

30X

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

С С С Р

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Леонид Григорьевич Брова

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ
ГЕОМЕТРИИ ПЕРЕДНЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЯ

Специальность 05.22.11 - "Автомобильный транспорт"

Автореферат
диссертации на соискание ученой сте-
пени кандидата технических наук

Челябинск
1975

Челябинский
политехнический институт
Библиотека

Работа выполнена на кафедре "Автомобильный транспорт" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
Л. Г. Аниокин.

Официальные оппоненты:

профессор, доктор технических наук Н.Я. Говоруценко,
кандидат технических наук, доцент И.Н. Аринин.

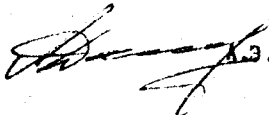
Будущее предприятие - Государственный научно-исследовательский
институт автомобильного транспорта
(Уральский филиал).

Автореферат разослан " _____ " _____ 1975 года.

Защита состоится " _____ " _____ 1975 года,
на заседании Совета по присуждению
ученых степеней машиностроительных
факультетов Челябинского политехни-
ческого института имени Ленинского
комсомола (ауд. 244, в 15⁰⁰ ч.)

Просим Вас принять участие в обсуждении данной работы или
прислать отзыв в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью,
по адресу: 454044, Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76,
Челябинокий политехнический институт, Совет института.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук

 А.Э. Даммер.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь п р о б л е м ы. В Директивах съездов и последующих постановлениях КПСС особое внимание уделяется дальнейшему повышению эффективности работы транспорта, в частности, автомобильного, который неуклонно должен обеспечивать увеличение объема перевозок и грузооборота, вместе с этим возрастут и эксплуатационные издержки автотранспорта, значительной частью которых являются расходы на шины и топливо.

Влияние на износ шин и расход топлива наряду с другими факторами оказывает геометрия управляемых колес автомобиля. Эпизодическое нарушение управляемых колес вызывает значительное повышение затрат по статьям "Восстановление износа и ремонт шин" и "Горюче-смазочные материалы".

Поэтому изучение качественных изменений геометрии переднего моста в процессе эксплуатации и влияния их на экономические и эксплуатационные показатели автомобилей является актуальной научно-технической проблемой, которая имеет большое народно-хозяйственное значение.

Ц е л ь р а б о т ы - исследование влияния отклонений в геометрии управляемых колес и шкворневых соединений на напряжения в контакте, изучение методов их диагностирования и определение соответствующих взаимосвязей.

В свете современных представлений и достигнутого уровня развития теории эксплуатации автомобилей одно из основных направлений решения этой задачи является теоретическое и экспериментальное изучение напряжений, возникающих в контакте управляемых колес с опорной поверхностью, что позволит оценить влияние конструкции и эксплуатационных изменений в геометрии переднего моста на основные технико-экономические показатели автомобиля.

Н а у ч н а я н о в и з н а. На основе исследований напряжений, возникающих в контакте управляемых колес с опорной поверхностью, в диссертации разработана математическая модель кинематических связей геометрии переднего моста автомобиля с дорогой, учитывающая все силы и моменты, возникающие в контакте колеса с опорной поверхностью при движении на прямолинейном участке. Получены соотношения для определения численных значений напряжений в кинематических связях у-

равляемых колесо при качении по опорной поверхности и установлена возможность взаимной компенсации этих напряжений.

Практическая ценность. Проведенный комплекс исследований позволил по заданным параметрам разработать номограмму для определения оптимального соотношения углов схождения колес с учетом имеющихся углов развала. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании передних мостов автомобилей, их техническом обслуживании и ремонте.

Реализация работы в практике. Результаты работы внедрены в автотранспортных предприятиях Донецкого областного пассажирского автотранспортного управления, Курганского транспортного и Южно-Уральского территориального транспортного управлений.

Апробация работ. Основные положения работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола, на конференциях и семинарах инженерно-технических работников Южно-Уральского территориального транспортного управления, на конференции Государственного научно-исследовательского института автомобильного транспорта (Уральский филиал), на республиканской конференции в г. Жданове, на объединенном заседании кафедр "Автомобильный транспорт", "Автомобили и тракторы" и "Экономика промышленности и организация производства".

Публикация. По результатам выполненных исследований опубликовано 8 статей в центральной печати и сборниках научных трудов ЧИИ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения; содержит 153 страницы машинописного текста, 61 иллюстрацию, 131 библиографию.

Состояние вопроса и задачи исследования.

Высокие темпы развития социалистического производства требуют быстрого раскрытия резервов экономии. Растущий пассажиро- и грузооборот должен быть освоен не только за счет увеличения количества подвижного состава, но и путем коренного улучше-

ния использования транспортных средств, методов технической эксплуатации подвижного состава и уменьшения эксплуатационных расходов.

В настоящее время расходы на содержание автомобиля в процессе эксплуатации намного превышают первоначальную его стоимость. По опубликованным данным, на каждые сто тысяч эксплуатируемых грузовых автомобилей типа ГАЗ-53 или ЗИЛ-130 со средней грузоподъемностью 4 тонны и коэффициентом использования пробега 0,5 при среднем годовом пробеге автомобиля 35 тыс. км и затрат 40,38 коп. за каждый тоннокилометр, затраты по статье "Восстановление износа и ремонт шин" составляют примерно 27,0 миллионов рублей, а затраты на горюче-смазочные материалы - в 1,5-2 раза выше. Если учесть, что производство автомобилей всех видов составит свыше двух миллионов в год, то сумма затрат по этим статьям будет выражаться в сотнях миллионов рублей.

