

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального образования  
С С С Р

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

Савельев Геннадий Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ ОБОДОВ  
С ШИНАМИ РЕГУЛИРУЕМОГО ДАВЛЕНИЯ

Специальность 05.05.03 -  
"Автомобили и тракторы"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Челябинск - 1974

Работа выполнена в Центральном конструкторско-технологическом бюро колесного производства.

Научный руководитель -  
доктор технических наук В.И. Кнороз.

Официальные оппоненты:  
доктор технических наук В.М.Семенов,  
кандидат технических наук С.С.Строев.

Ведущее предприятие - Московский трижды ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени автомобильный завод им. И.А.Диахачева (ЗИЛ).

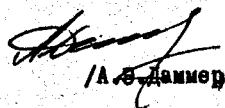
Автореферат разослан " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 197 г.

Защита диссертации состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 197 г.  
в 15 часов, на заседании Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (Челябинск, 44, пр.им.В.И.Ленина, аудитория \_\_\_\_\_).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать отзывы в 2-х экземплярах, заверенных печатью по адресу: 454044, г. Челябинск, 44, проспект В.И.Ленина, 76.

Ученый секретарь Совета  
доцент, канд. техн. наук



А. В. Даммер

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы:** Процесс расчета колесного движителя не является оптимальным по ряду параметров. Так, колеса автомобилей высокой проходимости из-за разборной конструкции, наличия распорных колец и большого количества соединительных болтов в сравнении с колесами грузовых автомобилей имеют в 2 раза ниже удельную грузоподъемность, при их изготовлении в два с лишним раза увеличивается трудоемкость и затрачивается больше металла на 43-47%. В эксплуатации на монтаж-демонтаж шины водители тратят в 5-10 раз больше времени и физических усилий. Это обусловлено отсутствием методических рекомендаций по выбору рациональных схем и оптимальных параметров соединения обода с шиной. Такое положение приводит к чисто конструктивным решениям вопросов обеспечения требуемой надежности соединения. Создание принципиально новых колес для шин регулируемого давления, вследствие особенностей конструктивных решений, является самостоятельной и актуальной задачей, требующей разработки методик расчета тяговой способности движителя и оптимизации параметров соединения обода с шиной.

**Цель работы:** Теоретически и экспериментально исследовать рабочие процессы, характеризующие упругую связь ободов с пневматическими шинами, для чего: проанализировать их силовое и кинематическое взаимодействие; разработать методику расчета тяговой способности движителя по сцеплению шины с ободом; всесторонне обосновать рациональную схему и оптимальные параметры соединения, доведя полученные результаты до возможности промышленного использования.

**Общая методика выполненных исследований:** Вследствие комплексного характера поставленной задачи в основу ее решения положен системный анализ. При исследовании силового и кинематического взаимодействия для определения граничных условий проведен анализ особенностей работы узла соединения обода с шиной в характерных для автомобилей высокой проходимости условиях нагружения движителей внешними и внутренними силовыми факторами. Оценка точности изготовления посадочных диаметров шин производилась по методике и с использованием приспособления, предложенного автором. Колебание действительных размеров определялось в процессе разжатия бортов шин на приспособлении эталонированным радиальным усилием. Результаты замеров обрабатывались с использованием методов математической статистики и теории вероятности. Для аналитического описания процесса трения шины на ободу при малых внутренних давлениях воз-

духа применены основные зависимости классической теории трения гибких тел. Определение оптимальных параметров соединения производилось на основе разработанного автором графоаналитического метода. Лабораторные и дорожные исследования выполнялись в соответствии с требованиями стандартизированной (ГОСТы, ОН и т.д.) нормативной документации на испытание автомобилей, их узлов и агрегатов и, в частности, колес и шин, а также в соответствии с методиками промышленных предприятий. Для технико-экономического анализа заимствованы основные положения методики ЦКТИ колесного производства.

Научная и техническая новизна: Разработана методика расчета тяговой способности колесного движителя по сцеплению шины с ободом и предложен графоаналитический метод определения оптимальных параметров соединения. Получено математическое уравнение, описывающее процесс трения шины на ободу. Выявлены типичные конструктивные схемы посадок пневматических шин и определены основные требования к надежности соединений ободов с шинами регулируемого давления. Разработан метод замеров посадочных диаметров шин и вскрыты основные причины широкого колебания действительных размеров. Установлено, что применение для шин регулируемого давления ободов с торoidalными посадочными полками позволяет значительно поднять технические показатели как колесных движителей, так и автомобилей в целом. Конструктивные разработки диссертации защищены авторским свидетельством в СССР и патентами в США, Англии, ЧССР.

