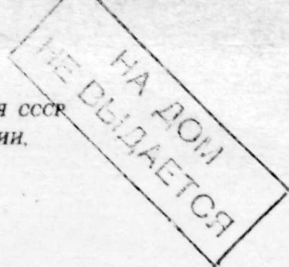


М414480

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ,
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н. Э. БАУМАНА



НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

КОВАЛЕВСКИЙ ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ

УДК 621. 855. 25 (043. 3)

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ
НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ
НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

СПЕЦИАЛЬНОСТЬ 05. 02. 02 - МАШИНОВЕДЕНИЕ И ДЕТАЛИ МАШИН

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

МОСКВА - 1984

Работа выполнена в Московском ордена Трудового Красного
Знамени станкоинструментальном институте

Научный руководитель

- кандидат технических наук,
профессор Луков К.П.

Официальные оппоненты:

- Заслуженный деятель науки и тех-
ники РСФСР, доктор технических
наук, профессор Ивашков И.И.
- кандидат технических наук,
доцент Сухарев И.П.

Ведущая организация

- Центральное конструкторское бюро
цепных передач и устройств Всесо-
юзного научно-исследовательского
и проектно-технологического инсти-
тута

Защита состо-
ит на заседании
МВТУ имени
Баумана, 5

ов
в
-я Бау-

С диссертацией
Н.Э.Баумана

У имени

Автор

Ученый
специалист
канд. техн.

в

М417489

А к т у а л ь н о с т ь т е м ы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года" перед машиностроением поставлена задача повышения качества, надежности, экономичности и производительности, уменьшения шума и вибрации машин, оборудования и других изделий машиностроения.

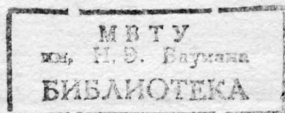
Научно-технический прогресс в машиностроении тесно связан как с созданием новых типов передач, так и с совершенствованием существующих. Среди них важное место занимают цепные передачи, которые находят широкое применение в подъемно-транспортных, дорожно-строительных, полиграфических, текстильных, сельскохозяйственных машинах, буровом оборудовании, судовых дизелях, автомобилях, мотоциклах, в приводах конвейеров и т.д. Ежегодно ими оснащается около 8 миллионов новых машин, при этом более 90% передач укомплектовываются роликовыми и втулочными цепями.

Расширение области применения цепного привода и увеличение производительности машин, обуславливающие повышение скоростей и нагрузок в цепных передачах, требуют дальнейшего повышения их качества и надежности. Это повышение может быть достигнуто путем совершенствования конструкции элементов передач и методов их расчета.

Применяемые в настоящее время приводные пластинчатые цепи имеют ряд существенных недостатков. Так, зубчатые цепи характеризуются невысоким сопротивлением усталости, обусловленным специфической формой пластин, и, как следствие - высокой металлоемкостью.

В передачах втулочными и роликовыми цепями вход шарниров в зацепление с зубьями звездочек сопровождается значительными ударами, снижающими прочность соединений, сопротивление усталости и износостойкость элементов передачи и являющимися основной причиной шума при работе цепного привода.

Другим существенным недостатком втулочных и роликовых цепей с прямыми пластинами является неравномерность движения цепи и ведомой системы, обусловленная полигональным эффектом. В процессе эксплуатации этих цепей вследствие износа увеличивается,



в основном, шаг наружных звеньев при относительном постоянстве шага внутренних звеньев. Увеличение разноразмерности шагов звеньев влечет за собой возрастание неравномерности движения и непостоянства передаточного отношения передачи, вызывающее дополнительные динамические нагрузки.

В связи с изложенным выше поиск возможных путей снижения динамических нагрузок в цепных передачах является актуальной проблемой, решение которой способствует повышению надежности и долговечности цепного привода.

Целью работы является повышение нагрузочной способности цепного привода путем снижения динамических нагрузок на основе создания передачи роликовой цепью новой конструкции.