Значительное влияние на износ шин и расход топлива наряду с другими факторами оказывает геометрия управляемых колес автомобиля. Изучению этого вопроса посвящены многие исследования Е.А. Чудакова, И.Н. Аринина, В.Ф. Габкова, В.А. Бидермана, Д.П. Великанова, Н.Д. Говорухенко, В.А. Иларионова, Е.С. Кузнецова, В.И. Кнороза, В.Е. Кленникова, А.С. Литвинова, Я.М. Левзнера, В.Н. Терлецкого, Б.С. Талькевича, Г. Фреденштейна и других авторов. В работах отмечается важность исследования качественных изменений в геометрии переднего моста в процессе эксплуатации и влияния их на экономические и эксплуатационные показатели автомобилей. Указанные задачи могут быть решены на основе Глубокого теоретического и экспериментального изучения напряжений, возникающих в контакте управляемых колес с опорной поверхностью, что позволит оценить влияние конструкции и эксплуатационных изменений в геометрии переднего моста на основные технико-экономические показатели автомобиля. Исследование данных вопросов имеет актуальное научное и практическое значение.

В работах, посвященных проблемам влияния геометрии переднего моста автомобиля на напряжение в контакте управляемых колес с опорными поверхностями и изменения ее в процессе эксплуатации, исследовалась взаимосвязь между углами установки управ-

ляемых колес и шкворневых соединений, определялось их влияние на износ шин, расход топлива и на безопасность движения автомобиля. Однако следует отметить, что влияние изменения соотношений между углами установки управляемых колес изучено еще недостаточно, не найдены допустимые значения отклонений углов в процессе эксплуатации. Остается неясным вопрос об удельной значимости отклонений отдельных составляющих геометрии переднего моста в общих показателях автомобиля. Особенно это касается углов развала и схождения колес. В частности, нет единого мнения о их значимости и мотивах назначения.

Одни исследователи считают, что схождение компенсирует силу сопротивления качения, другие находят, что оно предотвращает колебания колес. Авторы некоторых работ предполагают, что угол схождения управляемых колес необходим для компенсации напряжений, возникающих от деформации эластичной шины. В ряде исследований указывается, что развал управляемого колеса предназначен для разгрузки подшипников. В других работах установка угла развала колес рассматривается как допуск на деформацию переднего моста автомобиля при нагрузке.

Существует мнение, что каждому углу развала соответствует определенный угол схождения колес и что при таком сочетании углов геометрия переднего моста является оптимальной. Однако рекомендации, касающиеся оптимального соотношения геометрии переднего моста, отсутствуют. Анализ литературных источников приводит к выводу, что в настоящее время нет возможности увязать соотношения между составляющими геометрии переднего моста автомобиля, подвергающимися в процессе эксплуатации определенным изменениям. Недостаточное количество исследований состояния геометрии переднего моста послужило причиной появления разных мнений о ее назначении и вызвало существенные разногласия в вопросе влияния на напряжения в контакте и на износ шин. В связи с этим автотранспортные предприятия не имеют практических рекомендаций для подбора соотношений в геометрии переднего моста на эксплуатируемых автомобилях. В работах В.А.Иларионова, Е.С.Кузнецова, Г.В.Криворенко, А.С.Литвинова, В.Г.Гердецкого и др. отмечается, что подавляющее большинство автомобилей эксплуатируется с большими отклонениями углов развала и схождения, продольного и поперечного

наклона шкворневого соединения от номинальных значений.

Работы по исследованию взаимодействия колеса с дорогой выполнены, как правило, на основании теории бокового увода. В них дан глубокий анализ возникновения напряжений и стабилизирующего момента в контакте колеса с опорной поверхностью, но недостаточно освещено влияние на эти показатели составляющих геометрии переднего моста автомобиля.

Анализ литературы, посвященной взаимодействию управляемых колес с опорной поверхностью, свидетельствует о большом объеме теоретических и экспериментальных исследований, выполненных с управляемым колесом в ведомом режиме. Авторами работ установлены возможные зависимости напряжений в контакте от нагрузки, давления воздуха в шинах, материала и формы протектора и др. В ходе выполнения экспериментов использовались одноколесные модели с датчиками, находящимися в опорной поверхности или в шине по средней линии контакта; изучались также напряжения в деталях рулевой трапеции. Во многих работах указывается на необходимость более детального изучения напряжений, возникающих в контакте управляемых колес с опорной поверхностью, ибо только эти напряжения характеризуют взаимодействие колеса с дорогой. Определение допустимых значений напряжений позволит установить оптимальные параметры геометрии управляемых колес.

Таким образом, на основании анализа работ, посвященных данному вопросу, можно сформулировать следующие основные задачи:

- исследование изменения состояния геометрии переднего моста автомобилей в эксплуатации;
- выявление влияния отклонений в геометрии управляемых колес и шкворневых соединений на напряжение в контакте;
- определение влияния состояния геометрии переднего моста на износ шин и сопротивление качению.