Практическая ценность: Разработаны типовые принципиально новые конструкции колес для шин регулируемого давления. Применение результатов исследований только для двух типоразмеров шин позволяет ежегодно экономить в народном хозяйстве не менее 20 тыс. тонн проката черных металлов и около 4 млн. 850 тыс. руб. Даны практические рекомендации по выбору рациональных схем и разработаны методические особенности проектирования оптимальных соединений ободов с пневматическими шинами регулируемого давления.

Реализация работы в промышленности: Техническая документация на новые конструкции колес передана заводу-изготовителю. Выпущены крупные опытно-промышленные партии колес, которые успешно используются в народном хозяйстве. Внедрение проводится согласно директивным документам Министерства автомобильной промышленности СССР, определяющих последовательность, объемы и сроки массового внедре-

ния разработок в серийное производство. Результаты теоретических исследований используются в практической деятельности ЦКТБ колесного производства при проектировании конструкций колес.

Апробация работы: Основные положения диссертации доложены на XXIII и XXVI Научно-технических конференциях и на заседании кафедры "Автомобили и тракторы" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола, на секции НТС отдела автомобилей высокой проходимости НАМИ и на Техническом совете ЦКТБ колесного производства.

Публикация: По теме диссертации опубликовано 12 статей из них 2 патента в зарубежной печати.

Объем: Диссертационная работа, включающая 9 таблиц и 42 рисунка, изложена на 144 страницах и состоит из введения, 5 глав и выводов. Библиография содержит 90 наименований. В пяти приложениях к работе представлены 2 акта на внедрение результатов исследований в производство и титульные листы авторского свидетельства СССР, патентов США, Великобритании.

#### ПОСТАНОВКА ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Повышение тягово-сцепных качеств и проходимости автомобилей в тяжелых дорожных условиях неразрывно связано с ужесточением требований к надежности соединения ободов с шинами. Надежность соединения принято оценивать в основном двумя параметрами - отсутствием взаимного проворота /проскальзывания/ обода и шины, а также самопроизвольного осевого смещения /сползания/ бортов относительно посадочных поверхностей обода.

Эти требования должны особо строго выполняться применительно к колесным двигателям автомобилей высокой проходимости, регулирование давления в шинах которых является обязательным условием.

В известных работах ученых Агейкина Я.С., Бабкова В.Ф., Кнороза В.И., Семенова В.М., Ульянова Н.А. и др. широко раскрыты особенности взаимодействия и даны теоретические обобщения тягово-сцепных качеств пневматических шин на различных грунтах.

Большие работы по изучению специальных шин проведены учеными Бидерманом В.Л., Евстратовым В.Ф., Захаровым С.П., Петровым И.П., Петрушовым В.А., Строевым С.С., Шелухиным А.С. и др.

Исследования Алексева П.И., Вутцлера Г.А., Иродова В.А., Пугина В.А. раскрывает основные закономерности нагружения бортовых колец шины от внутреннего давления воздуха, натяга бортов на полках, радиальных и инерционных сил, действующих на шину и т.д.

В последних работах Дашевского И.Я. и Михайлова В.Г. на основании закона трения для низших кинематических пар предложено теоретическое обоснование процесса трения шины на ободу. Но как показала практика, предложенная методика расчета тяговой способности двигателя по сцеплению шины с ободом не решает полностью проблемы выбора оптимальных параметров соединения на стадии проектирования новых шин и ободов.

Ученые Балабин И.В., Зубарев Н.А., Успенский Н.М. и др. посвятили ряд своих работ исследованию автомобильных колес. В них они совершенно справедливо отметили, что требуемые условия соединения шины с ободом могут быть достигнуты за счет правильного подбора натягов бортов на полках.

Следует отметить, что все выполненные исследования проводились применительно к легковым, обычным грузовым и широкопрофильным шинам и, кроме того, принимаемые в экспериментах значения натягов бортов на полках характеризовались общими фразами "большой натяг", "определенный натяг" и т.д.

В работах зарубежных авторов Брайлей И.Н., Дэвиссона И.А., Домина и др. отмечаются важные моменты кинематической взаимосвязи борта шины с закраиной обода в зависимости от принятых параметров сопряжения. Сделан вывод, что при качении колеса узел соединения шины с ободом работает по аналогии с шарнирным соединением и даны некоторые рекомендации по конструктивному оформлению ободов и шин с целью предотвращения возможного при качении колеса сползания бортов с полок.

При разработке отечественных конструкций колесных двигателей используется комплекс исследований и практический опыт таких признанных специалистов автостроения как Головичер М.А., Кнороз В.И., Кригер А.М., Курец Е.В., Непомнящий Я.Р., Просвириин А.Д., Пузми В.А., Титков А.И., Феста Г.А. и др. и шинной промышленности - Воробьев В.А., Горьковский В.В., Калугин О.М., Ларионов Т.К., Ложевский А.А., Ненахов Б.В. и др.

