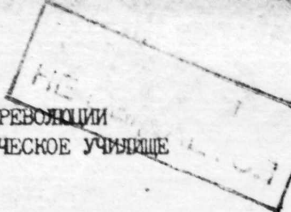


М 47.7297
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА



На правах рукописи

КУЗНЕЦОВ Андрей Алексеевич

УДК 621.867.6

РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ И КОЭФФИЦИЕНТА
СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КОНВЕЙЕРНЫХ РОЛИКОВ
С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

05.05.05 - Подъемно-транспортные машины

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

Москва 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Л.Н.КОЛОВОВ

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Жиенкулов С.А.,
кандидат технических наук, зав. лаб. Котов М.А.

Ведущее предприятие - ИПИ "Союзпроммеханизация"

Защита состоится "17" октября 1968 г. на заседании Специализированного Совета К 053.15.10 МВТУ им. Н.Э.Баумана по транспортному машиностроению по адресу: 107006, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

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

С диссертацией "17" сентября 1968 г.

экземпляры, заверенные печатью, просьба

В.С.Цыбин

М 4772 97

им. Н.Э.Баумана
Д-46366

Актуальность темы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986 - 1990 годы и на период до 2000 года" отмечена необходимость дальнейшего комплексного и пропорционального развития промышленного транспорта в том числе конвейерного.

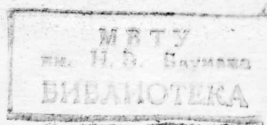
Одним из направлений выполнения этой задачи является повышение качества создаваемых машин, которое должно обеспечиваться как на стадии производства, так и на стадии проектирования.

Наибольшее распространение из всех видов конвейерного транспорта получили ленточные конвейеры, на долю которых приходится почти 70% от общего объема перевозок различных грузов конвейерным транспортом.

Качество ленточного конвейера определяется характеристиками качества составляющих его элементов: привода, конвейерной ленты, роlikоопор, става, загрузочного, разгрузочного, натяжного и других устройств. Опыт эксплуатации показывает, что в основном роlikоопоры, и в частности их ролики, определяют уровень качества всего конвейера. Из-за обусловленного наличием не учитываемых при расчетах особенностей условий работы неправильного выбора подшипников ролики опор имеют значительно меньший по сравнению с нормируемым стандартами срок службы и большой коэффициент сопротивления вращению (КСВ). Первое влияет на надежность, и в частности на безотказность, конвейера, а второе - на такую характеристику его качества как энергоемкость транспортирования груза. Поэтому, разработка обеспечивающих повышение качества конвейера новых конструкций роликов и правильная их эксплуатация невозможны без учета отмеченных особенностей.

Цель работы - разработка методик расчета долговечности подшипников и КСВ конвейерного ролика с учетом особенностей условий работы подшипников в нем.

Методы исследования. Теоретические исследования базируются на использовании фундаментальных положений сопротивления материалов, метрологии и взаимозаменяемости, а также теории вероятностей. Методики расчета разработаны с учетом возможности использования при вычислениях ЭВМ.



Экспериментальные исследования основаны на оригинальных методах и проведены на стендах лаборатории кафедры "Подъемно-транспортные машины и оборудование" МВТУ им. Н.Э.Баумана с использованием современной регистрирующей и измерительной аппаратуры. Обработка результатов экспериментов проводилась на ЭВМ с использованием методов математической статистики.

Достоверность полученных результатов. Необходимая степень обоснованности научных положений, выводов и рекомендаций обеспечивалась:

- принятием при теоретических и экспериментальных исследованиях обоснованных допущений;
- проверкой результатов теоретических исследований стендовыми испытаниями;
- применением современных средств измерения и методов теории инженерного эксперимента при проведении стендовых испытаний;
- применением методов математической статистики при обработке результатов экспериментов.

Научная новизна. В работе проведено комплексное (теоретическое и экспериментальное) исследование конвейерных роликов, в результате которого впервые:

- для роликов ленточных конвейеров, выпускаемых в настоящее время серийно, выявлено наличие перекосов колец подшипников, превышающих допустимые пределы, и обоснована необходимость учета этих специфических условий работы;
- теоретически установлено и экспериментально подтверждено возникновение перекосов колец подшипников сразу же после сборки ролика из-за технологически обоснованных погрешностей изготовления его деталей;
- выведена расчетная формула для определения вероятностной величины углов послесборочного перекоса колец подшипников в конвейерном ролике;
- разработаны уточненная расчетная схема и методика определения углов перекоса колец подшипников в нагруженном конвейерном ролике;
- создана уточненная модель возникновения сил сопротивления вращению конвейерного ролика и получена расчетная формула для определения КСВ роликов с учетом углов перекоса колец подшипников.