Изменение геометрии переднего моста на
эксплуатируемых автомобилях

Изучение изменений в геометрии передних мостов автомобилей проводилось в автотранспортных предприятиях Дино-Уральского территориально-транспортного управления по методике, разрабо-

танной в НИИАТе. В результате проведенных исследований было установлено, что на эксплуатируемых автомобилях разброс параметров, характеризующих геометрию переднего моста, находится в широких пределах (табл.1).

Таблица 1

Показатели геометрии переднего моста

Марка автомобиля	Отклонение от номинальных углов установки колес			
	Схождение, мм	Развал	продольный наклон	Поперечный наклон
"Урал-355"	-15 +9	+2°15' -2°00'	+3°00' -1°00'	+6°00' +10°00'
ГАЗ-53А	-8 +5	+1°05' -1°15'	+3°00' -1°00'	+6°00' +9°30'
ЗИЛ-555	-12 +5	+2°15' -2°30'	+4°00' -1°30'	+6°15' +10°30'
ЗИЛ-130	-4 +16	+1°15' -1°45'	+3°00' -0°45'	+6°45' +9°45'
ЛАЗ-695	-10 +19	+1°00' -2°00'	+5°00' -1°00'	+6°30' 10°00'
"Икарус-620"	-3 +16	0°45' 0°40'	+10°30'+3°30'	+6°00' 10°00'

По результатам обработки полученных материалов методами математической статистики построены кривые распределения (рис.1). Они показывают, что угол развала превышает рекомендованный заводом-изготовителем у 89 % автомобилей "Урал-355", у 85 % - ЗИЛ-555, у 79 % - ЗИЛ-130 и у 63 % - ГАЗ-53А, у автобусов ЛАЗ и "Икарус-620" соответственно на 76 и 72 %. Углы схождения, превышавшие рекомендованную величину, имели 80 % автомобилей "Урал-355", 67 % - ЗИЛ-130, 43 % - ГАЗ-53А, 41 и 56 % автобусов ЛАЗ и "Икарус-620".

У автомобилей, имеющих большое отклонение углов развала и схождения продольного и поперечного наклонов шкворневого соединения от номинальных значений, наблюдался повышенный износ сочленений переднего моста и шин. Результаты исследования состояния геометрии переднего моста на эксплуатируемых автомобилях свидетельствуют о необходимости всестороннего изучения взаимодействия управляемых колес с опорной поверхностью при различных углах развала и

схождения продольного и поперечного наклонов шкворневых соединений.

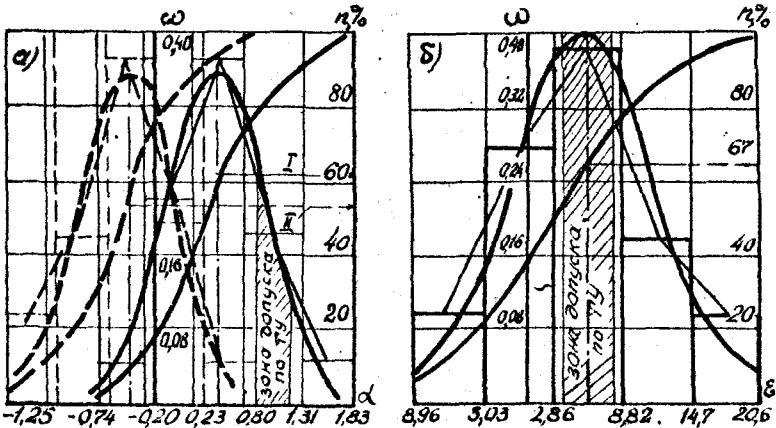


Рис. 1. Кривые распределения состояния углов развала (а) и схождения (б) управляемых колес автомобиля ЗИЛ - 130.

Взаимодействие управляемых колес с опорной поверхностью

Общим эксплуатационным измерителем взаимодействия управляемых колес с опорной поверхностью являются элементарные силы, создающие стабилизирующий момент. Эти силы являются функцией от аргументов (рис. 2) α (развала), β (схождения) ε и γ (поперечного и продольного наклонов шкворневого соединения, эластичности шин K_k , нагрузки на переднюю ось G_1 и др.). В процессе эксплуатации аргументы постоянно изменяются и могут принимать следующие значения: $\alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_2$, $\beta_1 \leq \beta \leq \beta_2$, $\varepsilon_1 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_2$, $d_1 \leq d \leq d_2$, $e_1 \leq K_k \leq e_2$ и т.д., а это в свою очередь вызывает изменение продольной и поперечной составляющих стабилизирующего момента.

Предпосылкой для прямолинейного движения автомобиля является равенство моментов на правом и левом управляемых колесах:

$$\sum M_n = \sum M_A. \quad (1)$$

В развернутом виде выражение (1) можно записать так:

$$\begin{aligned} M_x^n + M_{y_0}^n + M_{y_0}^n + M_{z_M}^n + M_F^n &= \\ &= M_x^A + M_{y_0}^A + M_{y_0}^A + M_{z_M}^A + M_F^A. \end{aligned} \quad (2)$$

Рассмотрим действие каждой составляющей геометрии переднего моста на стабилизирующий момент. При $\beta \neq 0$ стабилизирующий момент от поперечной составляющей:

$$M_{ст\beta} = Z_p' \left(\frac{y - y_0}{b} \right) K_{yк}, \quad (3)$$

где $K_{yк}$ - коэффициент коррекции, определяющийся так:

$$K_{yк} = \frac{K_y}{K_{y_0}}, \quad (4)$$

где K_y - коэффициент сопротивления уводу под действием боковой составляющей;

K_{y_0} - коэффициент сопротивления шины уводу при установке плоскости обода колеса параллельно направлению движения.

