М97797

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Э.БУМАНА

На правах рукописи

КИРТАЕВ Евгений Алексеевич

УДК 629.II.012.332.I"737":539.4

ПРОЧНОСТЬ СПИЦЕВОГО КОЛЕСА

Специальность 01.02.06 - динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук



Москва 1990

Работа выполнена в Марийском ордена Дружбы народов политехническом институте им. А.М.Горького.

Нау ный руководитель - доктор техничес..х наук,
профессор Н.А.Алфутов

Официальные оппоненты - академик Латв. ССР Ю.М. ТАРНОПОЛЬСКИЙ
к.т.н., доцент С.В. ГРИГОРЬЕВ

Ведущее пр дприятие - Центральное конструкторско-технологическое бюро велостроения, г. Харьков

Защита состоится "30" мая 1991 г. на заседа-
I5.08 при МГТУ им.
Б-5, 2-я Бауманская

и в библиотеке МГТУ

экземпляре, заверенный
адресу.

1990 г.

В.В.Дубинин

М 497797

183 Объем I п.л.
м. Н.Э. Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Класс конструкций типа "спицевое колесо" широк и разнообразен благодаря важнейшим качествам: легкости, надежности, низкой стоимости. В него входят колеса транспортных средств, сельскохозяйственных агрегатов, аэрокосмических машин и т.п. Широкое применение колес потребовало от производителей постоянного их совершенствования с целью получения более высокой грузоподъемности при сохранении или снижении веса колес. Ежегодно в мире появляется 10-15 патентов, защищающих авторство новых конструкций колес легких транспортных средств или их узлов и не более одной-двух публикаций по результатам теоретических и экспериментальных исследований прочности колес.

Существующие методики расчета спицевого колеса выполнены в линейной постановке. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния обода и спиц колеса произведены при нагрузках, близких к эксплуатационным. Потеря устойчивости ободом колеса начального состояния равновесия при экстремальных нагрузках не рассматривалась вообще, в то время как практика показывает, что это наиболее частое явление потери колесом функциональной работоспособности. Перечисленные недостатки в методиках расчета и эксперимента не позволяют получить достоверных результатов поведения колеса при всем спектре нагрузок, которым оно подвергается во время эксплуатации, и сдерживают выявление резервов конструкции. Поэтому построение методики расчета, отражающей наиболее полно геометрию колеса и его поведение при действии приложенных к ободу сил, является важным элементом в процессе разработки новой конструкции колеса.

Цель работы состоит в разработке методики расчета на прочность и устойчивость спицевого колеса для применения ее при проектировании перспективных конструкций колес, имеющих более высокую несущую способность.

Научная новизна. Экспериментально установлены и исследованы варианты потери устойчивости ободом начального состояния равновесия при действии нормальной к плоскости обода нагрузки - для спицевого колеса и при действии радиальной нагрузки - для спицевого и дискового колеса, в последнем вместо набора спиц установлены две конусные мембраны.

МГТУ 1497797

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1497797

им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Разработана методика расчета колеса в геометрически нелинейной постановке с учетом дискретной установки спиц, их предварительного натяжения и нелинейного деформирования. Математическая модель позволяет достаточно полно отобразить геометрию колеса и приложенную к ободу действительную систему нагрузок.

Разработана методика расчета на устойчивость спицевого и дискового колес при действии радиальной нагрузки по схеме кругового кольца на упругом основании.

Практическая ценность состоит:

1) в возможности исследования напряженно-деформированного состояния колеса с учетом влияния пневматической шины на распределение нагрузок по ободу;

2) в определении критических нагрузок для колес как с помощью пакета программ, созданных на базе предложенной методики, так и с помощью номограмм, разработанных для колеса дорожного велосипеда;

3) в применении на практике методики испытания колес на устойчивость при действии радиальной силы.

Реализация работы. Разработанные методики расчетов и созданные на их основе программы внедрены на Йошкар-Олинском механическом заводе.

Апробация работы. Результаты диссертации докладывались на конференции молодых ученых Волго-Вятского региона, посвященной 60-летию образования СССР (ГИСИ им.Чкалова, г.Горький, 1983г.), на семинарах в МВТУ им. Н.Э.Баумана (1985, 1986, 1989 гг.), на конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов, и сотрудников МарПИ им. А.М.Горького (г. Йошкар-Ола, 1988 г.), на III Всесоюзном совещании-семинаре молодых ученых "Актуальные проблемы механики оболочек" (г. Казань, 1988г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 научных работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, содержащих 55 рисунков, заключения, списка литературы из 83 наименований, шести приложений. Объем работы 95 страниц машинописного текста, в том числе 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показаны области применения колес с проволочными спицами, кратко рассмотрены достоинства и недостатки дисковых колес. Дано представление об объеме современного мирового производства велосипедов со спицевыми колесами (свыше 90 млн. единиц в год). Обоснована актуальность темы диссертации.