Однако, несмотря на большое количество исследований тягово-сцепных качеств и проходимости автомобилей, тяговая способность колесных двигателей по сцеплению шины с ободом остается изученной недостаточно. Это, в конечном итоге, приводит к необходимости решать вопросы надежности соединения ободов с шинами регулируемого давления чисто конструктивным путем и, в частности, за счет допол-

нительной механической связи, роль которой выполняет распорное кольцо.

На основании проведенного анализа можно сформулировать следующие задачи настоящей работы:

1. Выполнить анализ и установить основные закономерности силового и кинематического взаимодействия пневматических шин с ободами колес.

2. Разработать методику расчета оптимальных параметров соединения и тяговой способности колесных движителей по сцеплению шин с ободом.

3. Выбрать рациональную схему соединения ободов с шинами регулируемого давления, отвечающую предъявляемым требованиям к движителям полноприводных автомобилей.

4. Провести комплекс лабораторных и дорожных экспериментов с выбранной схемой соединения ободов с шинами, получить необходимое количество справочного материала и довести полученные результаты до возможности их практического применения.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ОБОДОВ С ШИНАМИ. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОПРЯЖЕНИЯ

Рассматривая теоретические особенности кинематической взаимосвязи борта шины с закраиной и посадочной полкой обода, в диссертации исследована работа этого узла в двух характерных моментах.

Во-первых, при качении колесного движителя. Как было уже показано, в этих условиях соединение обода с шиной работает аналогично шарниру, т.е. пятка и носок основания борта качаются относительно средней линии. Величина перемещений находится в пропорциональной зависимости от внутреннего давления воздуха в шине. При снижении давления перемещения увеличиваются.

В зоне максимальной радиальной деформации шины, вызванной контактом ее с опорной поверхностью, пятка борта плотнее прижимается к посадочной поверхности, а носок отрывается от нее. Для высокоэластичных боковин шин регулируемого давления такая кинематическая взаимосвязь не нарушается и при действии на шину боковой силы.

Во-вторых, в процессе выполнения демонтажных операций по снятию бортов шины с посадочных поверхностей наблюдается обратное явление — пятка борта приподнимается над посадочной полкой, а носок еще плотнее прижимается к ней.

При наличии конических посадочных полок в первом случае происходит ослабление натяга в зоне носка борта и увеличение его в зоне пятки. Прямолинейная коническая поверхность в этих условиях способствует осевому сползанию бортов. Этот эффект усиливается при снижении внутреннего давления воздуха в шине.

Во втором случае происходит обратное - прижимаясь плотнее к конической полке, носок, как наиболее эластичная зона борта, подворачивается и препятствует свободному перемещению бортов по посадочным поверхностям обода. Это, в конечном итоге, приводит к резкому возрастанию трудоемкости обслуживания колес.

Такие характерные особенности кинематической взаимосвязи бортов шины с ободом при качении колесного движителя, а также во время выполнения демонтажных работ и определяют рациональную схему их сопряжений, в основе которой должны быть выпуклые криволинейные посадочные поверхности, способствующие работе узла как шарнира.

Этим условиям хорошо удовлетворяет тороидальная форма дочных полок, которая в своем поперечном сечении, аналогична любому шарниру, имеет окружность определенного радиуса.

Принципиально новая схема соединения обода с шиной имеет ряд существенных технических преимуществ перед широко известной посадкой шин на конические полки. В качестве основных к ним относятся:

- возможность изменять в довольно широких пределах радиус кривизны тора и его положение относительно средней линии борта, что позволяет конструктору подбирать требуемое, исходя из условий эксплуатации движителей, закрепление бортов шины на ободе;
- наличие у полки двойного наклона расширяет функции каркасных колец бортов. В этом случае наружное кольцо предотвращает осевое сползание бортов, а внутреннее - проворот шины;
- тороидальные полки обеспечивают упругую связь обода в наиболее стабильной по механическим показателям зоне борта - в зоне каркасных колец и т.д.

Разработанная в диссертации методика расчета тяговой способности движителя по сцеплению шины с ободом базируется на основных положениях теории трения гибких тел.

Решение поставленной задачи сведено непосредственно к рассмотрению плоской задачи.



Рассматривая работу колесного движителя при минимальном внутреннем давлении воздуха ( $0,5 \text{ кгс/см}^2$ ) установлено, что момент проскальзывания шины относительно обода определяется только величиной сил трения оснований бортов о посадочные полки.

