

М255562
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

КУЛЬКОВ Игорь Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
БАРАБАНОВ С РАЗЛИЧНЫМ ЧИСЛОМ СЕКТОРОВ
ДЛЯ СБОРКИ ПОКРЫШЕК

(01.02.02 — Теория механизмов, машин и автоматических
линий)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент Д. М. Лукичев.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Горов Э. А.,
кандидат технических наук, доцент Архипова А. П.

Ведущее предприятие — научно-исследовательский институт шинной промышленности, г. Москва.

Автореферат составлен 21 июля 1975 г.

Защищено 21 июля 1975 г.
на заседании факультета МВТУ им. Н. Э. Баумана (дом 5).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Ваше мнение (заверенное печатью) _____

Ученый секретарь _____
М 255562 _____
Лобов Л. Н.



1255562

Купков И.Н. Исследование

- 3 -

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Директивами XXIV съезда КПСС предусмотрено увеличение производства покрышек к 1975 году до 50 миллионов штук в год. В нашей стране покрышки основного ассортимента собирают на четырех-, - шести - и восьмисекторных складывающихся барабанах, в которых применяются плоские многосвязные рычажные механизмы с двумя степенями свободы. Складывание секторов даёт возможность съёма собранной покрышки с барабана, при этом чем меньше радиус описанной окружности /или периметр/ сложенного барабана, тем легче снять покрышку. Срок службы сборочных барабанов в настоящее время мал и составляет в среднем около года. Проблемы повышения долговечности сборочных барабанов и механизации съёма покрышки приобрели особенно важное значение в связи с разработкой поточных линий, однако существующие методы графического и графоаналитического синтеза рычажных механизмов сборочных барабанов не позволяли найти оптимальное решение этих вопросов.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ применяемых сборочных барабанов и разработка метода аналитического синтеза оптимальных кинематических схем рычажных механизмов с автоматизацией вычислительного процесса на ЭВМ.

Методы исследования. Применён аналитический способ проектирования механизмов сборочных барабанов. Исследование математических моделей таких механизмов велось на ЭВМ с использованием вычислительных методов: статистических испытаний, определения глобального экстремума функции нескольких переменных, решения системы трансцендентных уравнений и др. При экспериментальном исследовании режимов складывания в качестве датчиков применялись фотолюды, закон движения записывался на фотоплёнке осциллографа.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- разработана методика аналитического проектирования оптимальных кинематических схем рычажных механизмов четырех- и шести-секторных барабанов с автоматизацией вычислений на ЭВМ;
- разработана математическая модель исследования точности для определения ошибок положения звеньев (секторов барабана), совершающих сложное движение;

- предложен численный метод решения уравнений движения механизмов с двумя степенями свободы и нулевой длиной стойки, когда приращение дается разности обобщенных координат.

Практическая ценность. Проектирование рычажных механизмов четырех- и шестисекторных барабанов по разработанной методике позволяет:

- исключить погрешности графического проектирования;
- обеспечить минимальные периметр и радиус описанной окружности сложного барабана, что облегчает съём собранной покрывки и создаёт предпосылки механизации этой операции;
- обеспечить за счет уменьшения нагрузок более высокую долговечность конструкций;
- уменьшить трудоёмкость и сократить время проектирования.

Апробация работы. По разработанной методике спроектировано в НИИИшмаше и изготовлено на Ярославском заводе полимерного машиностроения 10 типоразмеров сборочных барабанов.

Объём работы. Диссертационная работа изложена на 182 страницах машинописного текста, состоит из введения, пяти глав и выводов, содержит пять таблиц и 44 рисунка. Список литературы включает 108 работ отечественных и зарубежных авторов.