Практическая ценность работы. На основании результатов комплексных исследований для практического использования предложены:

- инженерные методики расчета долговечности подшипников и КСВ конвейерных роликов с учетом погрешностей изготовления;
- практические рекомендации по выбору унифицированных роликов из типоразмерного ряда ПКИ "Союзпроммеханизация", определению расчетных значений КСВ роликов для опор рабочей и холостой ветвей конвейера и проверке выбранного шага расстановки опор на конвейере;
- новая методика оценки качества конвейерных роликов, позволяющая определять на стадии технического контроля в производственных условиях не только КСВ, но и ожидаемый ресурс изготовленного ролика;
- экономически эффективный путь повышения качества конвейерных роликов.

Реализация результатов работы. Результаты диссертационной работы внедрены во Всесоюзном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте подъемно-транспортного машиностроения в виде методик расчета, которые были приняты к использованию при создании конструкций роликов для нового типажного ряда стационарных ленточных конвейеров, а также при разработке системы автоматизированного проектирования указанных конвейеров.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на: научных семинарах кафедры "Подъемно-транспортные машины и оборудование" МВТУ им. Н.Э.Баумана (ежегодно в 1983-1986 гг.); научно-технических конференциях Совета молодых ученых и специалистов конструкторско-механического факультета МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1984 г. и в 1985 г.; Всесоюзной научной конференции "Новое в подъемно-транспортной технике" (Москва, 1985 г.); научно-технических конференциях ВЗПИ в 1987 и в 1988 гг..

Публикации. Основные положения диссертации изложены в 7 печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов работы, списка литературы, четырех приложений и содержит 114 страниц машинописного текста, 19 таблиц, 78 рисунков, 55 страниц приложений, список литературы из 129 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении к диссертации обоснована актуальность рассматриваемой проблемы, сформулирована цель работы и приведено краткое содержание выполненных исследований.

В первой главе проведен анализ: существующих конструкций конвейерных роликов; методов расчета долговечности подшипников роликов; существующих расчетных формул для определения КСВ роликов.

Показано, что наиболее распространенными и перспективными для применения в роlikоопорах тенточных конвейеров являются ролики из трубы, запрессованных в нее расточки и завальцованных вкладышей, встроенных шарикоподшипников на сквозной оси и бесконтактных лабиринтных уплотнений.

Согласно опыту эксплуатации основной причиной выхода из строя конвейерных роликов является усталостное разрушение колец и тел качения подшипников, износ которых незначителен благодаря достаточной надежности уплотнений подшипниковых узлов. Таким образом, срок службы роликов определяется главным образом усталостной долговечностью подшипников.

Известно, что на точность расчета долговечности подшипников наиболее существенно влияет полнота учета всех действующих на них нагрузок.

Вопросам расчета нагрузок на конвейерные ролики и их подшипники посвящены работы отечественных и зарубежных ученых: Андреева А.В., Бондарева В.С., Васильева М.В., Дмитриева В.Г., Долголенко А.А., Дьячкова В.К., Колобова Л.Н., Новикова Е.Е., Полякова Н.С., Спиваковского А.О., Шахмейстера Л.Г., Аллеса Р., Бартошека Е., Брандлейна Й., Гомбоца К., Жагоура И., Мейера И., Охмена Х., Сингкорзана В., Шоммера Х.Х. и других.

Общим для большинства известных методов расчета является то, что в них нагрузки на подшипники ролика считают как часть внешней нагрузки на ролик с учетом коэффициентов динамичности. По данным эксплуатации фактический срок службы роликов намного меньше, чем расчетный. В ряде исследований объясняют такое расхождение некачественным изготовлением роликов и связанными с ним особенностями условий работы подшипников. Приемлемых инженерных методик для учета указанных особенностей при определении долговечности подшипников в известных работах нет.