В общем случае передача крутящего момента гибкой связью описывается формулой Эйлера:

$$\frac{P_{N1} - P_{N2}}{P_{N2} - P_{C}} = e^{f \alpha}, \quad (1)$$

где  $P_{N1}$  и  $P_{N2}$  - натяжение ветвей гибкой связи;  
 $P_{C}$  - натяжение от действия центробежных сил;  
 $\alpha$  - центральный угол обхвата, равный  $2\pi$ ;  
 $f$  - коэффициент трения.

Если пренебречь влиянием центробежных сил, вследствие незначительных скоростей передвижения автомобилем в условиях бездорожья, формулу (1) можно переписать:

$$\frac{P_{N1}}{P_{N2}} = e^{f \alpha}. \quad (2)$$

Для ненагруженной моментом шины в любом сечении соблюдается равновесное натяжение борта, созданное усилиями от посадки с натягом и равное:

$$P_N = N_x \rho, \quad (3)$$

где  $N_x$  - радиальная составляющая распределенной по полке нагрузки;

$\rho$  - радиус обода по цилиндрической части.

Приложение к движителю момента нарушает равновесное состояние. Продольная реакция опорной поверхности  $R_x$ , уравновешиваясь за счет сил трения, возникающих на поверхности контакта основания борта с полкой, создает дополнительное натяжение в зоне контакта движителя с грунтом. Увеличенное натяжение, равное для одного борта

$$P_{N1} = P_N + \frac{R_x}{2} \quad \text{и} \quad P_{N2} = P_N. \quad (4)$$

приведет к возникновению упругого скольжения на соответствующей дуге обхвата. Если центральный угол этой дуги будет равен  $2\pi$ , то наступит проворот шины относительно обода.

Подставив значения формул (3) и (4) в (1) и проведя математические преобразования, найдем

$$N_x = \frac{R_x}{2\rho(e^{2f\alpha} - 1)}. \quad (5)$$

Значения  $R_x$  следует принимать равным для случая реализации движителем максимального момента по сцеплению шины с грунтом:

$$R_x = R_z \varphi, \quad (6)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления шины с грунтом, равный 1;  
 $R_2$  - вертикальная реакция опорной поверхности.

Для учета влияния неравномерности распределения удельных давлений между ободом и шиной как по ширине борта, так и по периметру на величину  $N_x$ , а в связи с этим и на нестабильность коэффициента трения между ними, в зависимости (5) введен экспериментально определенный коэффициент  $K$ , численно равный 1,15-1,3.

Заменив значение  $(e^{\lambda^2} - 1)$  на  $m$ , а  $2\rho$  на  $d$ , окончательно получим

$$N_x = \frac{K R_x}{d m} \quad (7)$$

Величину коэффициента трения необходимо определять с использованием двучленного закона трения по формуле

$$f = \frac{\lambda}{q(N)} + \beta, \quad (8)$$

где  $\lambda$  и  $\beta$  - коэффициенты, равные для трения резины по стали соответственно 0,49 и 0,71;

$q(N)$  - величина удельных давлений.

В связи с тем, что эпюра распределения удельных давлений между бортом и ободом имеет сложный характер, зависит от формы посадочных полок, конструкции борта, величины натяга и трудно поддается математическому описанию, для определения экспериментальных значений радиальной  $N_x$  и осевой  $N_y$  составляющих распределенной нагрузки применен графоаналитический метод интегрирования проф. А.А.Попова.

Принимая аргументом функции распределенной по полке нагрузки  $q(N)$  центральный угол  $(\varphi)$  тороидальной поверхности, бесконечно малая радиальная сила  $dN_x$ , воздействующая на элементарном кольце, ограниченном углом  $d\varphi$  и отнесенная к единице длины окружности радиуса  $\rho$  цилиндрической части обода, будет равна:

$$dN_x = \frac{q(\varphi) \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \cdot 2\pi R}{2\pi R} = \frac{1}{\rho} q(\varphi) \cdot 2R \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (9)$$

При этом текущий радиус посадочной поверхности  $R$  равен:

$$R = \frac{R_{об}}{2} - (1 - \cos^2 \varphi), \quad (10)$$

где  $R_{об}$  - посадочный диаметр обода;

$2$  - радиус образующей тора.