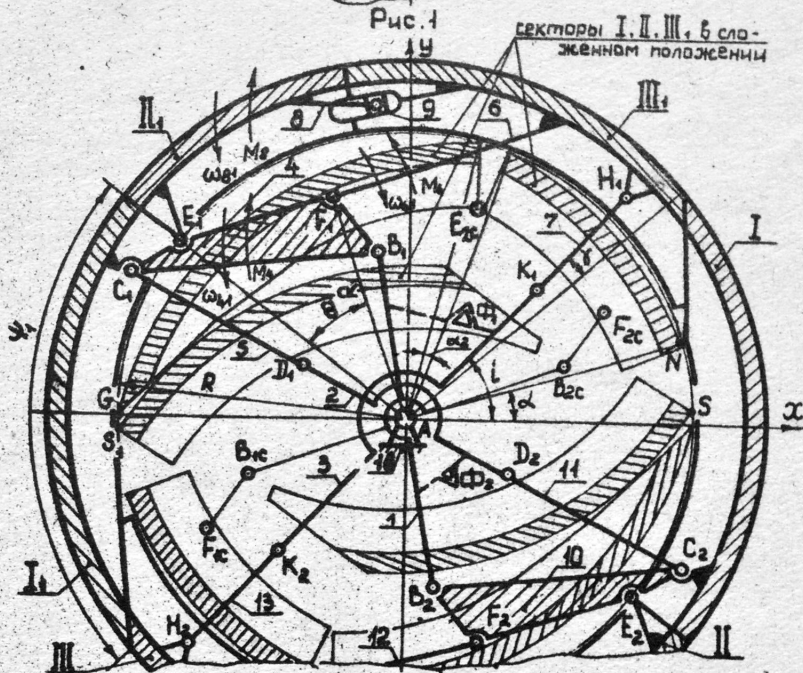
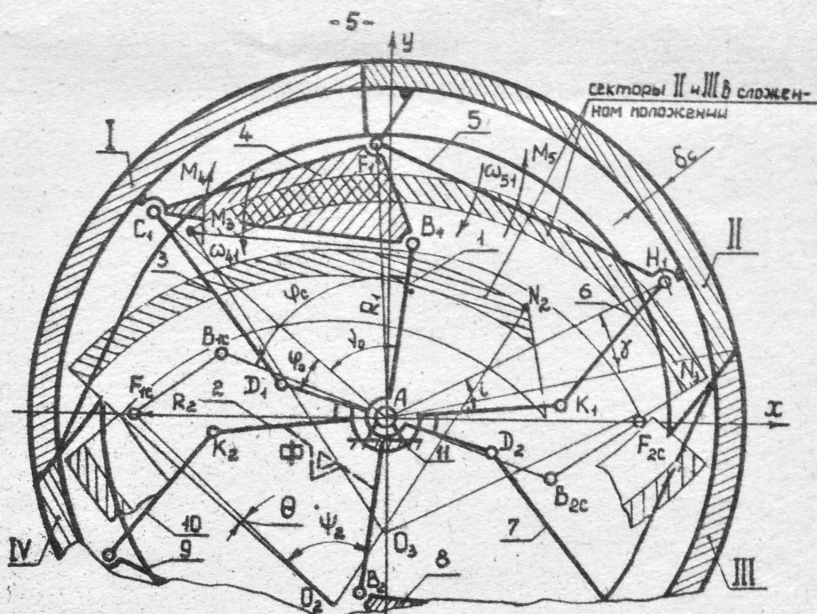
АНАЛИЗ ПРИМЕНЯЕМЫХ СХЕМ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ СБОРОЧНЫХ БАРАБАНОВ И МЕТОДОВ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Механизм четырехсекторного барабана (рис. 1) 11-звенный, в нём 2 первичных механизма (звенья 1 и 2 со стойкой 11) и 4 двухповодковые группы. В раскрытом положении за счет соединения первичных механизмов с помощью фиксирующего устройства Φ барабан вращается как единое тело. При торможении звена 2 преодолевается усилие фиксатора и за счёт относительного поворота звеньев 1 и 2 происходит складывание секторов.

Механизм шестисекторного барабана (рис. 2) 16-звенный, в нём 3 первичных механизма (звенья 1, 2, 3 со стойкой 16) и 6 двухповодковых групп. Складывание секторов происходит в две стадии. При торможении звена 3 сперва преодолевается усилие фиксатора Φ_1 между звеньями 1 и 3, и звенья 1 и 2 как единое тело поворачиваются относительно звена 3 на определенный угол до упора. Затем преодолевается усилие фиксатора Φ_2 между звеньями 1 и 2, и звено 1 поворачивается относительно звеньев 2, 3 до упора на звене 3.