Зная боковую силу можно определить коэффициент сопротивления уводу:

$$K_y = \frac{dy}{d\delta}, \quad (5)$$

y определяется из выражения:

$$y = K \int_0^{\pi b - l} y dx + tg \delta \int_{-l}^{\delta} K_k \cdot x \cdot dx, \quad (6)$$

в котором

$$K = \frac{\xi di}{VG} \frac{P\omega}{V1 - \frac{H_p}{l}} + G \cos \theta \sum_{i=1}^p \frac{t_i}{H_p \cos \theta_i} = const; \quad (7)$$

$$y' = e^{\lambda x} (c_1 \cos \lambda x + c_2 \sin \lambda x) + e^{-\lambda x} (c_3 \cos \lambda x + c_4 \sin \lambda x) -$$

упругая линия боковой деформации;

$$K_k = \frac{\xi \cdot d_i}{\sqrt{G}} \cdot \frac{P}{\sqrt{1 - \frac{H_0}{L} \cdot \frac{R[\cos(\varphi - \varphi) - \cos \varphi]}{l \cos(\varphi - \varphi) \cos \beta}}} +$$

$$+ G_{\text{греб}} \frac{\sum t_i}{H_0 - \frac{R[\cos(\varphi - \varphi) - \cos \varphi]}{\cos(\varphi - \varphi) \cos \beta} \cos \beta_0} \quad (8)$$

коэффициент поставил в контакте, а

$$M_{\text{стх}} = \frac{G_k}{Z_d} \cdot \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} \right) \cdot K_{\text{ук}} \quad (9)$$

стабилизирующий момент от продольной составляющей.
Момент от силы трения в шворневом соединении

$$M_{\text{т}} = F_{\text{тш}} \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} + \frac{y - y_0}{b} \right) \cdot K_{\text{ук}} \quad (10)$$

Тогда общий стабилизирующий момент:
при $\beta \neq 0$

$$M_{\text{стб}} = \left[Z_p' \left(\frac{y - y_0}{b} \right) + \frac{G}{Z_d} \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} \right) - \right.$$

$$\left. - F_{\text{тш}} \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} + \frac{y - y_0}{b} \right) \right] \cdot K_{\text{ук}} \quad (11)$$

при

$$\gamma \neq 0$$

$$M_{\text{стб}} = (F_{\text{тш}} - Z_p) \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} \right) \cdot K_{\text{ук}} \quad (12)$$

при

$$\alpha \neq 0$$

$$M_{\text{стд}} = \left[\frac{G}{Z_d} \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} \right) + Y_d \frac{y - y_0}{b} + \right.$$

$$\left. + F_{\text{тш}} \left(l_u + \frac{x - x_0}{a} + \frac{y - y_0}{b} \right) \right] \cdot K_{\text{ук}} \quad (13)$$

при $\varepsilon \neq 0$

$$M_{\text{ста}} = \left[\frac{G}{\varepsilon d} \left(l_u + \frac{X - X_0}{a} \right) + Y_\varepsilon \frac{Y - Y_0}{b} - F_{\text{тв}} \left(l_u + \frac{Y - Y_0}{b} + \frac{X - X_0}{a} \right) \right] \cdot K_{\text{ук}} \quad (14)$$

Анализ действия составляющих геометрии переднего моста автомобиля позволяет представить стабилизирующий момент, возникающий в контакте управляемого колеса, выражением:

$$M_{\text{ста}} = \left[Z \cdot \lg \mu \left(l_u \cdot \sin \omega + \frac{X - X_0}{a} + \frac{Y - Y_0}{b} \right) + (Y_d - Y_\varepsilon) \left(\frac{Y - Y_0}{b} \right) + \frac{G}{\varepsilon d} \left(l_u + \frac{X - X_0}{a} \right) - F_{\text{тв}} \left(l_u + \frac{Y - Y_0}{b} + \frac{X - X_0}{a} \right) \right] \cdot K_{\text{ук}} \quad (15)$$

Выражение (15) согласуется с уравнениями, предложенными В.А.Иларионовым, А.С.Литвиновым и др., и позволяет оценить напряжения в контакте управляемых колес при любой фазе движения. На основании выражения (15) и разработанного алгоритма на электронной вычислительной машине "Минск-22" проведены расчеты распределения напряжений в контакте управляемых колес по каждой из составляющих геометрии переднего моста для автомобилей ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и автобусов ПАЗ-672, ПАЗ-675.