Методы исследования. При выполнении теоретических исследований использовалась существующая теория цепного зацепления, нагрузочной способности цепных передач и приводов с учетом особенностей геометрии и кинематики передачи цепью новой конструкции. Анализ напряженно-деформированного состояния пластины цепи выполнен методом конечных элементов с использованием ЭВМ ЕС-1022 и поляризационно-оптическим методом. Экспериментальные исследования работоспособности передачи цепью новой конструкции проведены на специальных стендах.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- теоретически обосновано и экспериментально подтверждено существенное снижение скорости удара при входе звена цепи новой конструкции (ПРМС - приводная роликовая модернизированная с шарнирами скольжения) в зацепление с зубьями звездочек;

- выработаны рекомендации по выбору рациональных параметров и обеспечению наиболее благоприятных условий функционирования передачи цепью ПРМС;

- получены вероятностные зависимости для расчета точностных характеристик цепи ПРМС;

- выполнено комплексное исследование напряженно-деформированного состояния промежуточной пластины цепи ПРМС, как наиболее слабого звена;

- экспериментально исследована работоспособность передачи

цепью ПРМС;

- произведена сравнительная оценка нагрузочной способности передач стандартными роликовыми и зубчатыми цепями и цепью ПРМС.

Практическая ценность. Доказана возможность и технико-экономическая целесообразность использования цепи в передачах, работающих при высоких скоростях и нагрузках, как, например, в буровых установках. Применение этой цепи позволяет значительно улучшить кинематические и динамические характеристики цепного привода за счет существенного уменьшения скорости удара при входе звена цепи в зацепление с зубьями звездочек и кинематической неравномерности движения цепи и ведомой системы.

Реализация работы. На основании проведенных исследований разработаны рабочие чертежи элементов передачи цепью ПРМС. Для проведения экспериментального исследования передачи в соответствии с разработанными чертежами изготовлены опытные партии цепей: однорядная шага 25,4 мм (ПРМС-25,4) и трехрядная шага 44,45 мм (ЗПРМС-44,45).

Методика выбора параметров, результаты исследований передач цепью ПРМС и техническая документация и опытные образцы переданы во ВНИИНЕСТЕМАШ.

Средневзвешенный годовой экономический эффект от применения многорядных цепей ПРМС в буровых установках, определенный применительно к технико-экономическим показателям производственного объединения "ОРЕНБУРГБУРГАЗ", составляет 386,4 руб./ тыс. звеньев.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались: на заседаниях кафедры деталей машин Московского станкоинструментального института 1981-1983 г.г.; на Третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромышленного оборудования, г. Баку, 1983 г.; на научно-технической конференции "Технологическое обеспечение автоматизации производственных процессов", г. Оренбург, 1983 г.; на секции ЦКБ цепных передач и устройств научно-технического совета ВНИИПУТЛЕМАШ., 1984 г.

Приводная роликовая цепь новой конструкции экспонировалась на ВДНХ СССР в 1983 г. (межотраслевая выставка "Изобретательст-

во и рационализация - 83").

П у б л и к а ц и и. По результатам выполненных теоретических и экспериментальных исследований опубликовано 7 печатных работ.

Ст р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы. Диссертация состоит из введения, семи глав, основных выводов и рекомендаций, списка литературы, включающего 140⁰ наименований, приложений и содержит 104 страницы машинописного текста, 69 рисунков и 19 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведен краткий обзор работ, посвященных изучению динамических нагрузок в цепных передачах, обусловленных ударами при входе звена цепи в зацепление с зубьями звездочек и кинематической неравномерностью движения цепи и ведомой системы. Кроме того, рассматриваются критерии работоспособности цепных передач для установления основных, определяющих несущую способность высоконагруженного цепного привода.

Использование цепных передач в быстроходных приводах стало возможным благодаря ряду фундаментальных исследований, проведенных известными учеными - профессорами Н.В.Воробьевым, И.П.Глуценко, К.П.Жуковым, И.И.Иванковым, Д.Н.Решетовым, Г.Б.Столбным, А.А.Петриком и многими другими отечественными и зарубежными исследователями. Вместе с тем установлено, что передачи стандартными роликовыми и втулочными цепями имеют следующие существенные недостатки: значительные ударные нагрузки, возникающие в процессе входа звеньев цепи в зацепление с зубьями звездочек, а также неравномерность движения цепи и ведомой системы, возрастающая в процессе эксплуатации с увеличением разноразмерности шагов звеньев.

С целью снижения динамических нагрузок, обусловленных указанными явлениями, и повышения кинематической точности передачи предложена цепь новой конструкции ПРМС, которая состоит (рис. I) из внутренних 1 и наружных 2 звеньев, то есть как и обычная втулочная цепь, с той лишь разницей, что звенья имеют дополнительно ось (втулку) 3 с надетым на нее роликом 4, установленные со смещением γ относительно линии, соединяющей центры шарниров звеньев.