В СССР и за рубежом проведены обширные исследования сил сопротивления движению ленты на конвейере. Работа в этом направлении проводили ученые: Высочин Е.М., Дмитриев В.Г., Дьячков В.К., Маньковская М.Г., Мягков С.Д., Приседский Г.В., Спиваковский А.О., Шахмейстер Л.С., Шпакунов И.А., Джонкерс К., Квас Г., Краузе Ф., Монсбергер С., Пейер Й., Пфайфер Й., Рейнер Ф., Хеттлер В. и другие.

Все исследователи отмечают, что значительную долю от общего коэффициента сопротивления движению ленты составляет КСВ роликов, который по мнению ряда авторов является одним из основных факторов, влияющих на энергоемкость транспортирования груза конвейером. Согласно данным эксплуатации КСВ конвейерных роликов зачастую превышает принимаемую по известным рекомендациям расчетную величину. В отдельных случаях ролики вращаются с заметным затруднением или совсем не проворачиваются, что приводит к значительному повышению энергоемкости транспортирования и может вызвать при несвоевременной замене некачественных роликов повреждение ленты конвейера.

КСВ роликов определяется в основном моментами трения установленных в них подшипников. Поэтому, повышенный КСВ роликов объясняют наличием обусловленных некачественным изготовлением роликов особенностей условий работы подшипников. Влияние этих особенностей на КСВ до сих пор не изучено.

Некоторые авторы полагают, что особенности условий работы подшипников в конвейерных роликах заключаются в наличии запредельных перекосов колец, которые складываются из послесборочных перекосов и перекосов из-за прогиба оси ролика под действием внешней нагрузки. Послесборочные перекосы возникают из-за погрешностей изготовления деталей ролика и сборки их в единое целое. Комплексные исследования работы перекошенных подшипников в конвейерных роликах до сих пор никем не проводились.

Основными задачами исследований данной работы в соответствии с вышеизложенным являются:

- выявление особенностей условий работы подшипников на основе анализа конструкции конвейерного ролика с точки зрения технологии его изготовления;
- аналитическое и экспериментальное определение послесборочных перекосов колец подшипников серийно выпускаемых конвейерных роликов;

- анализ зависимости углов послесборочного перекося колец подшипников от точности изготовления конвейерных роликов;
- определение расчетной долговечности подшипников конвейерных роликов в зависимости от различных факторов с учетом углов перекося колец;
- выявление зависимости КСВ конвейерных роликов от величины перекося колец подшипников;
- разработка методик расчета долговечности подшипников и КСВ конвейерных роликов с учетом погрешностей их изготовления.

Во второй главе приведены результаты анализа конструкции конвейерного ролика с точки зрения технологии изготовления. Показано, что технологически обоснованные погрешности изготовления деталей ролика приводят к перекосам колец подшипников после сборки его в единое целое. На взаимное положение колец подшипников влияют: отклонение от соосности относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников на оси ролика; отклонение от соосности посадочной поверхности для подшипника во вкладыше и наружной посадочной поверхности вкладыша; отклонение от параллельности базового для подшипника торца во вкладыше и наружного базового торца вкладыша; отклонение от перпендикулярности к общей оси посадочных поверхностей базового торца для вкладыша в обечайке ролика, отклонение от соосности относительно общей оси посадочных поверхностей для вкладышей в обечайке ролика.

Сборка ролика и в частности операция завальцовки вкладышей в расточках обечайки не приводит к дополнительному увеличению угла перекося колец подшипников, так как вкладыш запрессовывается в расточку обечайки по посадке с гарантированным натягом и последующее деформирование конца (завальцовка) обечайки не вызывает смещения вкладыша в посадочном отверстии. Положение вкладыша в обечайке определяется лишь точностью расположения относительно общей оси посадочных поверхностей базовых торцов в расточках обечайки. Поэтому, влияние погрешностей сборки ролика можно не учитывать.

Погрешности изготовления самих подшипников также можно не учитывать. Они, согласно результатам известных исследований, пренебрежимо малы в сравнении с погрешностями изготовления деталей подшипниковых узлов.

На основе вероятностного подхода теоретически решена задача определения величины углов послеборочного перекося колец подшипников в конвейерных роликах. С учетом данных многочисленных экспериментов принято допущение о том, что величины отклонений взаимного расположения посадочных и базовых поверхностей деталей ролика распределены по нормальному закону.