Механизм восьмисекторного барабана 20-звенный, в нем 3 пер-



вичных механизмов и 8 двухповоцковых групп. Складывание секторов происходит аналогично шестисекторному барабану. Все эти механизмы симметричны относительно оси А, поэтому достаточно рассматривать их с уменьшенным вдвое количеством двухповоцковых групп. Основными характеристиками складывающихся барабанов являются коэффициент уменьшения периметра (K_P), равный отношению периметров раскрытого и сложенного (P) барабана, и коэффициент уменьшения радиуса (K_R), равный отношению радиуса сборочного барабана R_e к радиусу описанной окружности R в сложенном положении:

$$K_P = \frac{2\pi R_e}{P}; \quad /1/$$

$$K_R = \frac{R_e}{R} \quad /2/$$

Важное значение для сравнительной оценки механизмов барабанов с различным числом секторов имеет угол складывания φ_c (максимальный угол относительного поворота ведущих звеньев 1,2 для четырехсекторного и 1,3 для шестисекторного барабана): чем больше величина φ_c , тем меньше средние значения вращающего и тормозного моментов, необходимых для складывания секторов, и меньше динамические усилия в кинематических парах. В начальный период складывания секторов, при угле $\varphi_0 > 0$ (см. рис.1) происходит распор покрышки в радиальном направлении, ведущий к увеличению усилий в кинематических парах механизма и ухудшению качества собранной покрышки. Это явление оценивается величиной относительного распора $\Delta R_e / R_e$. В шести- и восьмисекторных барабанах можно избежать радиального распора покрышки, что выгодно отличает их от четырехсекторных. Данные механизмы теоретически плоские, статически определимые, однако, если их рассматривать вследствие неточностей изготовления как пространственные, они являются статически неопределимыми со значительным количеством избыточных связей (даже при учёте зазоров в кинематических парах), поэтому требуется высокая точность изготовления механизмов. Сравнительные данные анализа механизмов барабанов с различным числом секторов приведены в таблице.

По мере возрастания числа секторов кинематическая схема усложняется, увеличивается количество звеньев и шарниров, возрастает число избыточных связей, повышается необходимая точность изготовления. Вместе с тем, увеличиваются коэффициенты уменьшения периметра и радиуса и угол складывания.

Число секторов	количество звеньев	q	$(K_P)_{max}$	$(K_R)_{max}$	$\varphi_c (град)$	$\frac{\Delta Re}{Re}$
4	17	4	1,45	1,26	50-80	0,07-0,15
6	16	10	1,46	1,39	100-110	0
8	20	16	1,57	1,52	100-110	0

До последнего времени при проектировании рычажных механизмов секторных барабанов применялись чисто графические приемы. Ошибки при графическом определении центров шарниров могут достигать нескольких миллиметров. В последние годы был предложен графоаналитический метод проектирования четырехсекторных сборочных барабанов. Этот метод позволяет несколько повысить точность определения параметров кинематической схемы. Однако в нём много аналитических вычислений, которые нельзя выполнить на ЭВМ из-за наличия элементов графического построения. Кроме того, при разработке этого метода не был учтен ряд конструктивных ограничений.

Поэтому дальнейшее совершенствование конструкций сборочных барабанов может быть выполнено на основе аналитического синтеза оптимальных кинематических схем механизмов с автоматизацией вычислительного процесса на ЭВМ. За критерии оптимизации приняты минимальный радиус описанной окружности или для покрышек с небольшой жесткостью борта минимальный периметр сложенного барабана, при этом для повышения долговечности сборочного барабана усилие на звенья и в кинематических парах должны быть минимальными.

СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЧЕТЫРЕХСЕКТОРНОГО БАРАБАНА

Синтез кинематических схем секторных сборочных барабанов проводится в два этапа:

- нахождение оптимального сложенного положения сборочного барабана и параметров кинематической схемы, определенных этим положением /синтез сложенного положения секторов/;
- определение основных размеров звеньев механизма барабана, осуществляющих перевод секторов из раскрытого положения в рассчитанное сложенное /синтез кинематической схемы/.