В цепи ПРМС используются детали стандартных роликовых цепей: валики, втулки, ролики. Для повышения несущей способности цепь может быть выполнена многорядной.

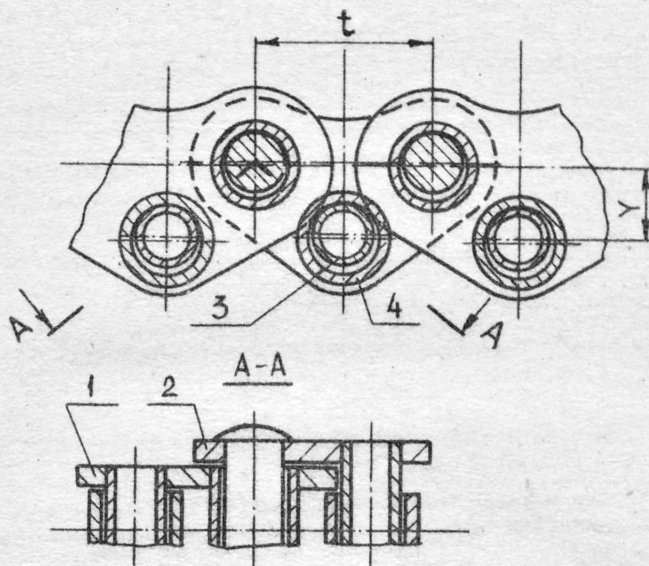


Рис. I. Приводная роликовая цепь ПРМС

Зацепление зубьев звездочек со звеньями цепи осуществляется через ролик и ось, что соответствует зацеплению цепи укороченного (приблизительно вдвое) шага. Это обстоятельство обуславливает существенное снижение скорости удара при входе звена цепи в зацепление с зубом звездочки и уменьшение неравномерности движения цепи и ведомой системы, обусловленной полигональным эффектом. Другим фактором, способствующим снижению неравномерности движения цепной передачи, является отсутствие эксплуатационной разноразмерности шагов цепи.

С целью определения рациональных параметров и обеспечения наиболее благоприятных условий функционирования передачи цепью ПРМС требуется решить ряд частных задач, наиболее важными из которых являются следующие:

- определение основных геометрических параметров элементов

передачи, включая профилирование зубьев звездочек и оптимизацию коэффициента смещения;

- нормирование точностных характеристик цепи ПРМС;
- исследование особенностей кинематики и кинестатики зацепления цепи ПРМС со звездочками;
- аналитическое и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния промежуточной пластины цепи, как наиболее слабого звена;
- экспериментальное исследование и оценка нагрузочной способности передачи цепью ПРМС.

Вторая глава посвящена выработке рекомендаций по выбору рациональных геометрических параметров передачи цепью ПРМС.

На основе теории цепного зацепления получены формулы для определения основных геометрических параметров цепи ПРМС и звездочек, а также максимального числа зубьев ведомой звездочки и предельно допустимого увеличения шага цепи.

Основным размерным параметром цепи ПРМС наряду с ее шагом и диаметром ролика является коэффициент смещения ψ , от величины которого в значительной степени зависят размеры и массы элементов передачи, а также ее кинестатические, кинематические и динамические характеристики. С целью выявления оптимального значения коэффициента смещения рассмотрен следующий комплекс критериев оптимизации ψ : а) коэффициент скорости удара; б) предельно допустимое увеличение шага цепи; в) угол заострения зуба звездочки; г) коэффициент сцепления; д) силы, действующие в зацеплении цепи со звездочками; е) масса пластины цепи.

Из шести рассмотренных критериев по первым четырем введены ограничения, с помощью которых выделена оптимальная область значений ψ . Установлено, что коэффициент смещения целесообразно выбирать из интервала 0,40...0,45.

Выполнено профилирование зубьев звездочек, в основу которого положено определение угла φ заострения зубьев.

Методика определения угла заострения для прямолинейного профиля зубьев звездочек передач стандартной роликовой цепью разработана проф. А.А.Петриком. В настоящей работе эта методика используется для выявления области значений углов заострения применительно к звездочкам передачи цепью ПРМС. Угол заострения

при этом определяется исходя из обеспечения следующих условий: а) минимальной скорости удара при входе звена цепи в зацепление с зубом звездочки; б) свободного геометрического входа и выхода звеньев цепи из зацепления; в) отсутствия заострения зуба; г) отсутствия подхвата звездочкой выходящего из зацепления звена.