В результате проведенных расчетов установлено следующее:

1) основными силами, создающими стабилизирующий момент при движении автомобиля на прямолинейном участке, являются силы от углов развала и схождения, продольного и поперечного наклонов шкворневого соединения;

2) сочетание углов продольного и поперечного наклонов шкворневого соединения характеризуется углом ω , лежащим в

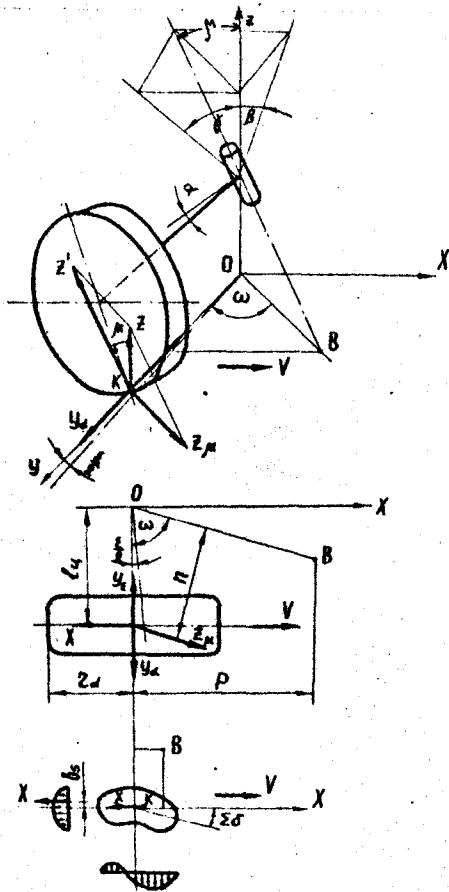


Рис.2. Распределение сил и напряжений в контакте управляемых колес с опорной поверхностью при:
 $\alpha \neq 0$, $\epsilon \neq 0$, $\beta \neq 0$, $\gamma \neq 0$

плоскости XOY , между проекциями осей цапфы и шворня на опорную поверхность;

3) можно подобрать такие соотношения углов развала и схождения продольного и поперечного наклонов шворневого соединения, при которых напряжения в контакте колес с опорной поверхностью будут оптимальными.

Результаты экспериментальных исследований

Определение влияния составляющих геометрии переднего моста на напряжения в контакте управляемых колес осуществлялось на специальной установке по особой методике проведения эксперимента. Установка включает в себя передний мост автомобиля ЗИЛ-130 и устройства для изменения углов наклона колес и шворневых соединений. В шапки рисунка протектора шин 260-508 модели и 252B смонтированы по диагональной схеме датчики. На установке имеется комплекс современной электронной измерительной и регистрирующей аппаратуры. Пределы изменения углов установки управляемых колес и шворневых соединений в процессе эксперимента приняты на основании данных, полученных в результате исследования состояния передних мостов на эксплуатируемых автомобилях.

Анализ графических зависимостей показывает, что экспериментальные значения напряжений в контакте управляемых колес хорошо согласуются с расчетными данными.

По мере изменения угла схождения напряжения принимают различные значения (рис.3) причем в зоне первого датчика они положительные; в зоне второго при изменении схождения от $+8$ до $+2$ мм имеют отрицательный знак, а в дальнейшем - положительный. В зоне третьего и четвертого датчиков напряжения отрицательны. Наименьшие напряжения отмечаются в зоне контакта колеса с дорогой при $\alpha = 1^\circ$, $\beta = 8^\circ$, и $\gamma = 1^\circ 30'$ и схождении 3,8-4 мм.

Изменение развала также оказывает влияние на напряжения в контакте управляемых колес с опорной поверхностью (рис.4). Результирующая кривая при этом имеет вид нелинейной параболы. Изменение развала от $+1^\circ 30'$ до -0° слабо влияет на напряжения. При угле развала $+2^\circ$ наилучшее соотношение напряжений получается при схождении 7,6-8,0 мм.

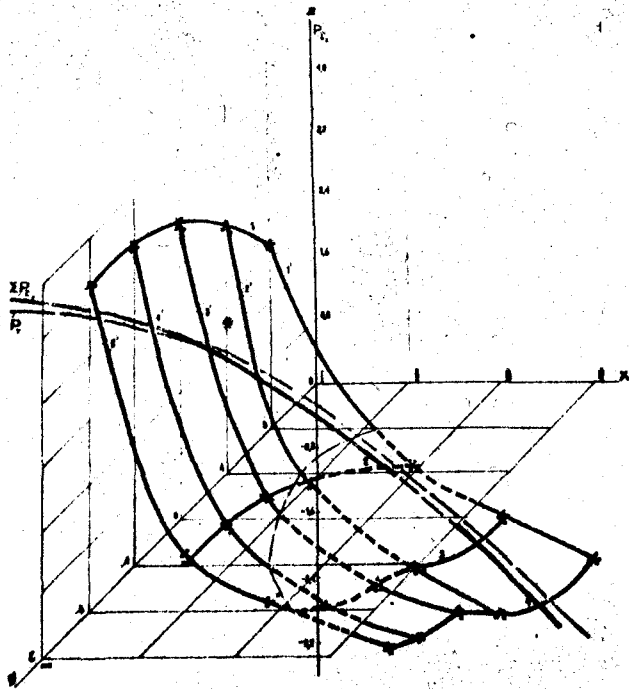


Рис.3. Кривые распределения напряжений в плоскости контакта колеса с опорной поверхностью при $\alpha = 1^\circ$, $\beta = 8^\circ$, $\gamma = 1^\circ 30'$.

По длине контакта в зоне работы: 1-первого датчика, 2-второго датчика, 3-третьего датчика, 4-четвертого датчика.

По ширине контакта: при $1' - \varepsilon = +8$ мм,
 $2' - \varepsilon = +4$ мм, $3' - \varepsilon = 0$ мм, $4' - \varepsilon = -4$ мм, $5' - \varepsilon = -8$ мм.