При синтезе схемы складывания периметр и радиус описанной окружности выразим как функции четырех независимых параметров: расстояний R_1 и R_2 от центра барабана до шарнира F_1 в рас-

рытом и сложенном положении, центрального угла Ψ_2 сектора II и угла θ , определяющего положение шарнира F_1 относительно торцев секторов I и II:

$$P = P(R_1, R_2, \theta, \Psi_2); \quad /3/$$

$$R = R(R_1, R_2, \theta, \Psi_2). \quad /4/$$

При этом проверяются следующие конструктивные ограничения:
- возможность компоновки шарниров F_1, F_2 в раскрытом и сложенном барабане:

$$R_1 \pm R_e - (r_F + \delta_c); L_{F_2CN_2} \geq 30 + 50 \text{ мм}, \quad /5/$$

где r_F - радиус шарнира,

δ_c - толщина сектора,

$L_{F_2CN_2}$ - расстояние между центром шарнира F_2 в сложенном барабане и вершиной N_2 сектора II;

- возможность компоновки звена 3 в сложенном барабане:

$$L_{N_2O_3N_3} > 5^\circ + 10^\circ, L_{O_3N_2} \pm R_e - \delta_c - \delta_3 - (3 + 8) \text{ мм}, \quad /6/$$

где δ_3 - поперечный размер звена 3 в районе вершины N_2 сектора II;

- возможность компоновки вершины M_3 сектора III:

$$L_{O_2M_3} \geq R_e + d, \quad /7/$$

где d - заданный гарантированный зазор между наружной поверхностью сектора II и вершиной M_3 в сложенном положении.

В такой постановке задача синтеза оптимального сложенного положения секторов сводится к отысканию минимума функции четырех переменных при ограничивающих условиях, заданных в виде неравенств. Для решения задачи наиболее эффективным оказался градиентный метод. Была разработана программа для ЭВМ "Наири", используемая в настоящее время в НИИШинмаше. В результате расчета получаем численные значения параметров R_1, R_2, θ, Ψ_2 , а также ряд величин, используемых для дальнейшего проектирования /координаты центров и вершин секторов, углы наклона торцев секторов и т.д./.

Габариты механизма складывания ограничены внутренней поверхностью секторов в сложенном положении, поэтому зона существования механизма оказывается весьма узкой. Условия складывания секторов оказываются тяжелыми из-за больших значений углов завле-

ний. При обработке борта собираемой крышки к секторам барабана приложены усилия, достигающие нескольких тонн. Складывание механизма происходит в динамическом режиме, при этом на сектора действуют значительные моменты сил трения M_4, M_5 со стороны крышки. Исходя из этого, в качестве критерия выбора размеров звеньев механизма приняты минимальные силовые нагрузки на шарниры и звенья. Для снижения нагрузок необходимо уменьшать средние значения движущего и тормозного моментов, что достигается увеличением угла складывания φ_0 и уменьшением распора крышки и требуемых моментов фиксаторов.

Синтез параметров кинематической схемы четырехсекторного барабана разделим на три части:

- определение расстояний $L_{AB_1}, L_{B_1F_1}$ между шарнирами A, B_1 и B_1, F_1 ;
- расчет кинематической цепи $AB_1C_1D_1$;
- расчет кинематической цепи $AB_1F_1H_1K_1$.

Из расчета сложенного положения известны координаты шарнира F_{1c} и центров O_1, O_2 секторов I, II. Геометрическим местом оси шарнира B в сложенном барабане является прямая линия, проведенная перпендикулярно отрезку, соединяющему центр барабана с центром $O_1(x_{01}, y_{01})$ сектора I, и проходящая через его середину:

$$y = -\frac{x_{01}}{y_{01}}x + \frac{x_{01}^2 + y_{01}^2}{2y_{01}} \quad /8/$$

Были получены аналитические зависимости, позволяющие вычислять расстояния $L_{AB_1}, L_{B_1F_1}$ между шарнирами A, B_1 и B_1, F_1 при выполнении конструктивных ограничений и максимальном угле складывания.