В результате оценки значимости влияющих на взаимное положение колец подшипников в конвейерном ролике погрешностей изготовления деталей получена пригодная для инженерных расчетов формула

$$\theta_s = 2500 \sqrt{4 \left(\frac{t_{s_0}}{a_0} \right)^2 + 4 \left(\frac{t_{s_{0\kappa}}}{a_{0\kappa}} \right)^2 + \left(\frac{t_{q_{0\kappa}}}{D_{\text{вкл}}} \right)^2}, \quad (1)$$

где t_{s_0} , $t_{s_{0\kappa}}$ и $t_{q_{0\kappa}}$ - допуски соответственно соосности посадочных поверхностей для подшипников на оси ролика и для вкладышей в обечайке и перпендикулярности к общей оси посадочных поверхностей базового торца для вкладыша в расточке обечайки; a_0 , $a_{0\kappa}$ - длины посадочных поверхностей для подшипников на оси и для вкладышей в обечайке ролика; $D_{\text{вкл}}$ - наружный диаметр вкладыша.

По формуле (1) выполнены расчеты для серийно выпускаемых роликов с учетом регламентированных технической документацией заводов-изготовителей требований точности изготовления деталей. На примере роликов Николаевского завода ПТО и Белохолуницкого машиностроительного завода показано, что при существующей технологии изготовления углы перекося колец подшипников уже после сборки ролика, когда к нему еще не приложена внешняя нагрузка, более чем в 1,5 раза превышают предельно допустимые значения углов относительного поворота колец. В роликах, изготовленных более точно в условиях мелкосерийного производства на Московском опытно-экспериментальном заводе "Металлист", подшипники после сборки ролика перекошены меньше, но и в них углы перекося колец близки к предельно допустимым значениям.

Предельно допустимым углом относительного поворота колец шарикоподшипника считают угол поворота в пределах зазоров между его элементами или угол свободного поворота колец, который может быть определен по известной формуле

$$\theta_{\text{св}} = 43200 \frac{\sqrt{D_w (2f-1) q_z}}{\pi (D_n + d_n)}, \quad (2)$$

где D_w - диаметр шариков подшипника; f - развал желобов дорожек качения шариков по кольцам; g_* - нормируемый радиальный зазор подшипника; D_n и d_n - наружный и внутренний диаметры подшипника.

Для проверки достоверности формулы (I) проведены эксперименты по определению углов послесборочного перекося колец подшипников в конвейерных роликах, для чего была разработана оригинальная методика и созданы специальные экспериментальные установки. Методика основана на том, что после превышения предельно допустимого значения угла относительного поворота колец подшипника, когда выберутся все зазоры между его элементами, в нем возникнет реактивный момент, который передастся в виде изгибающего момента на ось ролика.

Экспериментальные исследования проведены в три этапа. На первом этапе на сконструированной и изготовленной автором установке была выявлена зависимость величины угла θ , упругого поворота колец шарикоподшипника от действующего на него выворачивающего (реактивного) момента M_n . Эксперименты проведены с подшипниками, используемыми в серийно выпускаемых конвейерных роликах. На втором этапе с помощью специальной тензометрической оси было проведено измерение изгибающих моментов, возникающих в осях собранных роликов. Испытаниям были подвергнуты серийно выпускаемые ролики Николаевского завода ПТО и Белохолуницкого машиностроительного завода, а также ролики, изготовленные на Московском заводе "Металлист". На третьем этапе были обработаны результаты экспериментов: изгибающие моменты в оси ролика пересчитаны в выворачивающие подшипники моменты M_n ; по выявленной зависимости $\theta_n = f(M_n)$ определены углы θ , упругого поворота колец; с учетом вычисленных по формуле (2) углов $\theta_{св}$ свободного поворота подсчитаны углы послесборочного перекося колец подшипников испытуемого конвейерного ролика.

Достоверность экспериментальных исследований обеспечена за счет планирования экспериментов и обработки результатов методами математической статистики.

Результаты экспериментов подтвердили справедливость расчетной формулы (I). Максимальное расхождение между экспериментальными и расчетными данными не превышает 5%.