В первой главе показано, что все колеса делятся на колеса с жестким креплением спиц к ободу и ступице и колеса с шарнирным креплением проволочных спиц к ободу и фланцам ступицы. Первые можно представить плоской ненапряженной рамной конструкцией, у вторых расчетная схема может быть в двух вариантах: во-первых, в виде обода, покоящегося на упругом основании, во-вторых, в виде обода, опирающегося на дискретные опоры с односторонней связью. Отмечено, что расчетную схему дискового колеса можно представить оболочечно-стержневой.

Рассмотрено наиболее характерное повреждение колес - потеря устойчивости ободом начального состояния равновесия при действии либо радиальной нагрузки, либо нормальной к плоскости обода силы.

В настоящее время в СССР существуют ГОСТ 5503-87 и ОСТ 37.005.025-83, нормирующие требования безопасности велосипеда, согласно которым спицевое колесо подвергается эксплуатационному испытанию - пробегу на 5000 или 10000 км, а также специальному статическому испытанию, при котором ступица колеса защемляется так, что плоскость обода располагается горизонтально. Груз массой 36 кг прикладывается к ободу в произвольной точке. После выдержки в течение одной минуты и снятия нагрузки остаточное линейное перемещение в точке ее приложения по направлению действия силы не должно превышать 1,5 мм. Данное испытание имеет существенный недостаток: радиальная сила не учитывается, тогда как в реальных условиях она является основной нагрузкой.

Аналитическое исследование напряженно-деформированного состояния колеса по плоской схеме как кругового бруса, опирающегося на упругое основание, было проведено Н.Е.Жуковским. Предполагалось, что существует симметрия относительно плоскости, определяемой вектором радиальной силы и осью ступицы. Решение сводилось к однородному дефференциальному уравнению четвертого порядка. В.И.Феодосьевым отмечено, что в полученных

результатах не учтена задаваемая при сборке и регулировке колеса сила предварительного натяжения спиц.

Ю.М.Тарнопольским рассмотрена задача напряженно-деформированного состояния колеса по пространственной схеме при действии нормальной к плоскости обода нагрузки. Влияние спиц на обод представлено сложным упругим основанием, зависящим от нормального к плоскости обода линейного перемещения и угла закручивания обода. Учтен угол установки спиц к плоскости обода и эксцентриситет их крепления к ободу. Решение сводилось к линейному однородному дифференциальному уравнению шестого порядка.

Л.И.Балабухом, С.И.Галкиным, Л.А.Шаповаловым, С.А.Скопиным, И.И.Трапезиным рассмотрены задачи расчета кольцевых брусьев с присоединенными оболочками вращения, схемы которых подобны схеме дискового колеса. Авторам удалось задачу деформирования кольца с присоединенной оболочкой свести к задаче кольца на упругом основании.

При решении данного вида задач удобно использовать предложенный Н.П.Пузыревским и А.Н.Крыловым метод начальных параметров. Т.Т.Хачатрян на базе этого метода дал расчет круговой балки. Система исходных дифференциальных уравнений приводится к основному дифференциальному уравнению с ненулевыми коэффициентами перед четными производными. Характеристическое уравнение, соответствующее основному дифференциальному уравнению

$$t^{2n} + a_1 t^{2n-2} + \ldots + a_{n-1} t^2 + a_n = 0 ,$$

дает n отличных друг от друга по абсолютной величине корней, так как $t_i = -t_{i+n}$. Независимые частные интегралы решения:

четные
$$Y_j = \sum_{i=1}^{i=n} ch(t_i x) t_i^{2n-2j} / D_i , \quad (j = 1,2, \ldots n),$$

нечетные
$$Z_j = \sum_{i=1}^{i=n} sh(t_i x) t_i^{2n-2j-1} / D_i , \quad (j = 1,2, \ldots n),$$

где
$$D_i = (t_i^2 - t_1^2)\cdot(t_i^2 - t_2^2)\cdot \ldots \cdot (t_i^2 - t_{i-1}^2)\cdot(t_i^2 - t_{i+1}^2)\cdot \ldots \cdot (t_i^2 - t_n)$$

- произвольные параметры, определяемые из условия равенства нулю всех функций в начале координат за исключением $Y_1 = 1$.