В качестве параметров кинематической цепи $AB_1C_1D_1$ удобно принять величины $L_{AC}, L_{AD}, \varphi_0, \psi_0$. Из условия компоновки шарниров C и D в сложенном положении и для увеличения угла складывания необходимо брать $L_{AC} = (L_{AC})_{\max}$ и $L_{AD} = (L_{AD})_{\max}$. В работе даны формулы для их вычисления. В начальный момент складывания расстояние от шарнира C до оси A барабана увеличивается, при этом сектор I, удаляясь от центра, вызывает распор крышки по диаметру. Как показали экспериментальные исследования, распор крышки значительно увеличивает силы сопротивления движению секторов при их складывании, и как следствие

этого возрастают потребный движущий момент и нагрузки на звенья и шарниры. Кроме того, распор приводит к ухудшению качества покрышки из-за разрежения нитей корда. Программа для ЭВМ "НАИРИ", составленная по разработанному аналитическим зависимостям, позволяет определить величины углов φ_0 и ψ_0 из условия минимального распора покрышки при обеспечении необходимого угла складывания φ_c и допустимых углов давления.

В кинематической цепи $AB_1F_1H_1K_1$ расстояние L_{AB_1} переменнo и зависит от положения четырехзвенной цепи $AB_1C_1D_1$. Цепь AK_1H_1 определяется параметрами γ, i, L_{AH} . Из условия компоновки шарнира H в сложенном положении принимаем $L_{AH} = (L_{AH})_{\max}$. Задача состоит в том, чтобы подобрать такие значения углов γ и i , при которых выполняются условия работоспособности и конструктивные ограничения механизма:

- отсутствие пересечения секторов II и III в процессе складывания;
- отсутствие разрыва кинематической цепи $AB_1F_1H_1K_1$ на угле складывания;
- возможность компоновки шарниров K_1, K_2 без пересечения с секторами IV и II (в сложенном положении);
- отсутствие пересечения звеном 6 и сектором II наружной ступицы барабана (звена K_1K_2).

По разработанному алгоритму составлена программа для ЭВМ "Наири"; позволяющая рассчитать параметры всех кинематических схем, удовлетворяющих условиям работоспособности и конструктивным ограничениям. Из полученных решений выбирается кинематическая схема с максимальным углом складывания φ_c и минимальным углом $i(\angle H_1AK_1)$, обеспечивающим минимальный требуемый момент фиксаторов.

СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ШЕСТИСЕКТОРНОГО БАРАБАНА

Шестисекторные барабаны позволяют получить, по сравнению с четырехсекторными, меньший относительный радиус описанной окружности сложенного барабана при незначительном уменьшении периметра. Поэтому в качестве критерия оптимизации принят минимальный радиус описанной окружности. При выводе аналитических зависимостей для сложенного положения в качестве варьируемых параметров приняты шесть величин: радиус R описанной окружности сложенного барабана, центральный угол ψ_1 сектора I, расстояние R_1 от центра барабана до шарнира F_1 в раскрытом положе-

нии, угол θ , определяющий положение шарнира F_1 относительно торца секторов I и II, центральные углы α_1 и α_2 между вершинами секторов II, I₁ и I, II сложенного барабана. При этом проверяются конструктивные ограничения: возможность компоновки шарниров E_1, E_2, F_1, F_2 , вершин G, S_1 секторов I, II₁ и звена 5 в сложенном положении. Эти ограничения записываются в виде неравенств, аналогичных /5/ - /8/. Нахождение минимального радиуса описанной окружности барабана в сложенном положении осуществляется в виде итерационного процесса:

- задаёмся радиусом R описанной окружности и, варьируя оставшимися пятью параметрами, находим варианты, при которых выполняются все конструктивные ограничения;
- уменьшаем радиус описанной окружности на 1-2 мм и вновь рассчитываем сложенное положение, при котором выполняются конструктивные ограничения;
- уменьшение радиуса описанной окружности производим до тех пор, пока при вариации параметров решения не окажется /т.е. какое-либо из конструктивных ограничений не выполняется/.

Программа для ЭВМ "НАИРИ", составленная на основании разработанного алгоритма, используется в НИИШИНМАШе.

Синтез параметров рычажного механизма разделим на три части:

- определение расстояний $L_{AB_1}, L_{B_1F_1}$ между шарнирами A, B_1 и B_1, F_1 ;
- расчет параметров кинематического соединения секторов II и III;
- определение значений остальных параметров механизма.

Определение расстояний между шарнирами A, B_1 и B_1, F_1 производится аналогично для четырехсекторного барабана.

Исходными данными для расчета параметров кинематического соединения секторов II, III являются координаты центров O_2, O_3 и вершин секторов N, S . По разработанным аналитическим зависимостям составлена программа для ЭВМ "НАИРИ", которая используется для проведения расчетов.