Границы значений угла φ определяются путем построения блокировочного контура.

В третьей главе нормированы основные метрологические характеристики, определяющие точность цепи ПРМС: действительный шаг и длина измеряемого отрезка цепи.

Многочисленные исследования показывают, что точность цепи оказывает существенное влияние на кинематику и динамику цепной передачи, прочность элементов цепи и, в конечном счете, предопределяет надежность цепного привода.

В связи с тем, что цепь ПРМС существенно отличается от цепи ПР по конструкции и условиям работы, с целью определения оптимальных допусков на размеры элементов цепи ПРМС рассмотрены размерные цепи действительного шага и длины отрезка цепи. Так как составляющие звенья размерной цепи являются в пределах допуска и являются случайными величинами, то для расчета использован вероятностный метод.

Действительный шаг цепи ПРМС определяется размерами элементов разнотипных наружных и внутренних звеньев. В процессе эксплуатации цепи ПРМС вследствие износа элементов шарниров шаг цепи увеличивается равномерно, а исходная разноразмерность, обусловленная технологическим процессом изготовления элементов цепи и сборки, не увеличивается, как это имеет место в передачах стандартными втулочными и роликовыми цепями. Следовательно, цепь ПРМС в отличие от цепи ПР обладает свойством сохранения кинематической точности в процессе эксплуатации передачи.

В четвертой главе рассматриваются особенности кинематики и кинетостатики передачи цепью ПРМС.

Известно, что вход звена цепи в зацепление с зубьями звездочек сопровождается косым ударом. Нормальная составляющая скорости удара V_y^n , определяющая силу ударов в передаче, в соответствии с методом проф. Н.В.Воробьева находится по формуле

$$V_y^n = \omega \cdot t_y \cdot \xi,$$

где ω и t_{ψ} - угловая скорость звездочки и шаг цепи соответственно; ξ - коэффициент скорости удара,

$$\xi = \frac{\sin(\alpha + \varphi + M - \gamma)}{2 \cos \gamma}.$$

Здесь α - половина углового шага звездочки; φ - угол заострения зуба звездочки; M - угол, обусловленный изменением шага цепи вследствие износа деталей шарниров; γ - геометрический параметр цепи, $\gamma = \arctg(2Y/t_{\psi})$.

При соприкосновении звена цепи с зубом звездочки в начале рабочей части профиля $M = 0$. В этом случае

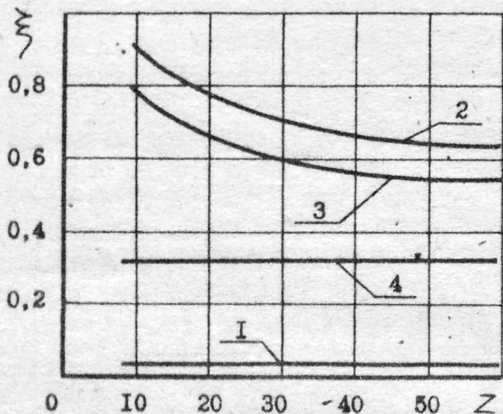
$$\xi = \frac{\sin(\alpha + \varphi - \gamma)}{2 \cos \gamma},$$

следовательно, если выполняется условие $\gamma = \alpha + \varphi$, то минимально возможное значение коэффициента скорости удара

$$\xi = \xi_{\min} = 0.$$

Если коэффициенту смещения $y = Y/t_{\psi}$ дать значение $y = 0,5 \cdot \tg \gamma = 0,5 \cdot \tg(\alpha + \varphi)$, то $V_y = 0$. Таким образом, при соприкосновении звена цепи ПРМС с рабочей частью зуба возможно "безударное" зацепление.

Для случая соприкосновения звеньев цепи ПРМС со звездочкой



во впадине между зубьями коэффициент скорости удара

$\xi = \xi_{\max} = 0,5$, а для передачи цепью ПР $\xi_{\max} = 1,0$.

На рис. 2 показан график (прямая I) коэффициента скорости удара в зависимости от числа зубьев звездочки для передачи цепью ПРМС при $y = 0,4$ и $\alpha + \varphi = 40^\circ$.

Здесь же приведены

Рис. 2. График коэффициента скорости удара

для сравнения графики ξ для случаев зацепления стандартной роликовой цепи с зубьями звездочек, имеющими вогнутый (кривая 2) и прямой или выпуклый (кривая 3) профили, а также стандартной зубчатой цепи (прямая 4).