Расчету на прочность колес с дискретной установкой спиц посвящена работа А.Ю.Дутина, А.В.Кульцеп, В.А.Манухина, в которой на базе метода конечных элементов получена сила рационального натяжения спиц, равная 25–35% величины радиальной нагрузки.

Публикаций, освещающих устойчивость спицевых колес при действии нагрузок, не обнаружено.

Вторая глава посвящена экспериментальному исследованию колес при действии нагрузок. Испытаниям подвергнуты колеса велосипеда "Салют" с различным количеством спиц, выпускаемого Йошкар-Олинским механическим заводом, колесо велосипеда "Бриз" разработанного на пензенском заводе им.Фрунзе и колесо велосипеда "Рига-10". Исследования устойчивости дискового колеса производились на макете, обод которого изготовлен из плотного картона, а конусные мембраны склеены из масштабированной рулонной бумаги так, чтобы направление проката совпадало с образующей мембраны.

Определены механические характеристики материала обода и характеристики жесткости ободьев колес. Для получения диаграммы деформирования спиц предложен образец в виде цепи, содержащей две спицы, крюки которых шарнирно закреплены во фланце ступицы. На концы спиц надеты куски обода с отверстиями под ниппели для установки образца в захватах испытательной машины. Диаграмма носит нелинейный характер, обусловленный взаимодействием крюка спицы с фланцем ступицы, причем на ее форму влияет качество изготовления крюка.

Исследование напряженно-деформированного состояния колеса проведено с целью сравнения максимальных напряжений в ободе и спицах с пределами текучести материалов, из которых изготовлены эти элементы колеса. Эксперимент осуществлен на двух колесах велосипеда "Салют" при двух уровнях нагружения радиальной силой I кН и 3 кН. На внутренней поверхности обода между спицами наклеивались тензорезисторы ПКП-200, такие же тензорезисторы установлены на прямолинейных участках спиц. Вектор равнодействующей радиальной силы проходил через центр участка между спицами. Эксперимент показал, что значения максимальных напряжений при нижнем уровне нагружения составил 10%, а при верхнем – 50% предела текучести материала обода. Непропорциональность максимальных напряжений и нагрузок объясняется наличием

в шине колеса избыточного давления величиной 0,06 МПа, вследствие чего при нижнем уровне нагружения шина не утратила своих амортизирующих качеств. Для спиц, предварительно натянутых до усилия 0,25 кН, максимальная продольная сила при верхнем уровне нагружения достигла 50% нагрузки, воспринимаемой спицей. Наиболее нагруженными оказались спицы, расположенные под углом 40^0 + 60^0 к вектору действия радиальной силы. Непосредственно в зоне приложения нагрузки спицы полностью разгружались и не участвовали в работе конструкции. Угол полной разгрузки спиц зависел от величины радиальной силы.

Исследование устойчивости колес под действием радиальной нагрузки отличалось от предыдущего этапа тем, что на нагружающую поверхность была установлена система роликов, позволяющих ободу свободно перемещаться нормально к его плоскости. Испытанию подвергнуты десять различных колес. Измерение нормальных к плоскости обода перемещений в зоне приложения нагрузки производилось стрелочными индикаторами типа ИЧ10. Результаты опытов обработаны с помощью приема Саусвелла. Значения радиальных критических сил лежат в пределах 0,75 + 3,15 кН в зависимости от конструкции колеса и сил предварительного натяжения спиц.

Исследованию устойчиовсти при действии нормальной к плоскости обода нагрузки подверглись шесть различных колес. Ступица колеса жестко закреплялась так, чтобы плоскость обода приняла горизонтальное положение. Сосредоточенная нагрузка статически прикладывалась к ободу. Перемещение обода измерялось по направлению действия силы. В районе предельной точки происходил скачкообразный переход обода в возмущенное состояние равновесия. Колеса с высокими характеристиками жесткости обода и большим количеством спиц в возмущенном состоянии воспринимали дополнительную нагрузку, остальные при переходе через предельную точку не оказывали сопротивления до ограничителя на отметке 120 мм. Величины нормальных критических сил для испытанных колес лежат в пределах 370-770 Н.