Из условия наилучшей компоновки секторов в сложенном положении целесообразно принимать $(L_{AC})_{\max}, (L_{AN})_{\max}$ и $(L_{AD})_{\min}$, поэтому эти величины определяются возможностью их конструктивного выполнения.

Для шестисекторных сборочных барабанов оказалось возможным /ввиду наличия третьей подвижной ступицы/ проектировать

кинематическую схему и расположение шарниров A, D_1, C_1 и A, K_1, H_1 на одной прямой, что исключает распор покрышки при складывании барабана; при этом на шарниры D_1, D_2 и K_1, K_2 ступиц действуют только радиальные усилия.

В кинематической цепи AB, C, D_1 остается неизвестным угол B, AD_1 , а в цепи AB, F, H_1, K_1 углы γ и δ , определяющие положение шарниров H_1 и K_1 относительно торца сектора III и оси X . Эти параметры должны быть выбраны таким образом, чтобы обеспечить:

- заданное относительное положение секторов в сложенном и раскрытом барабане;
- отсутствие интерференции секторов и звеньев и разрыва кинематической цепи механизма в процессе складывания;
- возможность конструктивного выполнения звеньев в раскрытом и сложенном положениях.

По разработанным аналитическим зависимостям составлена программа для ЭВМ "Наири", позволяющая рассчитать все варианты кинематических схем, удовлетворяющих указанным условиям работоспособности. Из этих вариантов выбираются схемы с наибольшими значениями всего угла складывания (100° – 115°) и угла относительного поворота звеньев 1,2 (40° – 70°). Силовой анализ механизма показал, что наибольшие нагрузки при обработке борта действуют на звено 5. Учитывая, что конфигурация этого звена сложная, выбор кинематической схемы ведётся с учётом величины изгибающего момента в опасном сечении звена 5.

АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ЧЕТЫРЕХ- И ШЕСТИСЕКТОРНЫХ СБОРОЧНЫХ БАРАБАНОВ

При точностных расчетах в литературе рассматриваются механизмы, ведомые звенья которых входят в кинематическую пару со стойкой, и имеют только вращательное или возвратно-поступательное движение. При этом ошибка положения определяется отклонением угловой или линейной координаты ведомого звена от их номинальной величины. В сборочных барабанах ведомыми звеньями являются сектора, совершающие сложное движение. Первичные ошибки в размерах звеньев приводят к отклонениям от расчетных положений секторов сборочного барабана. Целесообразно эти отклонения оценивать отклонением вершин секторов от номинального положения и изменением радиуса описанной окружности R или периметра P сложенного барабана.

Были разработаны математические модели точности механизмов четырех- и шестисекторных барабанов, представляющие собой совокупность уравнений для определения координат вершин секторов барабана в зависимости от линейных и угловых координат шарниров в раскрытом положении угловых размеров секторов, угла складывания и первичных ошибок перечисленных параметров. По составленным программам для ЭВМ "НАИРИ" при первом просчете определяются координаты вершин секторов для номинальных параметров кинематической схемы. Затем, согласно специальной подпрограммы, в исходные данные вводятся первичные ошибки. Расчет значений параметров с учетом первичных ошибок рекомендуется производить по формуле:

$$\alpha = \alpha_n + \Delta \alpha_{\min} (1 - \xi_i) + \Delta \alpha_{\max} \xi_i, \quad /9/$$

где α — значение какого-либо параметра /линейной или угловой координаты/ с учетом первичной ошибки;

α_n — номинальное значение параметра;

$\Delta \alpha_{\min}, \Delta \alpha_{\max}$ — минимальное и максимальное значение первичной ошибки;

ξ_i — случайное число с заданным законом распределения в интервале $[0; 1]$.

Согласно разработанным подпрограммам, могут быть заданы различные законы распределения случайного числа ξ_i , а следовательно и первичных ошибок /закон Рэлея, равномерного или нормального распределения и т.п./, что позволяет получить характеристики распределения для ошибок положения вершин секторов.