Видно, что коэффициент ξ для передачи цепью ПРМС не зависит от числа зубьев звездочек. Минимальные значения коэффициентов скорости удара для рассматриваемых случаев равны: $\xi_{\text{ПРМС}} = 0,02$; $\xi_{\text{ПР}} = 0,54$; $\xi_3 = 0,34$.

Таким образом, применение передачи цепью ПРМС позволяет значительно (как минимум в два раза) по сравнению с передачей цепью ПР снизить скорость удара при входе звена в зацепление со звездочкой. Более того, при определенном сочетании параметров цепи и звездочки практически осуществимо "безударное" зацепление.

Используя известный метод кинестатического исследования цепных передач проф. Н.В.Воробьева, получены формулы для определения сил, действующих на элементы звена цепи ПРМС и зубья звездочек, в процессе входа в зацепление и выхода из него.

Установлено, что максимальная величина силы нормального давления F_N , действующей на ролик цепи ПРМС, соответствует периоду выхода наружного звена из зацепления с ведомой звездочкой. Формула для определения F_N имеет вид

$$F_N = F \cdot [A_1 \cdot \cos(\beta + \varphi) - A_2 \cdot \sin(\beta + \varphi)],$$

где F — натяжение рабочей ветви цепи;

$$A_1 = 1 + \frac{2f}{(1+f^2) \cdot \operatorname{tg}(2\alpha + \varphi)} - \frac{2f^3}{1+f^2}; \quad A_2 = \frac{1-f^2}{(1+f^2) \cdot \operatorname{tg}(2\alpha + \varphi)} - \frac{2f}{1+f^2};$$

β — текущий угол поворота звездочки, $0 \leq \beta \leq 2\alpha$;
 f — коэффициент трения пары "ролик-ось" и "штулка-валик".

Значения и характер изменения сил, действующих на элементы передач цепями ПРМС и ПР в процессе зацепления звеньев с зубьями звездочек, идентичны.

С целью выявления характера распределения нагрузки между зубьями звездочек получена формула для определения коэффициента сцепления. Установлено, что коэффициенты сцепления для передач цепями ПРМС и ПР практически одинаковы.

П я т а я г л а в а посвящена комплексному исследова-

нию напряженно-деформированного состояния промежуточной пластины цепи ПРМС.

Расчетные схемы составлены с учетом реальных условий работы цепи в контуре. Рассмотрены два случая нагружения пластин: на рабочей ветви цепного контура и в зацеплении со звездочкой.

Сравнительное исследование напряженно-деформированного состояния промежуточных пластин цепей ПРМС и ПР выполнено методом конечных элементов (МКЭ) в форме метода перемещений с использованием ЭВМ ЕС-1022. При этом предполагается, что напряженное состояние пластины плоское, а уровень напряжений не превышает предела пропорциональности. С учетом геометрической формы пластин рассмотрена половина пластины цепи ПРМС и четверть пластины цепи ПР.

С целью определения рациональной формы пластины цепи ПРМС ее напряженно-деформированное состояние анализировалось при варьировании углов формы пластины β_1 и β_2 , определяющих размеры вырезов в ее верхней и нижней частях.

Экспериментальная проверка осуществлялась поляризационно-оптическим методом с использованием полярископа модели 300 фирмы "VEB Carl Zeiss JENA" и координатно-синхронного поляриметра КСП-С. Исследование производилось на геометрически аффинной модели промежуточной пластины, изготовленной из пьезооптического материала ОАСО.

Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования показывает, что наибольшая концентрация напряжений в проушине возникает на контуре отверстия, в которое валик устанавливается с малым зазором. Концентрация напряжений в опасных сечениях возрастает с уменьшением угла формы пластины β_1 (увеличением выреза в верхней части пластины) и увеличением углового шага звездочки.

Полученные в работе значения коэффициента концентрации напряжений $K_\sigma^* = \sigma_\varphi / \sigma_{\text{ном}}$ (σ_φ - напряжение, направленное по касательной к контуру отверстия; $\sigma_{\text{ном}}$ - номинальное напряжение в опасном сечении проушины) для различных форм пластин при $\beta_1 = 60^\circ$ приведены в табл. I (относительный зазор в соединении валик-пластина $\xi_s = 0,00585$).

Точка I располагается в верхней половине отверстия, точка 2 - в нижней, в зоне вертикальной оси симметрии.