Последняя серия экспериментов проведена на двух колесах. Прикрепленная к ободу нагружающая струна располагалась под углом к его плоскости так, чтобы нормальная составляющая нагрузки равнялась 20% радиальной составляющей. Динамометр, включенный в устройство нагружения, показывал суммарную величину силы. Нагружение производилось до скачкообразного перехода обода в

возмущенное состояние равновесия. Выяснилось, что основное влияние на переход обода в возмущенное состояние оказывает нормальная составляющая суммарной нагрузки.

Исследования показали, что потеря устойчивости ободом начального состояния равновесия происходила в упругой облас и работы материала обода.

В третьей главе рассмотрено построение методики расчета колеса с n спицами по пространственной схеме в геометрически нелинейной постановке. Из общей расчетной схемы колеса выделен регулярный фрагмент, содержащий элемент обода между соседними спицами i и $i+1$ ($1 \le i \le n$) и спицу, прикрепленную к $i+1$ узлу. К элементу приложена консервативная система сил, линейно зависящая от общего для всей схемы параметра нагрузки p ($0 \le p \le 1$). Она состоит из равномерно распределенной нагрузки, разложенной по касательной, нормали и бинормали к осевой линии обода в исходном состоянии $\{q\}$ и сосредоточенной силы $\{P\}$ в $i+1$ узле, разложенной по этим же направлениям. Вектор линейных и угловых перемещений $\{u\}$ и вектор внутренних сил и моментов $\{F\}$ в системе главных центральных осей сечения обода составляют вектор неизвестных в узле элемента. Влияние спицы на элемент определяется ее продольной силой с учетом эксцентриситета крепления спицы к ободу. Нелинейный характер деформирования спицы под нагрузкой учитывается следующим образом. Вся диаграмма деформирования разбивается на участки с одинаковым шагом по осевой деформации. На каждом участке строится секущая по точкам на границе участка. Определяется тангенс угла наклона секущей EF_{cj} и расстояние от начала координат до пересечения секущей с осью абсцисс ε_j. В процессе нагружения отрезок диаграммы работы спицы определяется по сумме начальной осевой деформации ε_0, соответствующей силе предварительного натяжения спицы, и осевой деформации от перемещения точки крепления спицы к ободу ε. Продольная сила спицы равна $S = EF_{cj} \times$ $\times (\varepsilon + \varepsilon_0 - \varepsilon_j)$. Если $S < 0$, то спица исключается из расчетной схемы, так как в реальной конструкции она проваливается в отверстие крепления на ободе. Матрица направляющих косинусов спицы в процессе деформирования обода колеса корректируется с учетом перемещения точки крепления спицы к ободу.

Для фрагмента записываются уравнения равновесия в деформированном состоянии и уравнения совместности перемещений узлов:

$$\begin{Bmatrix} \{F_i\} \\ \{u_i\} \end{Bmatrix} - [D] \begin{Bmatrix} \{F_{i+1}\} + \rho[\lambda]\{R_{i+1}\} + \{S_{i+1}\} \\ \rho[\lambda]\{q_i\} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} [0] \\ [K] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{u_{i+1}\} \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (I)$$

где $[D]$ - матрица I2x9, которая содержит коэффициенты уравнений равновесия и матрицы податливости вектора перемещений узла i от вектора сил $i+1$ узла;

$[K]$ - матрица 6 x 6, которая определяет перемещение элемента как жесткого целого от перемещений $i+1$ узла;

$[\lambda]$ - матрица перехода от осей исходного состояния равновесия к осям деформированного состояния.

Матрицы $[D]$ и $[K]$ наравне с постоянными коэффициентами содержат линейные составляющие угловых перемещений $i+1$ узла. Для расчетной схемы записываются n уравнений (I). Они составляются в общую систему, в матрице которой на главной диагонали расположены единичные блок-матрицы, а на соседней верхней кодиагонали - блок-матрицы коэффициентов перед неизвестными следующего узла схемы. Особое место занимает блок-матрица фрагмента n перед неизвестными узла I , расположенная в левом нижнем углу общей матрицы и замыкающая систему уравнений. При решении системы использован метод Ньютона-Канторовича в сочетании с методом последовательных нагружений так, чтобы результат при меньшем параметре нагрузки был исходным для следующего значения параметра. В методе Ньютона-Канторовича обращение общей матрицы нерационально, поэтому на каждом шаге нагружения для определения вектора невязок используется метод Гаусса для последней блок-строки. В районе особых точек матрица становится вырожденной, поэтому применен метод смены параметра: параметр нагрузки становится зависимым, а нормальное плоскости обода линейное перемещение в узле, к которому приводится главный вектор внешней нагрузки, становится ведущим. Вычислительный процесс происходит до параметра нагрузки, равного I или заданного нормального плоскости обода линейного перемещения.