С помощью расчетной формулы (I) проведен анализ влияния размеров и точности изготовления деталей роликов на величину

углов послесборочного перекося колец подшипников. Выявлено, что: углы послесборочного перекося колец подшипников уменьшаются с ростом размеров посадочных поверхностей и уменьшением допускаемых отклонений расположения этих поверхностей; из размеров посадочных поверхностей наибольшее влияние на углы послесборочного перекося оказывает длина посадочной поверхности для вкладыша в обечайке, а из допускаемых отклонений расположения поверхностей допуск соосности расточек обечайки и допуск перпендикулярности к общей оси расточек базового торца для вкладыша.

В третьей главе приведены результаты теоретического исследования по определению долговечности подшипников с учетом особенностей условий их работы в конвейерных роликах.

В основу исследований положены результаты известных работ отечественных и зарубежных авторов: Бочкова В.С., Забулонова И.М., Пиковского В.А., Андреасона С., Брандлейна Й., Элліса Е.Е. и других. Ими установлено, что перекося колец значительно снижают долговечность шарикоподшипников из-за неблагоприятного распределения нагрузки между телами качения. В соответствии с наиболее приемлемой для инженерных расчетов методикой Забулонова И.М., реализованной на ЭВМ во ВНИИП, одним из исходных параметров для расчета долговечности является угол θ_n относительного поворота колец подшипника.

Задача определения угла θ_n для подшипников конвейерного ролика решена в данной работе в новой постановке. Учтено, что до приложения к ролику внешней нагрузки подшипники перекошены на величину θ_0 послесборочного перекося, а на величину дополнительного поворота колец подшипников друг относительно друга вследствие прогиба оси при нагружении ролика влияют возникающие в подшипниках реактивные моменты, пропорциональные углу относительного поворота колец в пределах упругих деформаций в контактах с телами качения.

Исследование проведено в два этапа. На первом этапе была решена задача аналитического определения величины угла θ_0 упругого поворота колец шарикоподшипника в зависимости от действующего на него выворачивающего момента M_n . На основе теории деформирования контактирующих тел и с учетом результатов описанных во второй главе экспериментальных исследований по выявлению зависимости $\theta_0 = f(M_n)$ выведена пригодная для инженерных

расчетов формула

$$\theta_r = 8,77 K_0 \sqrt{(M_n^2 \sin \alpha_{n0}) / (d_c^5 z^2 D_w)}, \quad (3)$$

где K_0 - поправочный эмпирический коэффициент; α_{n0} - начальный угол контакта подшипника; d_c - средний диаметр подшипника; z - число шариков; D_w - диаметр шариков.

На втором этапе в результате рассмотрения уточненной расчетной схемы решена задача определения угла θ_n относительного поворота колец подшипников нагруженного ролика и разработана методика расчета долговечности подшипников с учетом возникающих из-за погрешностей изготовления деталей конвейерного ролика и прогиба его оси под действием внешней нагрузки перекосов колец. Методика предусматривает возможность использования при вычислениях ЭВМ. Алгоритм, блок-схема, распечатка программы и контрольные примеры расчета приведены в приложениях к диссертации.

По указанной методике были проведены расчеты для унифицированных конвейерных роликов из типоразмерного ряда, разработанного в ГПИИ "Союзпроммеханизация". Согласно результатам расчетов долговечность подшипников средних роликов трехроликовых опор рабочей ветви конвейера в 7...25 раз, а роликов холостой ветви в 20...60 раз меньше чем подсчитанная по традиционной методике (без учета углов послесборочного перекоса колец).

Проведен анализ зависимости долговечности подшипников конвейерного ролика от различных факторов. Показано, что: на долговечность подшипников влияет внешняя нагрузка на ролик; подшипники длинных роликов при прочих равных условиях имеют меньшую долговечность чем коротких; увеличение диаметра оси ролика приводит к повышению долговечности подшипников.

Таким образом, основной причиной преждевременного выхода из строя конвейерных роликов можно считать усталостное разрушение подшипников из-за обусловленных погрешностями изготовления ролика послесборочных перекосов колец подшипников.

В четвертой главе приведены результаты теоретического и экспериментального исследования по определению приведенной к наружному диаметру конвейерного ролика величины КСВ с учетом особенностей условий работы подшипников в роликах.

