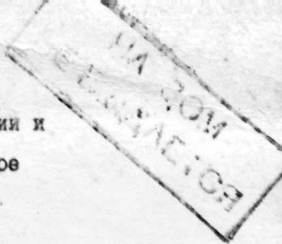


ИИ 71/48



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

На правах рукописи

ВОРОБЬЕВ Андрей Николаевич

УДК 621.855

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВЫМИ И
ВТУЛОЧНЫМИ ЦЕПЯМИ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА И ВЕРОЯТНОСТНОЙ
ОЦЕНКИ ВЛИЯЮЩИХ ФАКТОРОВ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

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 - Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор
РЕШЕТОВ Д.Н.

Официальные оппоненты: Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор
ИВАНКОВ И.И.

кандидат технических наук, доцент
БЕРЕЖНОЙ С.Б.

Ведущая организация - указана в решении Ученого Совета

Защита состоится "12" сентября 1988г. в 14³⁰ час.
на заседании специализированного совета К 053.15.11 "Машино-
строение" в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Бау-
мана по адресу: ИО

Ваш отзыв и
выслать секретарю

С диссертации
им. Н.Э. Баумана

Автореферат

УЧЕНЫЙ С
специализированного
кандидат техни-
доцент

М 471/48

ОВ

Актуальность проблемы. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986 - 1990 годы и на период до 2000 года, принятых на XXVII съезде КПСС, поставлены задачи по повышению надежности и ресурса работы техники.

Одним из направлений в решении этих задач является улучшение эксплуатационных показателей, повышение надежности и долговечности механических передач, среди которых важное место занимают цепные передачи. Ежегодно ими оснащается свыше 8 млн. машин, при этом более 90 % передач укомплектовано роликовыми и втулочными цепями. Годовой выпуск этих цепей превышает 80 млн. метров, на что ежегодно затрачивается свыше 100 млн. рублей.

Такой объем их расхода намного превышает рациональные нормы, так как примерно 50 % выпускаемых цепей используется в качестве запчастей. Это обусловлено, помимо других причин, преждевременным выходом их из строя вследствие низкой надежности передач.

Однако, как правило, все существующие методы расчета цепных передач предполагают использование математических моделей, носящих детерминированный характер, не обеспечивающий достоверности получаемых результатов. До настоящего времени практически отсутствуют методы их расчета на надежность, что исключает использование этапа проектирования для создания передач с требуемыми показателями безотказности.

Кардинальное значение при критериальной оценке работоспособности цепных передач имеет износостойкость шарниров цепи. Между тем, до сих пор отсутствует единое мнение о влиянии отдаленных факторов на износ, существуют различные методы определения ресурса цепи по этому критерию. Сопоставление результатов расчета по каждому методу показывает, что имеют место отклонения при одних и тех же параметрах в 10 раз и более. Это вносит элемент неопределенности при проектировании, приводит к неправильному подбору цепей и назначению параметров привода.

Одним из критериев работоспособности цепных передач является предельное провисание холостой ветви. Особенно важное значение приобретает достоверность расчета по этому критерию для цепных передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств. Однако существующая теория расчета

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1471148

Роскоблев, А. Н. Обеспечение



861474 W

провисающих ветвей имеет ряд разногласий и допущений. Это пренебрежение трением в шарнирах и влиянием точности изготовления элементов передачи, иногда предположение о постоянстве продольной податливости цепи, противоречивое мнение о действии центробежных нагрузок на звенья провисающей цепи.

Неоднозначность выводов отмечается в вопросе о влиянии центробежных нагрузок на зубья звездочек, их опоры, износ цепи, а также на распределение сил в цепном зацеплении.

Указанные недостатки и несовершенства теории расчета цепных передач требуют всестороннего анализа, уточнения в аспекте реального отражения процессов, происходящих при эксплуатации передач, экспериментальной проверки и внедрения на практике.

Работа направлена в целом на повышение надежности механизмов и машин, оснащенных цепным приводом, в соответствии с научно-технической программой "Надежность", утвержденной 7 мая 1987 года ГКНТ СССР и Президиумом АН СССР.

Целью работы является разработка методов оценки и повышения показателей надежности цепных передач на этапе их проектирования.

Научная новизна основных результатов работы базируется на рассмотрении параметров и процесса эксплуатации цепной передачи в вероятностном аспекте; введении в расчеты точностных, технологических и временного факторов; использования аппарата теории вероятностей и математической статистики; выполнении этапа проектирования в режиме диалога с ЭВМ.