Таблица I

Тип пластины	Случай нагружения пластины	Значения K_{σ}^*			
		расчетные для точек		экспериментальные для точек	
		I	2	I	2
ПРМС $\beta_2 = 60^\circ$	На рабочей ветви контура	4,30	3,5I	3,94	3,26
	На звездочке ($\alpha = 90^\circ$)	4,42	3,67	4,08	3,48
ПРМС $\beta_2 = 30^\circ$	На рабочей ветви контура	4,24	3,98	-	-
	На звездочке ($\alpha = 90^\circ$)	4,36	4,12	-	-
ПР	На рабочей ветви контура	4,25	-	-	-

Оптимальную форму и размеры имеет пластина цепи ПРМС с углами формы $\beta_1 = 60^\circ$ и $\beta_2 = 30^\circ$. При этом масса пластины снижается на 12% по сравнению с пластиной без вырезов в верхней ($\beta_1 = 90^\circ$) и нижней ($\beta_2 = 60^\circ$) частях, а максимальный коэффициент концентрации напряжений практически не изменяется.

По массе, жесткости и концентрации напряжений, а следовательно, и по несущей способности пластины цепей ПРМС и ПР находятся на одном уровне.

В шестой главе приведены результаты экспериментального исследования передачи цепью ПРМС.

Произведена сравнительная оценка сопротивления усталости промежуточных пластин цепей ПРМС и ПР шага 25,4 мм, как наиболее слабых элементов. Испытание пластин осуществлялось на гидрорезонансной машине ZDM 10P₄ методом Л.Локати в соответствии с ГОСТ 19533-74.

Результаты исследования сопротивления усталости пластин показывают, что предел выносливости пластин цепи ПРМС-25,4, равный 103,9 МПа, незначительно отличается от предела выносливости пластин цепи ПР-25,4 ($\bar{\sigma}_{R\text{пр}}^y = 98,4$ МПа).

Фрактографический анализ разрушенных пластин свидетельствует о том, что очаг усталостного разрушения зарождается на контуре отверстия под валик (в верхней его части), в зоне максимальной концентрации напряжений.

Экспериментальное исследование передачи цепью ПРМС осуществлялось на стендах с замкнутым силовым потоком в Мосстанкине (стенд ИС-120) и ВНИИНЕФТЕМАше (стенд СЦ-3). Нагрузатели обоих стендов гидравлические: в стенде ИС-120 используется неполноповоротный гидромотор (моментный гидроцилиндр), а в стенде СЦ-3 - гидрорычажный нагрузатель с четырьмя гидроцилиндрами.

Известно, что удары звеньев цепи о зубья звездочек являются одной из основных причин шумообразования в цепных передачах, поэтому уровень звукового давления может служить объективным критерием качества цепного привода. Как отмечалось выше, удар принято оценивать коэффициентом скорости удара. Последний можно использовать и при оценке передач с точки зрения шума. При этом разница в уровнях акустической мощности двух сравниваемых передач со значениями коэффициентов скорости удара ξ_1 и ξ_2 равна $\Delta L_p = 20 \cdot \lg (\xi_1 / \xi_2)$. На основании этой формулы получены теоретические значения ΔL_p^T в октавных полосах частот спектра шума 125...16000 Гц.

Экспериментальное исследование шума передач роликовыми цепями ПРМС и ПР осуществлялось на стенде ИС-120. Параметры передач: номинальный шаг цепи $t_c = 25,4$ мм, действительный шаг цепи был близок к номинальному ($-0,4\% \leq \Delta t \leq +0,7\%$), числа зубьев звездочек $Z_1 = Z_2 = 23$, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 820 \text{ мин}^{-1}$, натяжение рабочей ветви $F = 2,5 \text{ кН}$. Фактические значения коэффициента скорости удара составляли $\xi_{\text{ПРМС}} = 0,34$ и $\xi_{\text{ПР}} = 0,57$.

Измерение уровней звукового давления исследуемых передач осуществлялось импульсным шумомером PSI-202 (фирма RFT) согласно методике определения уровней шума на рабочих местах.

Общий уровень звукового давления передачи цепью ПР-25,4 составил 93,2 дБ, а передачи цепью ПРМС-25,4 - 89,5 дБ. Максимальная разница в уровнях звукового давления указанных передач составила 5...10 дБ в области частот 8...16 кГц.

Таким образом, и пользование цепи ПРМС-25,4 позволило снижать громкость цепной передачи на 40...50% (снижение уровня звуковой мощности 3,7 дБ).