В основу исследований положены результаты известных работ, посвященных изучению влияния перекосов колец на момент сил тре-

ния подшипников. Отечественными учеными: Саверским А.С., Скороходовым А.А., Тормозовой Л.Б., Юсимом С.Я. и другими установлено, что перекосы колец значительно увеличивают момент сил трения шарикоподшипников.

В данной работе КСВ конвейерного ролика рассмотрен как функция двух слагаемых: составляющей, обусловленной силами сопротивления вращению подшипников, и составляющей от потерь в уплотнениях подшипниковых узлов.

Потери в уплотнениях оцениваются соответствующим моментом, величина которого может быть подсчитана по известным формулам.

На основании анализа известных работ принято, что основными силами сопротивления в подшипниках являются силы трения качения шариков по кольцам и силы, обусловленные гидродинамическими потерями в смазке. Момент сил сопротивления в смазке также определяется по известной формуле.

Для определения момента сопротивления вращению ролика, обусловленного силами трения качения в подшипниках, предложена уточненная расчетная схема, позволяющая учитывать углы перекоса колец подшипников.

Сила сопротивления повороту колец подшипника друг относительно друга рассмотрена как сумма сил трения качения всех шариков. Силы трения качения отдельных шариков определяются действующими на них нормальными нагрузками, которые зависят от угла перекоса колец и могут быть подсчитаны по известным методикам.

В результате теоретических исследований получена уточненная формула для расчета КСВ конвейерного ролика с учетом углов перекоса колец

$$\omega_{\text{ар}} = \frac{12 \mu}{D_p \cdot P_p} \left(\sum_{i=1}^Z Q_{ii} + \sum_{i=1}^Z Q_{2i} \right) + 4 \cdot 10^{-7} f_0 (\gamma \cdot n_p)^{2/3} \frac{d_c^3}{D_p \cdot P_p} + f_{\text{уп}} n_p \frac{d_n}{D_p}, \quad (4)$$

где D_p - диаметр ролика; P_p - нагрузка на ролик; n_p - частота вращения ролика; d_c и d_n - средний и внутренний диаметры подшипников; Q_{ii} и Q_{2i} - нагрузки на шарик первого и второго подшипников ролика; Z - число шариков в подшипнике; μ - коэффициент трения качения шариков по кольцам; f_0 и $f_{\text{уп}}$ - коэффициенты, учитывающие соответственно тип подшипника и условия его смазки и потери в уплотнениях подшипниковых узлов ролика;

γ - кинематическая вязкость базового масла пластичной смазки.

Для практических инженерных расчетов рекомендована формула

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{24M}{D_p \cdot P_p} \sum_{i=1}^Z Q_i + 4 \cdot 10^{-7} f_0 (\psi \cdot n_p)^{2/3} \frac{d_c^3}{D_p \cdot P_p} + f_m n_p \frac{d_n}{D_p}, \quad (5)$$

полученная при условии равенства величин углов перекоса обоих подшипников, а значит равенства нагрузок на одинаково расположенные шарики.

В формулах (4) и (5) при $\psi \cdot n_p < 2000$ величину $(\psi \cdot n_p)^{2/3}$ следует считать постоянной и принимать равной 160.

Для проверки достоверности аналитической формулы (4) проведены экспериментальные исследования серийно выпускаемых конвейерных роликов. Сначала на специальном лабораторном стенде были определены моменты инерции вращающихся частей испытуемых роликов, затем по описанной во второй главе методике были проведены замеры углов послесборочного перекоса колец подшипников. На последнем этапе методом "быстрого вращения", описанным в известной литературе, были определены КСВ испытуемых роликов.

Достоверность экспериментальных данных обеспечена планированием эксперимента и обработкой результатов методами математической статистики.

Расхождение между экспериментальными данными и результатами расчетов по формуле (4) составляет в среднем 7%. Это подтверждает справедливость аналитических формул (4) и (5) и позволяет рекомендовать их для практических инженерных расчетов.

На основании проведенных исследований разработана методика расчета КСВ конвейерных роликов с учетом углов перекоса колец подшипников. Методика предусматривает возможность использования при вычислениях ЭВМ. Алгоритм, блок-схема, распечатка программы и контрольные примеры расчета приведены в приложениях к диссертации.

По указанной методике были выполнены расчеты для унифицированных конвейерных роликов из типоразмерного ряда, разработанного в ПКИ "Союзпроммеханизация". Согласно результатам расчетов КСВ роликов в среднем в 6...17 раз больше подсчитанных без учета углов перекоса колец подшипников.