Влияние накаченной шины на характер нагружения обода учитывается с помощью распределенной нагрузки. Для этого шина представляется набором абсолютно гибких нерастяжимых круговых

колец единичной длины, прикрепленных к жесткому ободу. При опирании на плоскую поверхность в каждом кольце образуются плоская зона и участок с измененным радиусом кривизны. Для определения величины зоны составляется условие нерастяжимости кольца и уравнения проекций осевой линии кольца на ортогональные оси в исходном и деформированном состояниях. Ширина плоской зоны и избыточное давление в шине определяют значение радиальной распределенной нагрузки, которая принимается для элемента равной среднеарифметическому значению распределенных нагрузок в узлах. Существует максимальная суммарная радиальная нагрузки, соответствующая максимальной осадке в шине. Если дана нагрузка больше максимальной, то разница между их величинами делится на три равные части, одна из которых представляется сосредоточенной силой в узле, а две других - дополнительной распределенной нагрузкой на примыкающие к узлу фрагменты.

Предложенная методика расчета сопоставлена с решением Н.Е.Жуковского при нагружении колеса сосредоточенной радиальной силой. Величины максимальных изгибающих моментов в ободе имеют разницу 7%, что объясняется работой спицы под нагрузкой, при этом спица, как упругая опора воспринимает часть нагрузки. Значения продольных сил в спицах совпали с точностью до 1%. При натяжении спиц, когда в самой разгруженной из них продольная сила равна нулю, величины максимальных изгибающих моментов одинаковы в обоих решениях. На эпюре моментов появились характерные осцилляции, связанные с выпучиванием обода между спицами. Распределение нагрузки по ободу колеса с шиной, накаченной до избыточного давления 0,1 МПа, показало, что максимальный изгибающий момент снизился в 2,6 раза по сравнению с ободом без шины.

Второе сопоставление произведенс с решением Ю.М.Тарнопольского при действии на колесо нормальной к плоскости обода нагрузки и сил нулевого натяжения спиц. В первом случае, когда ни одна из спиц не исключена из работы, нормальное к плоскости обода перемещение в зоне приложения силы на 10% меньше, чем в известном решении, так как спицы в этой зоне образуют треугольную ферму, воспринимающую часть нагрузки. Во втором случае, когда спицы, работающие на сжатие, исключаются из схемы, это же перемещение оказалось в два раза больше известного.

Сравнение результатов эксперимента и аналитического решения при двух уровнях нагружения радиальной силой в I кН и 3 кН колеса велосипеда "Салют" показало максимальную разницу в величине нормального напряжения в ободе, равную 14%, а в значениях продольных сил в спицах - 22%.

Аналогичное сопоставление было произведено по радиальным критическим нагрузкам. Разница между их значениями при эксперименте и аналитическом решении составила 6 ÷ 12%. На рис. I показан график нормального плоскости обода линейного перемещения W в зоне приложения радиальной силы P_y для одного из образцов колес (сплошная линия - результаты эксперимента). На начальной стадии график носит знакопеременный характр, связанный с поочередным выходом из работы спиц, находящихся с разных сторон от плоскости обода. В верхней части графика кривая асимптотически приближается к прямой, параллельной оси абсцисс, то есть рост перемещения практически не сопровождается ростом радиальной нагрузки.

Сравнение результатов аналитического решения и эксперимента при действии на колесо нормальной к плоскости обода критической силы показало разницу 5 ÷ 11%. На рис. 2 изображен характерный график перемещения обода W в зоне приложения нагрузки P_z (сплошная линия - результаты эксперимента). На начальной стадии кривая носит линейный характер. При нагрузке, близкой к критической, начинается интенсивный рост перемещения, связанный с выходом из работы спиц. Кривая достигает предельной точки, после которой идет падение нагрузки. По достижении второй предельной точки кривая вновь идет вверх.