Экспериментальное исследование износостойкости однорядной цепи ПРМС-25,4 проводилось на стенде ИС-120 при следующих режимах: число звеньев цепи в контуре $m_t = 84$, числа зубьев звездочек $Z_1 = Z_2 = 23$, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 1100 \text{ мин}^{-1}$, смазывание - циркуляционное. Условное среднее давление в шарнирах цепи на рабочей ветви составляло соответственно 17,4 и 25,0 МПа.

Износостойкость цепи ПРМС-25,4, оцениваемая в соответствии с методом проф. Н.В.Воробьева коэффициентом износостойкости, оказалась несколько выше износостойкости цепей ПР-25,4 производства Ульяновского машиностроительного завода и фирмы "Renold" (данные А.В.Князева), что можно объяснить снижением ударных нагрузок в передаче цепью ПРМС.

Исследование работоспособного состояния трехрядной цепи ЗПРМС-44,45 производилось во ВНИИНЕФТМАШе на стенде СЦ-3 при режиме, предписываемом ГОСТ 21834-76. В ходе испытаний установлено, что передача работает устойчиво во всем диапазоне скоростей и нагрузок, соответствующем промышленным условиям эксплуатации буровых установок.

В седьмой главе дается сравнительная оценка нагрузочной способности передач стандартными роликовыми и зубчатыми цепями и цепью ПРМС, а также приводится методика расчета последней на долговечность. Рассматривается возможность использования многорядных цепей в качестве гибкой связи для цепных муфт.

В табл.2 приведены показатели, характеризующие качество цепного привода, которые определены при следующих параметрах закрытых понижающих передач: шаг цепи $t_{\text{ш}} = 25,4 \text{ мм}$, число рядов цепи $K_p = 1$ или ее ширина (для эквивалентной зубчатой цепи) $b = 57 \text{ мм}$, числа зубьев ведущей и ведомой звездочек соответственно $Z_1 = 19$ и $Z_2 = 38$, смазывание непрерывное, срок службы цепи $L_h = 15000$ часов.

Видно, что цепь ПРМС по комплексу основных показателей качества имеет преимущества перед стандартными зубчатыми и роликовыми цепями. Наиболее целесообразно цепь ПРМС использовать в закрытых передачах, работающих при высоких скоростях и нагрузках, как, например, в буровых установках.

Основным критерием работоспособности таких передач явля-

Таблица 2

Тип цепи	ПРМС	ПР	З
Коэффициент скорости удара	0...0,50	0,54...1,00	0,34...0,50
Предел частоты вращения ведущей звездочки, мин ⁻¹	2740	890	1120
Предел скорости движения цепи, м/с	22,1	7,2	9,0
Допускаемая удельная нагрузка на цепь, кН/(кг·м ⁻¹)	0,67	0,84	0,48
Предел удельной мощности, передаваемой цепью, кВт/(кг·м ⁻¹)	14,84	6,03	4,29

есть сопротивление усталости элементов цепи. Стендовые испытания позволили установить, что этот же критерий является основным и для передачи цепью ПРМС.

В основу расчета на долговечность цепи ПРМС положен метод, предложенный Д.С.Верпаховским, в соответствии с которым срок службы цепи определяется из условия сопротивления усталости ее элементов с учетом действия динамических нагрузок.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Применяемые в настоящее время передачи роликовыми и втулочными цепями имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что вход звеньев в зацепление с зубьями звездочек сопровождается значительными ударами, снижающими прочность соединений, износостойкость и сопротивление усталости элементов передачи и являющимися основной причиной шума при работе цепного привода. Использование цепи ПРМС позволяет значительно (не менее чем в два раза) снизить скорость удара при входе звена цепи в зацепление с зубьями звездочек, а при определенном сочетании параметров передачи практически возможно осуществление "безударного" зацепления. Благодаря уменьшению скоро-

сти удара могут быть существенно повышены максимально допустимые скорости движения цепи и нагрузочная способность передачи, а также снижен уровень звукового давления последней.

2. Разработана методика определения геометрических параметров элементов передачи цепью ПРМС. Установлено, что коэффициент смещения целесообразно выбирать из интервала 0,40...0,45.

3. Выполнено профилирование зубьев звездочек, в основу которого положено определение угла заострения зубьев. Границы значений угла заострения определяются путем построения блокировочного контура.