Принтегрировав выражение (9) в интервале от  $\varphi_1$  до  $\varphi_2$ , т.е. от начала и до конца распределенной нагрузки  $q(\varphi)$  по посадочной полке, найдем

$$N_x = \frac{2^2}{\rho} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} q(\varphi) \left[ \frac{R_{об}}{2} - (1 - \cos^2 \varphi) \right] \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (11)$$

Применяя метод проф. А.А.Попова, подинтегральное выражение можно представить как произведение двух функций с пределами интегрирования от  $\varphi_1$  до 0 (участок АВ) и от 0 до  $\varphi_2$  (участок ВС):

$$N_x = \frac{r^2}{R} \left( \int_{\varphi_1}^0 \xi(\varphi) \psi(\varphi) d\varphi + \int_0^{\varphi_2} \xi(\varphi) \psi(\varphi) d\varphi \right) = \frac{r^2}{R} (\Omega_1^2 + \Omega_2^2), \quad (12)$$

где  $\xi(\varphi) \psi(\varphi)$  - функция распределенной нагрузки;

$\psi(\varphi) = \left[ \frac{R \cos \varphi}{2} - (1 - \cos \varphi) \right] \cos \varphi$  - функция с ординатами, равными значению текущего радиуса  $R$  ;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - фокальные ординаты кривой  $\xi$  ( $\varphi$ );

$\Omega_1$  и  $\Omega_2$  - площади под кривой  $\psi$  ( $\varphi$ ) на участках интегрирования.

Для оценки надежности соединения обода с шиной с точки зрения осевого сползания бортов с посадочных поверхностей определены осевые составляющие  $N_{\varphi}$  для обоих участков тороидальной полки. В этом случае значение  $\cos \varphi$  в формуле (9) заменяется на  $\sin \varphi$  и полностью повторяется описанный выше процесс.

Графическое интегрирование, как правило, не вызывает особых затруднений.

При выполнении условия  $N_{\text{ув}} \geq N_{\text{увс}}$  (13)

соединение обода с шиной будет надежным и осевого сползания бортов с полок при минимальных давлениях воздуха в шине не произойдет.

Для определения оптимальных параметров соединения обода с шиной автором разработан более простой и удобный для практического применения графоаналитический метод, основанный на изложенной выше методике.

На представленной номограмме показана методическая последовательность решения характерной задачи на примере колесных двигателей автомобилей "Урал".

Выбрав величину натяга бортов на полках  $\delta$  и положение экватора тора  $l_{\varphi}$  относительно бортовой закраины, можно определить требуемый посадочный диаметр обода

$$D_{\text{об}} = D_{\text{ш}} + \delta - 2l_{\varphi} \tan \alpha, \quad (14)$$

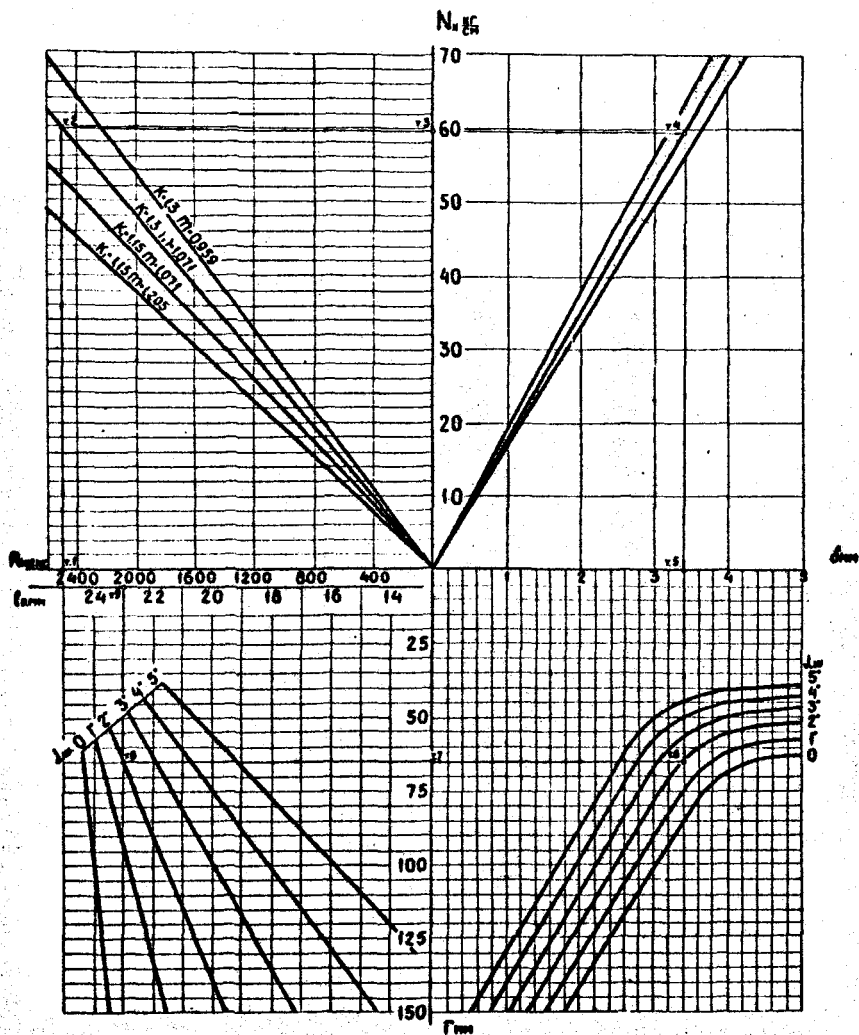
где  $D_{\text{ш}}$  - посадочный диаметр шины, определенный экспериментально;

$\alpha$  - угол наклона основания борта.