Для колеса дорожного велосипеда с радиусом обода 295 мм - построена номограмма кривых, каждая из которых при постоянной жесткости обода на изгиб в его плоскости является границей нормальной работы колеса (рис. 3). Комбинация величин радиальной нагрузки и силы предварительного натяжения спиц S_0 взятая справа от какой-либо кривой, соответствует работе колеса, когда все спицы находятся под действием положительных продольных сил;

построена номограмма линий уровня нормальных плоскости обода критических сил от жесткости обода на изгиб в его плоскости EI_z и жесткости обода на кручение GI_K (рис. 4). Вариация жесткости обода на изгиб нормально его плоскости EI_y

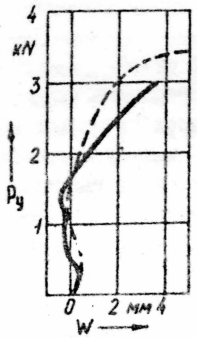


Рис.1

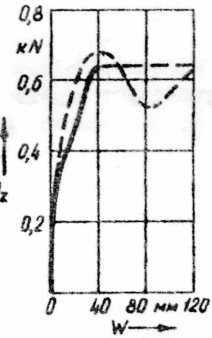


Рис.2

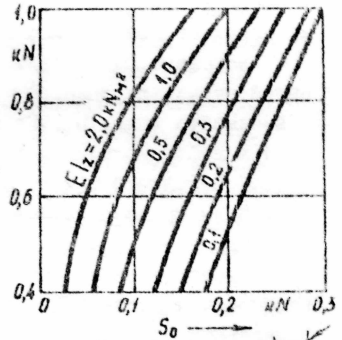


Рис.3

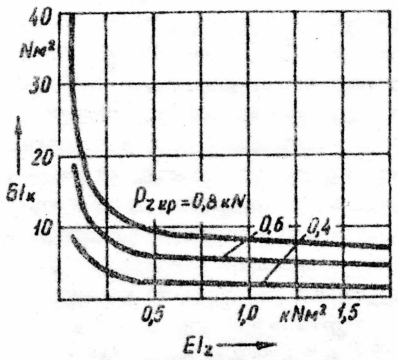


Рис.4

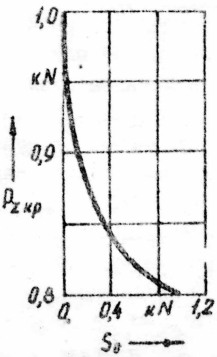


Рис.5

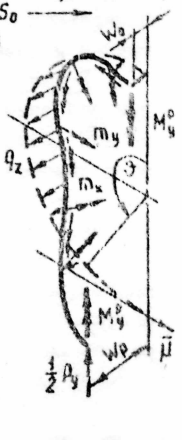


Рис.6

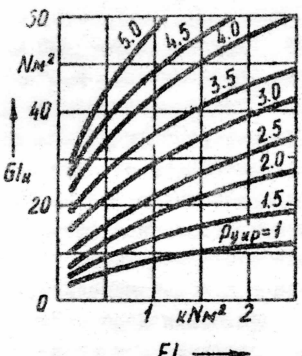


Рис.7

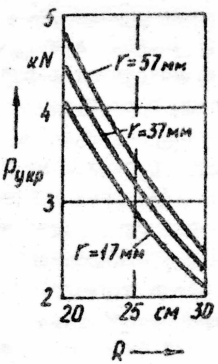


Рис.8

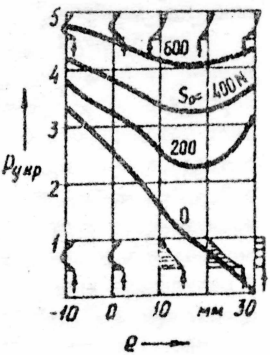


Рис.9

в пределах 200÷10000 Н м^2 не оказывает существенного влияния на характер номограммы;

показано, что между нормальной критической силой $P_{z кр}$ и силой натяжения спиц S_0 существует обратнопропорциональная зависимость (рис. 5). Радиальные составляющие продольных сил спиц в деформированном состоянии обода создают систему нагрузок, способствующую переходу обода в возмущенное состояние равновесия. Силы предварительного натяжения спиц увеличивают значение этих нагрузок.

Представленные номограммы и график позволяют определить необходимые жесткостные характеристики обода колеса, зону рациональных натяжений спиц при заданной эксплуатационной нагрузке и нормальной к плоскости обода критической силе.

В четвертой главе рассмотрена устойчивость обода колеса при действии сосредоточенной радиальной нагрузки. Для спицевого или дискового колес влияние спиц или ортотропных мембран на обод заменено действием сложного упругого основания. В начальном состоянии равновесия влияние упругого основания сводится к действию распределенных нагрузок по касательной q_x и нормали q_y к осевой линии обода, зависящих от соответствующих линейных перемещений, силы предварительного натяжения спиц и характеристик жесткости спиц или мембран. В возмущенном состоянии равновесия учитывается действие распределенной нагрузки по бинормали q_z и моментных распределенных нагрузок по касательной и нормали m_x, m_y от соответствующих линейного и угловых перемещений и силы предварительного натяжения спиц, а также эксцентриситета крепления к ободу и характеристик жесткости спиц или мембран.