4. Анализ размерных параметров цепи ПРМС позволил установить, что кинематическая точность передачи указанной цепью выше, чем у передач стандартными роликовыми и втулочными цепями с прямыми пластинами. Это обстоятельство обусловлено отсутствием эксплуатационной разноразмерности шагов звеньев цепи ПРМС.

5. Получены вероятностные зависимости для расчета точностных характеристик цепи ПРМС.

6. На основе метода кинетостатического исследования цепных передач получены формулы для определения сил, действующих на элементы звена и зубья звездочек в процессе входа в зацепление и выхода из него. Значения и характер вышеупомянутых силовых факторов в передачах цепями ПРМС и ПР идентичны.

7. С целью оптимизации формы и размеров пластин цепи ПРМС проведено комплексное исследование их напряженно-деформированного состояния на основе метода конечных элементов и поляризационно-оптического метода. Установлено, что рациональную форму имеет пластина с углами формы $\beta_1 = 60^\circ$ и $\beta_2 = 30^\circ$.

8. По массе, жесткости и концентрации напряжений, а следовательно, и по несущей способности пластины цепей ПРМС и ПР находятся на одном уровне.

9. В ходе экспериментального исследования работоспособности передачи цепью ПРМС-25,4 установлено, что последняя имеет более высокую износостойкость по сравнению с цепями ПР-25,4.

10. Для сравнения предлагаемой и стандартных роликовых и зубчатых цепей, а также для выявления области применения первой произведена предварительная оценка нагрузочной способности передач вышеупомянутыми цепями. Установлено, что цепь ПРМС по комплексу основных показателей качества имеет преимущества перед стандартными роликовыми и зубчатыми цепями.

II. Цепь ПРМС наиболее эффективно может быть использована в передачах, работающих при высоких скоростях и нагрузках, как, например, в буровых установках.

12. Многорядные цепи типа ПРМС могут использоваться в качестве гибкой связи в цепных муфтах.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Новая конструкция пластинчатой цепи /А.П.Фот, П.Н.Учаев, К.П.Жуков, В.П.Ковалевский. - Вестник машиностроения, 1982, № 3, с.40-41.

2. О шуме передач с приводными роликовыми цепями / В.П.Ковалевский, В.А.Кулишкин, А.П.Фот, И.И.Лисицкий. - В кн.: Повышение надежности работы передач с пластинчатыми цепями. - М., 1982, с.40-44.

3. О точности приводных цепей повышенной нагрузочной способности / К.П.Жуков, В.П.Ковалевский, В.С.Тулякин, П.Н.Учаев. - В кн.: Повышение надежности работы передач с пластинчатыми цепями. - М., 1982, с.88-96.

4. Учаев П.Н., Ковалевский В.П. Особенности кинематики передачи цепью повышенной нагрузочной способности. - Известия вузов. Машиностроение, 1983, № 4, с.17-19.

5. Ковалевский В.П., Лисицкий И.И., Учаев П.Н. О возможности снижения динамических нагрузок в цепных передачах буровых установок. - Тезисы докладов Третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромышленного оборудования. - Баку, 1983, с. 19.

6. Жуков К.П., Ковалевский В.П. Напряженное состояние промежуточной пластины приводной роликовой цепи повышенной нагрузочной способности при статическом нагружении. - Тезисы докладов Третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромышленного оборудования. - Баку, 1983, с.57-58.

7. О возможности использования цепных муфт в приводе насосного агрегата ЦНС-180 / П.Н.Учаев, В.С.Цыганов, В.П.Ковалевский и др. - Тезисы докладов Третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромышленного оборудования. - Баку, 1983, с. 17-48.

КОВАЛЕВСКИЙ ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

ПОДПИСАНО В ПЕЧАТЬ 28. 03. 84.	Л- 83046
ФОРМАТ 60x84/16.	БУМАГА ОБЕРТОЧНАЯ
ПЛОСКАЯ ПЕЧАТЬ.	УСЛ. Л. Л. 0, 7.
ТИРАЖ 100 ЭКЗ.	УЧ.ИЗД. Л. 1, 0
	ЗАКАЗ № 280.
	БЕСПЛАТНО

ОТПЕЧАТАНО В ПОДРАЗДЕЛЕНИИ ОПЕРАТИВНОЙ ПОЛИГРАФИИ МОСКОВСКО-
ГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ СТАНКОИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО
ИНСТИТУТА. 103055, МОСКВА, К - 55, ТИХВИНСКАЯ УЛ., Д. 13.