации СССР и использованы на строительстве канала Иртыш-Караганда и Нурекской ГЭС;

в) в работах по доводке экспериментальных тягачей-плететрубовозов с колесной формулой 8х8 для нужд Министерства газовой промышленности СССР.

Основное содержание диссертации изложено в 7 технических отчетах и опубликовано в следующих печатных работах:

1. Московкин В.В., Шуклин С.А. Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом. "Автомобильная промышленность", 1972, № 6.

2. Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А. Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме. "Труды НАМИ", вып.131. М., 1971.

3. Баринов А.М., Евграфов А.Н., Московкин В.В., Петрушов В.А. Стригин И.А. Универсальная динамометрическая установка для исследования параметров качения шин. "Труды НАМИ", вып.131.М., 1971.

4. Баринов А.М., Евграфов А.Н., Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А. Устройство для исследования натурных образцов единичного колесного движителя с плоской опорной поверхностью дороги. Авторское свидетельство № 260937, 1969.

5. Московкин В.В., Петрушов В.А., Шуклин С.А. Об оценке дополнительных потерь мощности, возникающих при блокировании привода к ведущим колесам автомобиля. "Труды НАМИ", вып.118.М., 1969.

6. Московкин В.В., Петрушов В.А., Шуклин С.А. Анализ распределения крутящих моментов между мостами многоприводных автомобилей. "Автомобильная промышленность", 1969, № 2.

7. Московкин В.В., Петрушов В.А., Шуклин С.А., Певунчиков В.И. Особенности распределения крутящих моментов по мостам многоприводного автомобиля. "Труды НАМИ", вып.131. М., 1971.

8. Петрушов В.А., Московкин В.В., Шуклин С.А. Пути оценки сопротивлений качению при криволинейном движении многоприводных автомобилей. "Автомобильная промышленность", 1968, № 11.

9. Гетманец С.И., Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А., Шуклин С.А. Прибор для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов привода. "Труды НАМИ", вып.131, М., 1971.

10. Гетманец С.И., Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А., Шуклин С.А. Устройство для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел вращающихся элементов. Авторское свидетельство № 285385, 1970.