На основании изложенного сделаны следующие выводы:

- определены основные закономерности кинематической и си-

НОМОГРАММА  
 РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
 СОЕДИНЕНИЯ ОБОДА С ШИНОЙ



ловой взаимосвязи обода с шиной и предложена рациональная схема их соединения;

- процесс трения шины на ободе при минимальных (до  $1 \text{ кгс/см}^2$ ) внутренних давлениях воздуха необходимо рассматривать как трение неподвижного гибкого тела (шины) относительно неподвижной поверхности (обода);

- для расчета тяговой способности колесного движителя по сцеплению шины с ободом разработан графоаналитический метод, который позволяет значительно упростить процесс определения оптимальных параметров сопряжения обода с шиной;

- предложенная методика может быть успешно распространена и на другие типоразмеры шин и схемы посадок.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОСАДОЧНЫХ ДИАМЕТРОВ ОБОДОВ И ШИН

Если при изготовлении колес посадочные диаметры ободов подвергнутся 100% технологическому контролю и допуск на них, установленный чертежом, равен  $\pm 0,4 \text{ мм}$ , то в практике производства шин посадочные диаметры регламентируются только точностью изготовления прессформ и до настоящего времени нет ни приборов, ни приспособлений, а также проверенных методик для выполнения их контроля.

Автором предложен метод замера посадочных диаметров шин и спроектировано изготовленное в ЦКТБ колесного производства специальное лабораторное приспособление.

В основу этого метода положен принцип измерения величин радиального перемещения секторов разжимающего устройства при приложении к ним определенного, эталонированного усилия.

С помощью приспособления на линиях серийного производства шин Омского и Московского шинных заводов было замерено в общей сложности свыше 170 шин 14,00-20 мод. ОИ-25 и 12,00-20 мод. М-93.

Результаты замеров и их статистическая обработка показывают, что для шин 14,00-20 колебания действительных размеров составляют от 512,56 до 513,39 мм, т.е. допуск равен 0,83 мм против предусмотренного чертежом пресоформы посадочного диаметра 512-0,4 мм. Для шин 12,00-20 размеры диаметров равны от 513,05 до 517,73 мм, т.е. допуск - 2,68 мм. Размер по чертежу пресоформы равен 513 -0,4 мм.

Установлено, что шины в одной партии и изготовленные на

одной прессформе имеют незначительные колебания посадочных диаметров. Максимальная разность замеров составляет для шин 14,00-20 - 0,3 мм, а для шин 12,00-20 - 0,4 мм.

Широкое колебание посадочных диаметров шин объясняется отсутствием единых требований к простановке посадочных диаметров у прессформ, недостаточной точностью их изготовления и, в основном, отсутствием в практике шинных заводов технологического контроля посадочных размеров прессформ, которые вследствие появления нагара от графитовой смазки изменяются в довольно широких пределах.

Выполненные замеры позволили составить графические схемы посадок указанных шин на обода с коническими и тороидальными полками.

Колебание натяга для шин 14,00-20 на ободах с коническими полками составят согласно чертежам от 1,9 до 3,1 мм, а его действительная величина равна от 0,51 до 2,14 мм. Для шин 12,00-20 эти параметры соответственно равны 0,9-2,1 мм и от зазора 1,83 мм до натяга 1,65 мм. Со стороны съемной закраины к полученным значениям следует прибавить  $\pm 0,5$  мм. допуск на толщину съемного посадочного кольца. Широкий допуск натяга для колесных движителей автомобилей "Урал" составляющий 2,63 мм и для автомобилей ЗИЛ - 4,48 мм, не позволяет надежно соединить обод с шиной только за счет упругой связи. Для этих движителей широко применяются посадки шин с принудительной связью, т.е. борта шины дополнительно прижимаются к закраинам обода специальной деталью - распорным кольцом.

В разработанной автором новой схеме посадки шин на тороидальные полки обода колебание натяга составляет для шин 14,00-20 от 2,82 до 4,45 мм, а для шин 12,00-20 от 1,47 до 5,06 мм, т.е. посадка обеих шин осуществляется с гарантированным натягом.

В процессе исследований определена радиальная жесткость бортов, которая является обобщенным показателем механических свойств каждого конкретного типоразмера шин. Установлено, что в зоне рабочих натягов радиальная жесткость бортов изменяется по линейному закону.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проверка основных теоретических положений расчета надежности соединения ободов с шинами регулируемого давления и оценка проч-

ности новых колес 254Гх508 и 228Гх508 производились в процессе комплексных лабораторно-стендовых и лабораторно-дорожных испытаний и исследований.