Анализ влияния различных факторов на величину КСВ конвейерного ролика показал, что: наибольшая доля (46...97%) в суммарном КСВ приходится на зависящую от перекосов колец составляющую от сил трения качения в подшипниках; возрастание угла

перекоса колец подшипников приводит к резкому увеличению КСВ роликов; с ростом нагрузки на ролик КСВ уменьшается, а с ростом зависящей от скорости движения ленты конвейера частоты вращения ролика — увеличивается; чем больше длина ролика тем больше его КСВ.

Таким образом, основной причиной повышенного КСВ конвейерных роликов являются возникающие из-за погрешностей изготовления их деталей перекосы колец подшипников.

В пятой главе приведены разработанные на основе проведенных комплексных (теоретических и экспериментальных) исследований рекомендации для практического использования. Построены графики, позволяющие: выбирать унифицированные ролики из типоразмерного ряда, разработанного в ГИИ "Союзпроммеханизация"; проверять выбранную ранее величину шага расстановки роликоопор по условию обеспечения нормируемого ГОСТ 22647-77 трехлетнего срока службы роликов; определять расчетные значения КСВ роликов для опор рабочей и холостой ветвей конвейера.

Выявленная в данной работе связь долговечности подшипников и КСВ ролика с одним и тем же параметром — углом перекоса колец — позволила впервые предложить количественный критерий оценки качества изготовленных конвейерных роликов. Этим критерием является величина ожидаемого ресурса контролируемого ролика, которая может быть определена следующим образом. На стадии технического контроля в производственных условиях необходимо измерить КСВ ролика без уплотнений, когда его величина определяется в основном зависящими от угла перекоса колец силами трения качения в подшипниках. Затем следует определить по предварительно полученной зависимости КСВ ролика от угла перекоса колец его подшипников значение угла послесборочного перекоса колец и рассчитать с помощью описанной в третьей главе методики величину долговечности подшипников ролика при заданной внешней нагрузке. Эта величина — есть ожидаемый ресурс контролируемого ролика. Изготовителям роликов рекомендуется построить для каждого типоразмера выпускаемых роликов контрольные графики, позволяющие по конкретному значению КСВ найти величину ожидаемого ресурса контролируемого ролика при заданной внешней нагрузке на него.

С учетом вышеизложенного разработана новая методика оценки качества конвейерных роликов. В соответствии с ней контроль

качества необходимо проводить в два этапа. На первом этапе следует определять по измеренной величине КСВ ролика без уплотнений ожидаемый ресурс роликов и отбраковывать те, у которых он меньше нормируемого. На втором этапе следует измерять КСВ полностью собранных роликов. Отбраковке подлежат ролики с КСВ, превышающими нормируемые значения, которые могут быть найдены по представленным в данной работе графикам

На основании результатов проведенных исследований предложены конкретные рекомендации по повышению определяемого величиной срока службы и значением КСВ качества конвейерных роликов. Проанализированы возможные пути увеличения срока службы и снижения КСВ роликов: более правильный выбор (с использованием разработанных в данном исследовании методик расчета) подшипников для роликов; снижение нагрузок на ролики за счет уменьшения шага расстановки опор или увеличения числа роликов на каждой опоре; ужесточение технологии изготовления деталей роликов; использование в роликах подшипников с увеличенным радиальным зазором; замена в роликах однорядных шарикоподшипников на двухрядные сферические.

Наиболее эффективным признан путь повышения качества конвейерных роликов за счет замены однорядных подшипников на идентичные по размерам двухрядные сферические без изменения технологии изготовления деталей ролика. Такой путь позволит при минимальных дополнительных затратах увеличить в 2,4...4 раза (а при перестановке роликов в пределах одной опоры - в 6,5...10,8 раз) срок службы роликов опор рабочей ветви конвейера и в 3,9...7,2 раза - роликов опор холостой ветви. КСВ роликов в результате реализации указанного мероприятия снизится при скоростях движения ленты конвейера 0,5...4 м/с соответственно в 8...14 раз. Экономичность замены подшипников обусловлена тем, что согласно Прейскуранта 21-02 оптовые цены на двухрядные сферические подшипники (тех типоразмеров, которые могут быть использованы в конвейерных роликах) выше цен на однорядные лишь на 2...6 копеек.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

I. Качество ленточного конвейера определяется в основном характеристиками качества самых массовых его элементов - роли-

ков рядовых опор для ленты. Наиболее перспективными для применения являются ролики из трубы, запрессованных в ее расточки и завальцованных вкладышей, встроенных шарикоподшипников на сквозной оси и бесконтактных лабиринтных уплотнений. Основные параметры роликов - срок службы (или ресурс) и коэффициент сопротивления вращению (КСВ).