При близкой к критической радиальной нагрузке часть спиц в зоне ее приложения не участвуют в работе, проваливаясь в отверстия в ободе. Мембраны в этой же зоне в дисковом колесе теряют устойчивость с образованием гофр. Поэтому расчетная схема разделена на два участка: первый - на упругом основании, второй - без него (рис. 6). Исходные дифференциальные уравнения возмущенного состояния равновесия сводятся к основным дифференциальным уравнениям шестого порядка для обоих участков. В результате интегрирования этих уравнений с помощью методики, предложенной Т.Т.Хачатряном, получены функции сил и перемещений в ободе. Граничные условия выбраны из предположения симметрии

деформирования обода относительно плоскости, определяемой вектором действия радиальной силы и осью ступицы. В этом случае кососимметричные составляющие перемещений и сил при угловой координате $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ равны нулю. Для границы участков записаны условия совместимости перемещений и равенства сил. Окончательно функции сил и перемещений обода выражаются через нормальное к плоскости обода линейное перемещение в начале координат W_0 подстановкой в полученные функции этих граничных условий за исключением условия равенства нулю крутящего момента при $\varphi = \pi$.

Уравнение равновесия относительно оси $\tilde{M}$ (см. рис. 6) для сил, действующих на обод в возмущенном состоянии, даст значение радиальной критической силы

$$P_{укр} = 2\int_0^{\vartheta} [q_z R(1+\cos\varphi) - m_x \cos\varphi + m_y \sin\varphi] R d\varphi / W_p \quad (2)$$

где R – радиус обода;

W_p – линейное перемещение в точке приложения силы.

Неопределенный сомножитель W_0 сокращается, так как линейно входит в числитель и знаменатель выражения (2). Угол ϑ граница между участками определяется из условия работы упругого основания на растяжение, признаком которого является неотрицательная нормальная составляющая распределенной нагрузки q_y , определяемая в начальном состоянии равновесия. Для этого исходные дифференциальные уравнения в плоскости обода сводятся к основным дифференциальным уравнениям шестого порядка для обоих участков и интегрируются по той же методике, что и в возмущенном состоянии равновесия. В полученные функции сил и перемещений подставляются аналогичные граничные условия: кососимметричные составляющие сил и перемещений при $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$ равны нулю за исключением поперечной силы при $\varphi = \pi$, которая равна $P_{укр}/2$. Для границы участков при $\varphi = \vartheta$ записываются условия совместности перемещений и равенства сил. В этом решении определить угол ϑ также невозможно, однако можно определить знак нормальной составляющей распределенной нагрузки q_y , поэтому применена итерационная процедура:

1) задается значение угла ϑ в пределах 2,5 ÷ 2,8;

2) определяются функции сил и премещений обода в возмущенном состоянии равновесия;

3) вычисляется значение радиальной критической силы (2);

4) определяются функции сил и перемещений обода в начальном состоянии равновесия при полученной радиальной силе;

5) вычисляется q_y при $\varphi = \vartheta$. Положительная ее величина указывает на то, что значение угла ϑ мало и его необходимо увеличить и повторить решение с п. 2.

Итерационная процедура сходится не более чем за 6 ÷ 8 циклов при точности определения угла ϑ равной 10^{-3}.

Разница между результатами эксперимента и решения для 10 испытанных колес лежит в пределах 0,5 ÷ 12,8%.

Для колеса дорожного велосипеда с радиусом обода 295 мм построена номограмма линий уровня радиальной критической силы $P_{y\kappa p}$, зависящей от жесткости обода на изгиб в его плоскости EI_z и жесткости на кручение GI_κ при нулевой силе натяжения спиц (рис. 7). Вариация жесткости обода на изгиб нормально его плоскости EI_y в пределах 0,2 ÷ 10 кНм^2 не оказывает существенного влияния на характер номограммы;

построены графики влияния радиуса обода R и радиуса фланцев r ступицы на величину радиальной критической силы $P_{y\kappa p}$ (рис. 8);

построены графики влияния эксцентриситета крепления спиц к ободу e и сил их натяжения на радиальную критическую силу. Показаны формы осевой линии обода в возмущенном состоянии равновесия (рис. 9).