Методика комплексных исследований полностью соответствовала действующим в ЦКТБ колесного производства типовым методикам специальных видов испытаний.

Эксперименты проводились в лабораторных условиях на специальных стендах, в дорожных - непосредственно на автомобилях.

В лабораторных экспериментах использовались приборы: многоточечные тензометры стрелочного типа ТП-2 и тензометрическая станция ЦТМ-3 с переключателем ПД-100М, восьмиканальный осциллограф МПО-102, усилитель ТА-5, самопишущий динамометр типа  $\bar{z}$ -288 западногерманской фирмы "Amstel" и др. Замер удельных давлений бортов производился специальными датчиками давления, конструкция ЦКТБ колесного производства.

Всесторонним исследованиям подвергнуто 85 колес из них 63 движителя были установлены на 9 автомобилей "Урал" и ЗИД, на которых проводились эксперименты в дорожных условиях.

В процессе экспериментов установлено, что полученные данные хорошо согласуются с теоретическими расчетами. Расхождение не превышает 3,5%. Все колесные движители с шинами 14,00-20 и с шинами 12,00-20, натяг бортов которых превышал 1,2 мм на диаметр, обеспечивают требуемую тяговую способность по сцеплению шины с ободом во всем диапазоне регулирования внутреннего давления воздуха и во всех характерных для полноприводных автомобилей дорожных условиях. Выбранные в процессе расчетов оптимальные параметры торoidalных посадочных поверхностей ободов обеспечили надежное удержание бортов на полках при приложении к движителю интенсивных боковых сил и ударов в процессе движения автомобилей по "восьмерке", глубокой колее, песку и при преодолении подъемов крутизной 31-41°. Проворота и сползания бортов шин относительно посадочных полков ободов для движителей с натягом свыше 1,2 мм не отмечалось. Объем пробеговых испытаний ограничивался полным износом шин /ориентировочно 40 тыс. км/.

Установлено, что наиболее опасным с точки зрения проворота и осевого сползания бортов является период эксплуатации новых шин. Вследствие снижения тяговой способности движителя из-за износа протектора надежность соединения ободов с шинами повышается.

0301316

Долговечность новых колес 254Гх508 и 228Гх508 значительно /не менее 4,7 раза/ выше долговечности заменяемых 10,ОРГ-20 и 9,ОРГ-20. По напряженному состоянию обода и бортовые кольца выполнены с достаточным запасом прочности.

Определено, что с точки зрения стабилизации параметров силового и кинематического взаимодействия шины и обода целесообразно верхние пределы натягов бортов по посадочным поверхностям назначать исходя из запроектированной прочности каркасных колец и допустимых контактных давлений для принятого материала бортов шин.

Значительно повышены эксплуатационные качества двигателей. Так, например, затраты времени на монтажно-демонтажные работы для новых колес сократились не менее чем в 5 раз по сравнению с колесами, имеющими конические полки, распорные кольца и монтажные болты. Один водитель затрачивает на сборку двигателя 6-11 мин., а на разборку всего 2-7 мин.

Итак, в процессе выполненного комплекса экспериментов, наряду с полученной сходимостью результатов с теоретическими расчетами, подтверждены высокие прочностные и эксплуатационные качества колес новой конструкции.

#### ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВНЕДРЕНИЕ В ПРОИЗВОДСТВО

Колесная продукция, выпускаемая многомиллионными партиями, позволяет даже при незначительном снижении веса деталей колеса получить сотни и тысячи тонн экономии проката черных металлов, упрощение конструкции колес позволяет снизить затраты как на заводе-изготовителе, так и в процессе эксплуатации машин.

Как показано в работе, экономическая эффективность внедрения в производство новых колес 254Гх508 и 228Гх508, конструкции которых разработаны на базе выполненных исследований, составляет в сфере производства свыше 3 млн. руб. При этом общая экономия проката черных металлов равна 19573,6 тонн.

В эксплуатации только от повышения долговечности новых колес экономическая эффективность в общей сложности равна 1,8 млн. руб.

Общий народнохозяйственный эффект от внедрения результатов выполненных исследований в производство, подсчитанный для двух типоразмеров двигателей, составляет 4,85 млн. руб., в т.ч. экономия металла равна около 20 тыс. тонн.

Вся техническая документация согласована с автомобильным за-



водами и передана заводу-изготовителю. Сроки и объемы внедрения колес определены приказом по Министерству автомобильной промышленности СССР № 176 от 26 июля 1973 г.