Принципиальной новизной отличаются разработанные методы расчета цепных передач на надежность по критерию износостойкости шарниров и по критерию предельного провисания холостой ветви; методика проведения вероятностного анализа влияния различных факторов на рассеяние значений коэффициента провисания; методика, позволяющая выполнять проектирование передач с требуемыми показателями надежности в режиме диалога с ЭВМ; метод прогнозирования долговечности цепей по критерию износостойкости шарниров; метод определения коэффициента трения, позволяющий производить сравнительную оценку качества изготовления цепей.

Методы исследования. Теоретические исследования осуществлялись с использованием современных положений теории надежности, теории цепного зацепления и теории гибких нитей. Для описания большинства математических моделей применен аппарат теории

вероятностей и математической статистики с реализацией решения на ЭВМ.

Достоверность экспериментальных исследований обосновывается применением аппаратуры высокой точности и специально созданного испытательного оборудования, характеризующегося широкими диапазонами варьирования нагрузочных и скоростных параметров, использованием статистических методов обработки результатов, научным планированием количества реализаций.

Практическая ценность. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования, разработанные методы расчета позволяют оценить надежность эксплуатируемых ныне ^{цепных передач} и обеспечить требуемые показатели безотказности на этапе проектирования.

Совокупность положений расчета на надежность, сформулированных в работе, представляется как новое перспективное направление повышения надежности машин с цепным приводом. Использование представленных материалов позволяет увеличить эффективность применения цепных передач в народном хозяйстве.

Реализация работы. По материалам диссертации проведена оценка надежности и ресурса цепных передач, которыми оснащены изделия ПО "Херсонский комбайновый завод им. Г.И.Петровского" и техническое оборудование ПО "Буммаш" (г. Ижевск). Результаты выявили возможность повышения эксплуатационных показателей. По итогам работы приняты к внедрению рекомендации, направленные на повышение надежности и долговечности передач.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались:

1) на VI Всесоюзной научно-технической конференции по управляемым и автоматическим приводам и передачам гибкой связью (г. Одесса, 1980 г.);

2) на II Республиканской (УАССР) научно-технической конференции (г. Ижевск, 1981 г.);

3) на заседании кафедры "РК-3" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1987 г.);

4) на итоговых научно-технических конференциях Ижевского механического института и НПО "Машпром" в 1976 - 1984 г.г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 научных работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений. Работа изложена на 176 страницах, включающих 64 рисунка, 5 таблиц и список литера-

туры из 104 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы и ее цель, сформулированы основные положения, выносимые на защиту и определяющие ее научную новизну.

В первой главе проведен анализ критериев работоспособности и расчета цепных передач, на основании которого сформулированы выводы и поставлены задачи исследования.

Целый ряд советских и зарубежных ученых, и в первую очередь Н.В.Воробьев, И.П.Глушенко, И.И.Ивашков, А.А.Петрик, Д.Н.Решетов, Т.Рахнер, Х.Хагедорн, положили основу теории цепного привода. Ими разработаны методы проектирования и расчета цепных передач, определены критерии предельного состояния, исследованы износостойкость и прочность цепей, цепное зацепление.

В их трудах повсеместно отмечается, что в подавляющем большинстве случаев эксплуатации цепного привода при отсутствии коррозионной среды и качественно изготовленных цепях основным критерием работоспособности является износостойкость, характеризующая степень износа шарниров.

Наиболее часто встречающимся в литературе методом расчета цепных передач по критерию износостойкости шарниров является метод, в основу которого положено уравнение

$$F = [p]A/K_z, \quad (I)$$

где F - рабочая нагрузка, передаваемая цепью; $[p]$ - допускаемое давление в шарнирах для так называемой "базовой передачи"; K_z - коэффициент эксплуатации, равный произведению шести частных коэффициентов, и, зависящий от множества факторов; A - площадь опорной поверхности шарнира.

Наравне с рекомендациями об использовании данного метода, он подвергается и широкой критике. В частности отмечаются следующие отрицательные стороны этого метода: коэффициенты, определяющие K_z являются приблизительными, не имеют достаточных теоретических обоснований, что делает весь расчет сутубо условным; скорость цепи и геометрия передачи учитываются косвенным путем; метод вносит в прогнозирование долговечности элемент неопределенности; отсутствует вероятностный подход к оценке K_z .