ΣP_{τ_1} - эмпирическая,

ΣP_{τ_2} - теоретическая

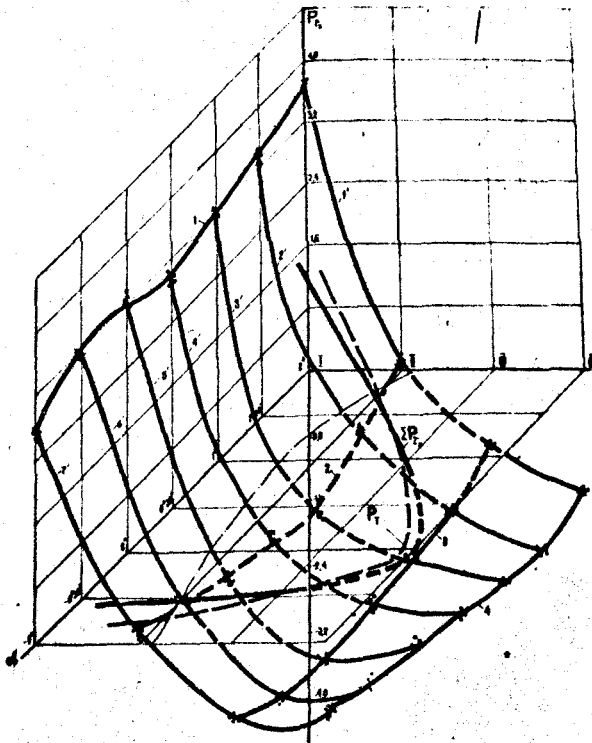


Рис.4. Кривые распределения напряжений в плоскости контакта колеса с опорной поверхностью при $\varepsilon = 4$ мм, $\gamma = 1^\circ 30'$, $\beta = 8^\circ$.

По длине контакта в зоне работ: 1-первого датчика; 2-второго датчика; 3-третьего датчика; 4-четвертого датчика.

По ширине контакта: при 1' - $d = +2^\circ$; 2' - $d = +1^\circ 30'$; 3' - $d = +1^\circ 00'$; 4' - $d = +0^\circ 30'$; 5' - $d = 0^\circ 00'$; 6' - $d = -0^\circ 30'$; 7' - $d = -1^\circ 00'$.

ΣP_0 - эмпирическая;

ΣP_0 - теоретическая.

Напряжения, возникающие при различных углах развала на правом и левом колесах, также компенсируются сходимением. При развале на правом $+1^\circ$ и левом -1° колесах необходимо устанавливать схождение, равное 3 мм. Малейшее отклонение величины схождения вызывает резкий рост напряжений.

На напряжения в контакте колес значительно влияют углы установки шворневых соединений. При изменении поперечного наклона шворневого соединения от 8 до 10° напряжения в контакте увеличивались, а затем стали уменьшаться. Это явление объясняется изменением плеча (М) обкатки колеса. Изменение продольного наклона шворня от $+3^\circ$ до -1° вызывает сначала снижение напряжений, а затем возрастание.

Таким образом, исследования подтвердили теоретические предположения о том, что изменением величины схождения можно компенсировать напряжения, возникающие в контакте колес. Это позволило разработать графоаналитический метод определения соотношения углов развала и схождения, с помощью которого имеется возможность устанавливать в производственных условиях необходимые оптимальные значения углов установки колес (рис.5).

В последнее время в автотранспортных предприятиях находят широкое применение станции диагностики, причем важное значение приобретает определение характера взаимодействия колес с криволинейной поверхностью и изучение возможности контроля состояния геометрии переднего моста с помощью приборов площадочного и барабанного типа. С этой целью проведен комплекс исследований с применением вышеописанной экспериментальной установки. Опты проводились на станциях модели СДБ-ЧПИ и плоской опорной поверхности. Исследования показали, что изменения диаметра барабана влияют на угол подъема кривой, характеризующей рост напряжений в контакте шины с опорной поверхностью (рис.6). Так, при диаметре барабана 80 мм наклон кривой к оси абсцисс составляет 9° , при диаметре барабана 140 мм наклон кривой равен 14° ; на барабане с диаметром 320 мм наклон кривой увеличивается до 35° , в то время как при испытаниях на плоской опорной поверхности наклон кривой к оси достигает 60° .

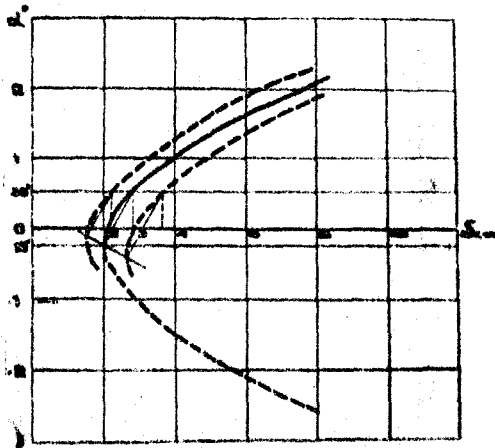


Рис.5. Номограмма для определения углов схождения относительно имеющегося развала.