Высокие технико-экономические преимущества новой конструкции колеса явились основанием для принятия Минавтопромом СССР и Госкомитетом Совета Министров СССР по делам изобретений и открытий совместного решения о патентовании за границей изобретения "Обод колеса для пневматических шин" по авторскому свидетельству СССР № 279351. Патентование ведется успешно и в настоящее время получены патенты США, Англии и ЧССР.

## ВЫВОДЫ И ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Исследованы и определены основные закономерности силовой и кинематической взаимосвязи ободов с пневматическими шинами, а также параметры, качественно определяющие надежность их взаимного соединения. Установлено, что для колесных двигателей автомобилей высокой проходимости надежность соединения ободов с шинами при минимальных внутренних давлениях воздуха определяется только величиной натяга, обеспечивающего упругую связь бортов с посадочными полками.

2. Разработаны методика, приспособление и выполнены замеры действительных посадочных диаметров шин регулируемого давления. Статистическая обработка материалов позволила объективно оценить колебание посадочных размеров и построить допусковые схемы соединения ободов с шинами. Установлено, что действительные посадочные диаметры шин 14,00-20 в процессе изготовления колеблются с точностью 0,83 мм, а шины 12,00-20 - 2,68 мм. Основными причинами широкого колебания являются: низкая точность прессформ и технологические особенности производства шин и, в частности, образование нагара на бортовых кольцах прессформ от применения графитовой смазки.

3. Разработана методика и получены математические выражения, которые с использованием графоаналитического метода позволяют производить расчет тяговой способности колесного двигателя по сцеплению шины с ободом и определять оптимальные параметры соединения. Метод расчета основан на принципиальных положениях теории трения гибких тел.

4. Предложена принципиально новая схема соединения ободов

с шинами регулируемого давления. Конструкция колеса с тороидальными посадочными поверхностями обода защищена авторским свидетельством № 279351 в СССР и патентами за рубежом.

5. В процессе комплекса лабораторных и дорожных экспериментов подтверждены расчетные количественные зависимости, определяющие надежное соединение ободов с шинами регулируемого давления. Для стабилизации параметров силового и кинематического взаимодействия шины с ободом целесообразно верхние пределы натягов по посадочным поверхностям назначать исходя из запроектированной прочности каркасных колец шины и допустимых контактных давлений для принятого материала ободов. Установлено, что для проворота шин регулируемого давления на ободу наиболее опасным является период эксплуатации новых шин.

6. В результате выполненных исследований решена крупная народнохозяйственная проблема создания прогрессивных конструкций колесных двигателей для полноприводных автомобилей.

Внедрение в производство новых конструкций колес 254Гх508 и 228Гх508, разработанных для автомобилей "Урал" и ЗИЛ, позволяет получить в народном хозяйстве годовой экономический эффект в сумме 4 млн. 850 тыс. руб. и сэкономить при этом около 20 тыс. тонн проката черных металлов.

7. Теоретический и экспериментальный материал настоящей работы вскрывает резервы и определяет основные направления совершенствования конструкций колес и шин при разрешении проблемы создания безопасных колесных двигателей и дальнейшего повышения эксплуатационных качеств отечественных автомобилей.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Савельев Г.В. Колесо для шин регулируемого давления. - "Автомобильный транспорт", 1967, № 7.
2. Савельев Г.В. Исследование надежности посадки шин с регулируемым давлением воздуха. В сб. "Материалы XXIII научно-технической конференции института", Челябинск, ЧПИ, 1970.
3. Савельев Г.В. и Путин В.А. Анализ весовых параметров колес грузовых автомобилей. В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели", № 87, Челябинск, ЧПИ, 1971.

4. Савельев Г.В. и Путин В.А. Исследование надежности посадки крупногабаритных шин на ободах мощных тягачей. В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели". № 103, Челябинск, ЧПИ, 1972.

5. Савельев Г.В. К вопросу создания бескамерных колес грузовых автомобилей. - "Автомобильная промышленность", 1973, № 4.

6. Савельев Г.В. Исследование надежности посадки шин с регулируемым давлением воздуха. - "Автомобильная промышленность", 1974, № 5.

7. Савельев Г.В. и др. Технический отчет Б 345681, номер государственной регистрации Р001647 "Исследование надежности посадки шин с регулируемым давлением на неразборных ободах". Челябинск, ИЖТБ колесного производства, 1974 г.

8. Савельев Г.В. Обод колеса пневматических шин. Авторское свидетельство 279351, кл. 63, 8/01, МКИ В60с 5/16.

9. G. V. Saveliev. Wheel Rim for Pneumatic Tyre.  
United States Patent, N3. 768. 538  
кл. 152/410, MKU В60с 5/16.

10. G. V. Saveliev. Improvements in or relating to  
Wheels. Patent Britain N1310774  
кл. В7с, MKU В60с 5/16.