Представленные графики и номограмма позволяют определить необходимые характеристики колеса при заданной радиальной критической силе.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Экспериментально установлено:

напряжения в опасных точках обода колеса при нагрузках, соответствующих эксплуатационным режимам, не превышают 20% предела текучести материала;

проволочная спица с крюком (для крепления к фланцу ступицы) имеет нелинейную диаграмму деформирования, обусловленную разгибанием крюка на начальной стадии нагружения;

обод колеса с большим количеством спиц имеет два характерных варианта потери устойчивости начального состояния рав-

новесия:

а) потеря устойчивости при действии направленной к центру колеса радиальной нагрузки;

б) потеря устойчивости при действии нормальной к плоскости обода силы;

для дискового колеса имеет место потеря устойчивости ободом начального состояния равновесия при действии радиальной нагрузки;

переход в возмущенные формы равновесия происходит в упругой области работы материалов обода и спиц.

2. Разработаны математические модели, описывающие напряженно-деформированное состояние колеса в геометрически нелинейной постановке и потерю устойчивости ободом начального состояния равновесия по следующим расчетным схемам:

по схеме кольца, опирающегося на равномерно распределенные по его периметру упругие дискретные опоры. При этом в качестве основного звена схемы принят регулярный фрагмент, содержащий элемент обода между соседними спицами и одну из них;

по схеме кругового кольца, лежащего на сложном упругом основании винклеровского типа.

3. Математические модели реализованы с помощью пакетов рабочих программ для ЭВМ на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IУ. При этом для совокупности исходных данных предполагается возможность их изменения в широком диапазоне, охватывающем все основные характеристики колес с проволочными спицами, выпускаемых промышленностью.

4. Результаты аналитических решений, полученные по разработанным методикам, с удовлетворительной точностью согласуются с результатами экспериментальных исследований.

5. Построены номограммы для определения рациональных значений жесткостных характеристик обода и геометрических размеров колеса дорожного велосипеда в зависимости от заданных критических нагрузок. Эти номограммы могут быть использованы при проектировании новых и оценке имеющихся конструкций колес.

6. Установлено, что требования отраслевого стандарта ОСТ 37.005.025-83, касающиеся контрольных статических испытаний колеса велосипеда и не учитывающие предварительного натяжения спиц и экстремальных эксплуатационных нагрузок, являются необоснованно заниженными. В связи с этим внесены соответствую-

шие предложения об изменении названного стандарта.

7. При проверке качества выпускаемой серийной продукции рекомендуется производить испытания колес на действие радиальной и нормальной к плоскости обода критических сил.

8. Пакеты программ для ЭВМ и номограммы могут служить рабочим инструментом для специалистов, занятых в сфере проектирования транспортных средств, при разработке конструкций колес с более высокой несущей способностью. Они также могут быть использованы при обосновании эксплуатационных норм.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах.

1. Статическая прочность велосипеда / А.В.Андреев, П.Н.Бутин, Е.А.Киртаев и др.; Марийск. политехн. ин-т.- Йошкар-Ола; 1982. - 205 с.:ил.- Библиогр.: 16 назв.- Деп. в НИИавтопром 5.07.82, №774ап - Д82.

2. Киртаев Е.А. Исследование напряженно-деформированного состояния колеса // Тез. докл. науч. конф. молодых ученых Волго Вятского региона, посвящ. 60-летию образования СССР.- Горький, 1983. - С. 130.

3. Киртаев Е.А. Расчет колеса велосипеда методом конечных элементов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1984. - № 1. - С. 26-29.

4. Прочность велосипедного колеса / А.В.Андреев, П.Н.Бутин, Е.А.Киртаев и др.; Марийск. политехн. ин-т.- Йошкар-Ола; 1984. -73 с.: ил. - Библиогр.: 6 назв.- Деп. в НИИавтопром 25.04.84, №1042ап - Д84.

5. Киртаев Е.А., Молодецкий В.А. Устойчивость колеса велосипеда // Тез. докл. науч. конф. проф.- преп. состава, асп. и сотр. Марийск. политехн. ин-та по итогам науч.- исслед. работы за 1985-86 учеб. год. - Йошкар-Ола, 1988. - С. 67-68.

6. Киртаев Е.А. Теоретическое и экспериментальное исследование устойчивости кругового кольца подкрепленного коническими мембранами // Тез. докл. III Всесоюзного совещ.- семинара молодых ученых. - Казань, 1988. - С. 98.