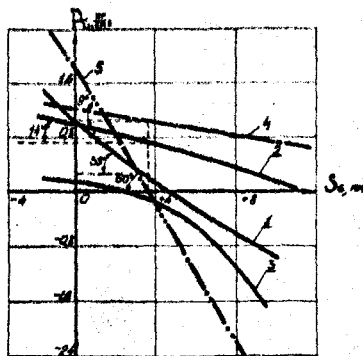


Рис.6. Распределение напряжений в контакте шини 260-508 модели И252Б: 1-первый беговой барабан; 2-ролик-датчик ϕ 140 мм; 3-второй беговой барабан; 4-ролик-датчик ϕ - 80 мм; 5-плоская опорная поверхность

Таким образом, угол наклона кривой при увеличении диаметра барабана возрастает. Отсюда следует, что для дифференциального определения состояния геометрии переднего моста автомобиля наиболее точными будут динамические приборы с плоской поверхностью. Применение приборов барабанного типа вызывает снижение их чувствительности тем, больше, чем меньше диаметр барабана.

Экономическая эффективность предлагаемых мероприятий

Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные на кафедре "Автомобильный транспорт" ЧПИ, показывают, что на износ шин, топливную экономичность и эксплуатационные качества большое влияние оказывает состояние геометрии переднего моста автомобиля. Установлено, что при соответствующем подборе углов развала и схождения по предлагаемой номограмме динамика автомобиля значительно улучшается. Так, при $\alpha = 1^{\circ}00'$, $\beta = +8^{\circ}$, $\gamma = +1^{\circ}30'$ и схождения 8 мм путь свободного вибегга автомобиля с начальной скоростью $V = 30$ км/час составил 273 м. При схождении 3 мм, выбранном по номограмме, путь свободного вибегга автомобиля увеличился до 303 м. У автомобилей, углы установки управляемых колес которых регулировались по номограмме, вибегг увеличился на 10-14 %.

Испытания на износ шин проводились по методике НИИШП. При оптимальном подборе углов развала и схождения износ протектора шины оказался минимальным. (рис. 8). при развале $+1^{\circ}$ и схождении 8 мм износ составил 0,145 мм/час, при таком же развале и установке угла схождения в соответствии с номограммой износ уменьшился до 0,125-0,130 мм/час.

Экономический эффект индивидуального регулирования геометрии переднего моста автомобиля по изложенной методике оценивался по снижению расхода топлива, смазочных материалов и увеличению пробега шин. На каждую тысячу эксплуатируемых в народном хозяйстве автомобилей при соблюдении предлагаемых рекомендаций годовой экономический эффект определяется в сумме 35-40 тыс. рублей, что в целом по стране составит десятки миллионов рублей экономии государственных средств. Результаты выполненной работы внедрены в

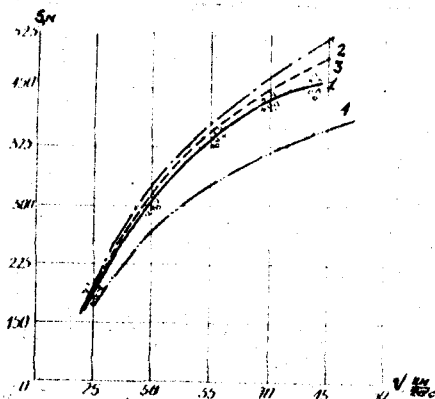


Рис.7. Изменение пути свободного вибega автомобиля при соответствующем подборе углов развала и схождения: 1,2 - при движении с начала мерного участка и с конца; 3 - среднее значение;

- 4 - при $\alpha = +1^{\circ}00'$ и $\epsilon = +8$ мм;
 1 $\alpha = +1^{\circ}00'$ и $\epsilon = 4$ мм;
 0 $\alpha = -0^{\circ}15'$ и $\epsilon = 2$ мм;
 ж $\alpha = +0^{\circ}50'$ и $\epsilon = 3$ мм.

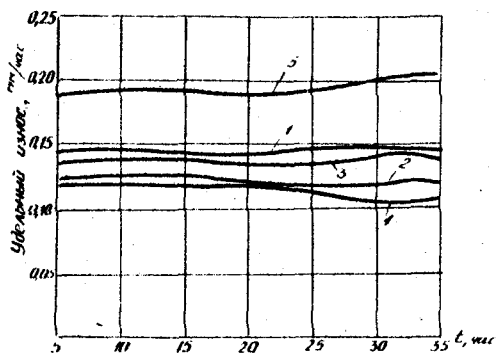


Рис.8. Динамика износа шин за период испытаний:

- 1-шина 260-20 И-202, $\alpha = +1^{\circ}00'$ $\epsilon = 8$ мм;
 2. " " " " $\alpha = +1^{\circ}00'$ $\epsilon = 3,5$ мм;
 3-шина 9,00-20 И-252Б, $\alpha = +1^{\circ}00'$ $\epsilon = 8$ мм;
 4. " " " " $\alpha = +1^{\circ}00'$ $\epsilon = 4$ мм;
 5. " " " " $\alpha = 0^{\circ}00'$ $\epsilon = 8$ мм.

автотранспортных предприятиях Курганского автотранспортного управления, Донецкого пассажирского управления и Сино-Уральского территориального транспортного управления. Своевременное регулирование геометрии переднего моста на основе предлагаемой номограммы позволяет сократить затраты по статье "восстановление износа и ремонт шин" на 5-9 %, а расход топлива на 2-4 %.