Исследование показало, что наибольшее влияние на отклонения вершин секторов оказывают ошибки угловых координат шарниров C_1, D_1, K_1, N_1 , линейных размеров звеньев $B_1, B_2, D_1, D_2, K_1, K_2$ и угла складывания. Допуски на эти размеры по сравнению с остальными должны назначаться по более высокому классу точности /третьему, а в некоторых случаях и второму/.

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА СКЛАДЫВАНИЯ ШЕСТИСЕКТОРНОГО СБОРОЧНОГО БАРАБАНА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для исследования динамических характеристик шестисекторного сборочного барабана были получены дифференциальные уравнения движения механизма на основе уравнений Лагранжа II рода:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_1}{dt} &= A_0 + A_{11} \omega_1^2 + A_{13} \omega_1 \omega_3 + A_{33} \omega_3^2; \\ \frac{d\omega_3}{dt} &= B_0 + B_{11} \omega_1^2 + B_{13} \omega_1 \omega_3 + B_{33} \omega_3^2, \end{aligned} \right\} \quad /10/$$

где $A_0 = (M_{n1} \cdot J_{33} - M_{n3} \cdot J_{13}) a$;

$$A_{11} = (J_{13} \frac{\partial J_{13}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} + 0,5 J_{13} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - 0,5 J_{33} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$A_{13} = (J_{13} \frac{\partial J_{13}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} + J_{33} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$A_{33} = (-0,5 J_{13} \frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} + J_{33} \frac{\partial J_{13}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - 0,5 J_{33} \frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$B_0 = (M_{n3} \cdot J_{11} - M_{n1} \cdot J_{13}) a$$

$$B_{11} = (0,5 J_{13} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - J_{11} \frac{\partial J_{13}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - 0,5 J_{11} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$B_{13} = (-J_{13} \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - J_{11} \frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$B_{33} = (-J_{13} \frac{\partial J_{13}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} - 0,5 J_{13} \frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)} + 0,5 J_{11} \frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}) a$$

$$\text{где } a = \frac{1}{J_{11} J_{33} - J_{13}^2}$$

За обобщенные координаты приняты углы поворота звеньев φ_1 и φ_3 . Коэффициенты $A_{11}, A_{13}, A_{33}, B_{11}, B_{13}, B_{33}$ зависят от моментов инерции J_{11}, J_{13}, J_{33} и их производных по обобщенным координатам. В работе показано, что $\frac{\partial J_{11}}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial J_{11}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}$; $\frac{\partial J_{33}}{\partial \varphi_3} = -\frac{\partial J_{33}}{\partial (\varphi_1 - \varphi_3)}$.

Аналогичные формулы для вычисления производных от моментов инерции J_{13} и J_{33} . J_{11}, J_{13}, J_{33} зависят только от геометрии масс [15] и для механизмов с нулевой длиной стойки могут быть вычислены как функции переменной $(\varphi_1 - \varphi_3)$.

При численном решении системы уравнений /II/ удобнее задавать приращение разности обобщенных координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_3)$, а по нему определять Δt , что существенно сокращает и упрощает вычисления.

Если предположить, что $(\frac{d\omega_i}{dt})_i$ и $(\frac{d\omega_3}{dt})_i$ для малого промежутка времени есть величина постоянная, величины угловых скоростей и углов поворота φ_1 и φ_3 для момента времени $t_k = t_i + \Delta t$ могут быть определены по формулам:

$$\omega_{1k} = \omega_{1i} + \left(\frac{d\omega_1}{dt}\right)_i \cdot \Delta t; \quad \omega_{3k} = \omega_{3i} + \left(\frac{d\omega_3}{dt}\right)_i \cdot \Delta t; \quad /12/$$

$$\varphi_{1k} = \varphi_{1i} + \omega_{1i} \cdot \Delta t + \frac{\Delta t^2}{2} \left(\frac{d\omega_1}{dt}\right)_i; \quad \varphi_{3k} = \varphi_{3i} + \omega_{3i} \cdot \Delta t + \frac{\Delta t^2}{2} \left(\frac{d\omega_3}{dt}\right)_i /13/$$

Преобразуя уравнения /12/ и /13/, получим:

$$\left[\left(\frac{d\omega_1}{dt}\right)_i - \left(\frac{d\omega_3}{dt}\right)_i\right](\Delta t)^2 + 2(\omega_1 - \omega_3)\Delta t - 2\Delta(\varphi_1 - \varphi_3) = 0, \quad /14/$$

где $\Delta(\varphi_1 - \varphi_3) = (\varphi_{1к} - \varphi_{3к}) - (\varphi_{1и} - \varphi_{3и})$.