2. Существующие методики расчета срока службы и КСВ роликов не обеспечивают создания конструкций требуемого качества. Ролики преждевременно выходят из строя и имеют превышающий расчетные значения КСВ. Это обусловлено неправильным выбором подшипников для них. Рассмотренные методики не учитывают особенностей условий работы подшипников в конвейерных роликах.

3. Подшипники конвейерных роликов работают в условиях перекосов колец, превышающих допустимые пределы. Суммарный угол перекоса колец подшипников ролика складывается из угла послеборочного перекоса и дополнительного поворота колец друг относительно друга вследствие прогиба оси ролика под действием внешней нагрузки. Он должен быть определен по уточненной расчетной схеме с учетом возникающих в подшипниках реактивных моментов, зависящих от величины угла упругого поворота колец друг относительно друга.

4. Послеборочные перекосы колец подшипников возникают из-за технологически допустимых погрешностей изготовления деталей ролика. Для определения вероятностной величины этих перекосов следует использовать выведенную в данной работе расчетную формулу, достоверность которой подтверждена экспериментами.

5. Величину угла упругого поворота колец необходимо определять по экспериментально подтвержденной расчетной формуле, справедливой для любых шарикоподшипников, которые могут быть использованы в конвейерных роликах.

6. Долговечность подшипников и КСВ конвейерных роликов следует рассчитывать по разработанным в данном исследовании методикам с учетом суммарных углов перекоса колец.

В результате проведенных исследований разработаны следующие практические рекомендации.

1. При выборе роликов из типоразмерного ряда, разработанного в ГИИ "Союзпроммеханизация", проверке выбранного шага расстановки роликоопор по условию обеспечения допустимой на-

грузки на ролик, а также определении КСВ роликов для опор рабочей и холостой ветвей конвейера следует использовать приведенные в работе графики.

2. Качество конвейерных роликов рекомендуется оценивать с помощью новой методики, позволяющей определять по измеренной на стадии технического контроля величине КСВ ожидаемый ресурс (срок службы) изготовленного ролика.

3. Для получения наибольшего экономического эффекта при решении задачи повышения качества конвейерных роликов необходимо заменить радиальные однорядные шарикоподшипники на идентичные по размерам двухрядные сферические без изменения существующей технологии изготовления роликов.

Основные положения диссертации изложены в следующих печатных работах.

1. Кузнецов А.А., Колобов Л.Н. Экспериментальное определение послесборочного перекося колец подшипников в роликах конвейеров // Новое в подъемно-транспортной технике: Тезисы докл. Всесоюзн. науч. конф. - М., 1985. - С. 41.

2. Кузнецов А.А. Оценка влияния послесборочных перекосов колец подшипников на долговечность роликов конвейеров // Изв. вузов. Машиностроение. - 1985. - № 7. - С. 159.

3. Кузнецов А.А. Результаты теоретических и экспериментальных исследований конвейерных роликов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1986. - № 6. - С. 160.

4. Кузнецов А.А. Вероятностные углы перекося колец подшипников в конвейерных роликах // Изв. вузов. Машиностроение. - 1986. - № 7. - С. 105-109.

5. Колобов Л.Н., Кузнецов А.А., Забулонов И.М. Расчет долговечности подшипников серийно выпускаемых конвейерных роликов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1986. - № 10. - С. 96-99.

6. Колобов Л.Н., Кузнецов А.А. Прогнозирование долговечности подшипников роликов рядовых опор ленточного конвейера // Труды МВТУ. - 1987. - № 484. - С. 70-78.

7. Колобов Л.Н., Кузнецов А.А. Качество конвейерных роликов и пути его повышения // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной техники: Тезисы докл. Всесоюзн. конф. - М., 1988. - С. 32-33.

А. Кузнецов
20.06.88