В ы в о д ы

1. Разработана математическая модель кинематических связей геометрии переднего моста автомобиля с дорогой, учитывающая все силы и моменты, возникающие в контакте колеса с опорной поверхностью при движении на прямолинейном участке.

2. Получены соотношения для определения численных значений напряжений в кинематических связях управляемых колес при качении по опорной поверхности и установлена возможность взаимной компенсации этих напряжений.

3. Создана методика определения взаимодействия управляемых колес с опорной поверхностью на двухколесной модели по напряжениям в площади контакта.

4. Определены границы допустимых отклонений углов установки управляемых колес и шкворневых соединений для автомобилей, эксплуатируемых в автотранспортных предприятиях. Отклонения угла развала левого и правого колес до $0^{\circ}45'$ в пределах $-0^{\circ}15'$ - $+2^{\circ}00'$ при соответствующем подборе величины схождения существенного влияния на напряжения в контакте с опорной поверхностью не оказывают.

5. Рекомендовано при техническом обслуживании и ремонте автомобилей углы схождения колес назначать в зависимости от имеющихся углов развала. Основными критериями при выборе оптимального угла схождения следует считать минимальную интенсивность износа шин и устойчивость автомобиля на малых скоростях движения.

6. Исследована возможность использования динамических приборов с плоской опорной поверхностью и барабанного типа для комплексного контроля геометрии переднего моста. Установлены высокие

технические качества площадок неподвижного типа. Приборы барабанного типа менее чувствительны к изменению напряжений в контакте управляемых колес тем больше, чем меньше кривизна поверхности.

7. Разработана программа для определения оптимального соотношения углов схождения колес с учетом имеющихся углов развала.

8. Оптимальное регулирование геометрии переднего моста автомобиля способствует снижению износа шин, а также расхода топлива и смазочных материалов, что дает годовую экономию в условиях Сибирского территориального транспортного, Курганского автотранспортного и Донецкого пассажирского управлений 35-40 тыс. руб. на каждую тысячу автомобилей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Брова Л.Г. Диагностирование управляемых колес грузовых автомобилей. В сб. Материалы XXIII научно-технической конференции. Челябинск, ЧПИ, 1970.
2. Брова Л.Г. Исследование изменения технического состояния углов схождения управляемых колес автомобиля в процессе эксплуатации. В сб. № 106 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобиля". Челябинск, ЧПИ, 1971.
3. Брова Л.Г. Методика исследования управляемых колес автомобиля. В сб. № 106 "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобиля", Челябинск, ЧПИ, 1972.
4. Брова Л.Г. (В соавторстве). Взаимодействие управляемых колес с опорной поверхностью. В сб. № 119 "Автомобили, тракторы и двигатели", Челябинск, ЧПИ, 1972.
5. Брова Л.Г. (В соавторстве) Станция диагностирования автобусов. В научно-техническом сборнике № 2 "Автотролники Украины", Киев, 1973.
6. Брова Л.Г. (В соавторстве). Диагностика на автомобильном транспорте. В сб. Материалы конференции "Технический прогресс в промышленном транспорте", Киев, "Знание", 1973.

7. Брова Л.Г. (В соавторстве) Исследование напряжений возникающих в площади контакта управляемых колес с беговыми барабанами станда станции диагностирования, В сб. № 148 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974.
8. Брова Л.Г. Влияние установки управляемых колес на напряжения в контакте с опорной поверхностью. В сб. № 148. "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974.

Материалы диссертации докладывались:

1. На научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола, Челябинск, 1969, 1970, 1971, 1972, 1973, 1974.
2. На конференции инженерно-технических работников автотранспортных предприятий Ожно-Уральского территориального транспортного управления. Челябинск, 1971.
3. На конференции Государственного научно-исследовательского института автомобильного транспорта (Уральский филиал). Челябинск, 1972.
4. На республиканской конференции "Современное состояние науки и практики по внутризаводскому транспорту", Еданов, 1973.
5. На объединенном заседании кафедр "Автомобили и тракторы" и "Экономика промышленности и организация производства" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола. Челябинск, 1974.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

α - угол развала управляемых колес;

β - поперечный наклон шкворневого соединения;

γ - продольный наклон шкворневого соединения;

ε - угол схождения управляемых колес;

Z' - реакция от веса;

$K_{ук}$ - коэффициент коррекции увода;

U_{α} - результирующая боковых реакций от угла развала;

U_{ε} - результирующая боковых реакций от угла схождения;

Z_{γ} - результирующая боковых реакций от угла продольного наклона шкворня;

Z_{β} - результирующая боковых реакций от угла поперечного наклона шкворня;

$X - X_0$ - координата смещения результирующей по оси OX ;

$Y - Y_0$ - координата смещения результирующей по оси OY ;

$Z - Z_0$ - координата смещения результирующей по оси OZ ;

$F_{т}$ - сила трения в шкворневом соединении;

G - вес, приходящийся на одно колесо передней подвески;

$Z_{д}$ - динамический радиус колеса;

z_y - расстояние от центра шкворня до точки приложения результирующей;

$M_{ст. \varepsilon}$, $M_{ст. \alpha}$, $M_{ст. \gamma}$, $M_{ст. \beta}$ - стабилизирующие моменты от результирующих;

ω - критический угол поворота колеса;

μ - угол комбинированного наклона шкворня.