Другой метод, разработанный проф. Н.В.Воробьевым, основан на "удельной работе трения" и критерии износа. Он позволяет оценить износостойкость цепи и определить срок ее службы. Метод, хотя и находит использование в научных исследованиях по цепным передачам, не получил должного применения в практических расчетах. Это объясняется тем, что коэффициент износостойкости может быть получен в результате испытаний передачи с близкими к рассматриваемой параметрами и условиями эксплуатации. Экспериментальные данные по коэффициенту износостойкости относятся только к передачам, работающим при периодическом смазывании. Материалы исследований проф. И.И.Ивашкова показывают, что для передач, работающих при обильном смазывании и абразивном загрязнении, положенная в основу метода линейная зависимость износа от давления в шарнире не соблюдается. Путь трения s , давление в шарнире p и коэффициент работоспособности C , принимаемый как норма абсолютного износа, связаны зависимостью

$$p^* s = C. \quad (2)$$

Значение x может быть меньшим, равным или большим единицы. В связи с этим метод не является универсальным. Оценка надежности по этому методу тоже не предусматривается.

Помимо перечисленного, в последнее время в литературе обосновывается вывод о том, что "удельная работа трения", как характеристика изнашивания, не соответствует процессам, происходящим при трении и изнашивании.

Все выше сказанное позволяет сделать заключение о том, что до настоящего времени отсутствует единый универсальный метод расчета цепных передач по критерию износостойкости шарниров, позволяющий с определенным достоверным уровнем прогнозировать надежность и долговечность передач.

Одним из критериев работоспособности цепных передач является предельное провисание холостой ветви. Работоспособное состояние обеспечивается лишь при определенном провисании холостой ветви, характеризующимся коэффициентом провисания k_f (k_f равняется отношению стрелы провеса f к расстоянию между точками подвеса цепи l), находящимся в пределах

$$[k_f]_{\min} \leq k_f \leq [k_f]_{\max}. \quad (3)$$

Минимальное предельное значение коэффициента провисания $[k_f]_{\min}$ ограничивается разноразмерностью длин участков холос-

той ветви, граненостью и эксцентриситетами звездочек.

Максимальное предельное значение $[k_f]_{\max}$ лимитировано "пробуксовкой" цепи по зубьям звездочек, наступлением резонанса поперечных колебаний холостой ветви, условием невыхода шарнира на головку зуба, условием захлестывания холостой ветви на ведущей звездочке, габаритами картера.

Вопросы расчета провисающих ветвей в литературе представлены достаточно широко. Наиболее полно они отражены в работах проф. И.Н.Глушенко, проф. А.А.Петрика, С.Б.Бережного, Ю.В.Пашкова, В.С.Семенова. Однако, несмотря на обширный накопленный материал, теория провисающих ветвей имеет ряд недостатков: рекомендации по определению геометрических характеристик не в полной мере интерпретируют характер эволюции технического и деформированного состояния цепного контура в процессе эксплуатации; пренебрегая трением в шарнирах, цепь принимается абсолютно гибким элементом; не учитывается точность изготовления элементов передачи; имеются разногласия при оценке нагруженности ветвей центробежными силами; все расчетные зависимости предполагают детерминированный характер составляющих величин.

На основании сказанного можно сделать вывод о том, что существующие положения теории провисающих ветвей требуют уточнения и введения в расчеты вероятностных моделей.

Все выше отмеченное позволило определить основные задачи исследования:

- 1) разработать универсальный метод прогнозирования срока службы цепи и метод расчета цепной передачи на надежность по критерию износостойкости шарниров;
- 2) провести анализ влияния трения в шарнирах, податливости цепи, центробежных нагрузок на провес и натяжение ветви;
- 3) исследовать влияние центробежных нагрузок на распределение сил в цепном зацеплении, изнашивание цепи и нагруженность опор;
- 4) разработать метод расчета цепных передач на надежность по критерию предельного провисания холостой ветви.

Во второй главе проведен анализ влияния трения в шарнирах, упругих деформаций цепи, центробежных нагрузок на провес и натяжение ветви, а также экспериментальных исследований цепей на податливость и по сравнительной оценке качества изготовления.

В работе теоретически и экспериментально установлено, что

трение в шарнирах влияет на провес и натяжение. Причем, это влияние тем значительней, чем меньше коэффициент провисания и больше шаг цепи P . Выявлено существование критического натяжения $S_{кр}$, при превышении которого первоначальная прямолинейная форма ветви неизменяема (в отличие решения для абсолютно гибкой нити)

$$S_{кр} = q l^2 \cos \theta / 24 d k_{тр}, \quad (4)$$

где q — масса 1 м цепи; θ — угол наклона прямой, соединяющей точки подвеса; $k_{тр}$ — коэффициент трения при относительном повороте звеньев цепи; d — диаметр валика.

В большинстве случаев, встречающихся на практике, $S_{кр}$ измеримо с рабочим натяжением, поэтому при расчете геометрии цепного контура ведущая ветвь может быть принята прямолинейной.