Задавая приращение $\Delta(\varphi_1 - \varphi_3)$, из уравнения /14/ определяем Δt .

Целью экспериментального исследования было определение рационального режима складывания и сравнительный анализ законов движения четырех- и шестисекторных барабанов для сборки покрышек, а также проверка теоретического расчета закона движения при определении приведенных моментов по экспериментальным данным.

На пленке осциллографа регистрировались углы поворота ведущих звеньев барабана, ток якоря двигателя и в качестве отметчика времени частота переменного тока 50 гц,

Были экспериментально исследованы три режима складывания сборочных барабанов: при вращающемся барабане двигатель переключался в режим динамического торможения, затем включался тормоз, момент которого значительно больше тормозного момента двигателя; при остановленном сборочном барабане и тормозной трубе включались тормоз и двигатель; при вращающемся барабане и тормозной трубе и работающем двигателе включался тормоз.

Наиболее неблагоприятным с точки зрения динамических нагрузок на звенья механизма, оказался третий режим. Недостаток второго режима - большие динамические нагрузки на звенья и шарниры в конце складывания вследствие удара внутренней и наружной ступиц. При первом режиме подбором начальной угловой скорости можно смягчить удар ступиц; с точки зрения уменьшения динамических нагрузок этот режим является наиболее рациональным для рычажных сборочных барабанов. На этом режиме минимальная начальная скорость, обеспечивающая стабильное складывание у шестисекторного сборочного барабана, примерно в полтора раза ниже, чем у четырехсекторного. Это объясняется большей величиной угла складывания. φ_c и меньшими моментами сопротивления движению секторов при складывании за счет отсутствия деформации покрышки по диаметру. Меньшая начальная угловая скорость обеспечивает и меньшие динамические нагрузки на звенья и шарниры.

Экспериментальные данные исследования режимов складывания механизма шестисекторного барабана вполне удовлетворительно совпали с расчетными.

Ы В О Д Ы

1. Выполнен анализ применяемых схем рычажных механизмов складывания сборочных барабанов с различным числом секторов.

2. Разработана методика аналитического проектирования механизмов четырех- и шестисекторных барабанов для сборки покрышек с использованием ЭВМ, позволяющая:

исключить погрешности графического проектирования;
обеспечить минимальные значения периметра и радиуса описанной окружности сложенного барабана, что облегчает съем собранной покрышки и создает предпосылки механизации этой операции;
обеспечить за счет уменьшения нагрузок более высокую долговечность конструкций;

уменьшить трудоемкость и сократить время проектирования.

Методика внедрена в расчетную практику.

3. Разработаны математические модели исследования точности четырех- и шестисекторных сборочных барабанов и даны рекомендации по назначению класса точности изготовления деталей механизма.

4. Получены дифференциальные уравнения движения механизма складывания шестисекторного барабана без учета и с учетом трения, предложен численный метод их решения.

5. Выполнено экспериментальное исследование режимов складывания сборочных барабанов и даны рекомендации по их применению.

Материалы диссертации опубликованы в следующих печатных работах:

1. Кульков И.Н., Морозов А.В., Бытев Д.О. Синтез механизма складывания четырехсекторных барабанов с помощью ЭВМ. Межвузовский сборник научных трудов "Машины и технологии переработки каучуков, полимеров и резиновых смесей", Ярославль, 1972.

2. Кульков И.Н., Морозов А.В., Родин В.Н. Синтез схемы складывания шестисекторных барабанов новой конструкции с помощью ЭВМ. Химическое и нефтяное машиностроение, №10, 1973.

3. Самохвалов В.И., Кульков И.Н., Бытев Д.О. Расчет оптимальных геометрических параметров схемы складывания барабанов для сборки покрышек с помощью ЭВМ. Труды НИИМИНАШа, вып.2, Ярославль, 1971.

4. Бытев Д.Р., Кульков И.Н. К вопросу о системно-структурном подходе к проектированию оптимальных механизмов. Труды НИИ ИМА-Ша, вып.2, Ярославль, 1971.