Получено выражение для определения натяжения провисающей ветви в работающей передаче S_p , комплексно учитывающее все силовые факторы

$$S_p = \frac{q l^2 (\cos \theta + 8 f_p v^2 / l^2 g)}{8 f_p + 24 d k_{тр}}, \quad (5)$$

где v — средняя скорость цепи; g — ускорение свободного падения; f_p — стрела провисания, зависящая от силовых параметров и от характеристик податливости цепи α_ω и b , значение которой определяется уравнением

$$f_p^2 - f_0^2 - \frac{3}{8} l \left[\frac{q (l^2 \cos \theta + 8 f_p v^2 / g)}{\alpha_\omega (8 f_p + 24 d k_{тр})} \right]^{\frac{1}{b}} = 0, \quad (6)$$

где f_0 — условная стрела провеса для модели ветви в виде гибкой нерастяжимой нити.

Проведенный в работе анализ показывает, что натяжение провисающей ветви во всех случаях меньше, чем рассчитываемое до настоящего времени по формуле $S = S_q + S_u$ ($S_q = q l^2 / 8 f$; $S_u = q v^2 / g$). Причем, отличие тем существеннее, чем меньше коэффициент провисания. Из этого следует вывод, что "туго" натянутая ветвь в гораздо менее значительной мере, чем считается, оказывает отрицательное влияние на работоспособность цепной передачи.

В экспериментальной части главы описаны методика определения коэффициента трения (сопротивления), характеризующего не только трение в паре втулка-валик, но и трение между внутренними и наружными пластинами, а также между наружными пластинами и втулками. Получаемый предлагаемым методом коэффициент сопротив-

ления при относительном повороте звеньев характеризует качество изготовления цепи.

С целью сравнения качества цепей отечественных заводов-изготовителей и зарубежных фирм был проведен эксперимент на специально созданном стенде. Результаты показали, что более качественно выполненные цепи зарубежных фирм имеют меньшие значения $k_{гp}$, а это значит, цепные передачи, оснащенные ими, имеют повышенный к.п.д., большую надежность и долговечность.

Поскольку одним из объектов исследования настоящей работы является моторная цепная передача мотоцикла с двухрядной цепью 2ПВ-9,525-1800, были проведены испытания на продольную податливость для этого типоразмера цепи. Эксперимент проводился по методике проф. И.П.Глушенко. Результаты показали нелинейность зависимости между нагрузкой и удлинением, как и для однорядных цепей. Причем, характеристики податливости ($\sigma_s = 393 \text{ IO Н/мм}^2$;

$\delta = 2,48$) довольно резко отличаются от значений для однорядных цепей. Анализ результатов исследования позволяет сделать заключение о повышенной податливости многорядных цепей по сравнению с однорядными.

В третьей главе рассматривается влияние центробежных сил на нагруженность зубьев звездочек, опоры и износ цепи.

Получены зависимости для определения сил действия шарниров N на зубья звездочек при входе и выходе их из зацепления с учетом центробежных нагрузок на дугах обхвата. При этом наблюдается существенная разница в распределении сил в цепном зацеплении при входе (выходе) наружных и внутренних звеньев.

Как известно, центробежные силы действуют по всему цепному контуру. Результирующее их влияние определяется совместным, противоположно направленным воздействием со стороны ветвей и дуг обхвата. Рассмотренные примеры расчета показывают, что характер действия центробежных сил на зубья звездочек неоднозначен. Разгрузка зубьев с увеличением скорости наиболее интенсивна при входе наружных и выходе из зацепления внутренних звеньев и зависит от числа зубьев. Среднее значение N при входе и выходе шарниров из зацепления уменьшается с увеличением скорости цепи, что свидетельствует о разгрузке зубьев звездочек центробежными силами.

До настоящего времени принято считать, что центробежные силы непосредственно на звездочки и их опоры (валы) не переда-

ются. Однако, как показывают результаты расчетов, выполненных в работе, натяжение провисающей ветви не описывается зависимостью $S = S_0 + S_n$ и зубья звездочек имеют в среднем тенденцию к разгрузке при работе передачи. Эти обстоятельства свидетельствуют о неуравновешенности центробежных сил в цепном контуре и их влиянии на нагруженность валов передачи.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили достоверность теоретических положений и выводов работы.

В четвертой главе разрабатывается метод прогнозирования долговечности роликовых (втулочных) цепей и метод расчета цепной передачи на надежность по критерию износостойкости шарниров. В основу предлагаемого метода прогнозирования принимается зависимость (2).

Так как количественная оценка износа цепи — увеличение среднего шага, то соответствующей характеристикой процесса изнашивания является средний критерий износа шарнира за один прогон по контуру

$$K = \frac{S_d}{2} \left(\frac{\alpha_1^k + 1}{Z_1} + \frac{\alpha_2^k + 1}{Z_2} \right) \frac{S_0 + S_n}{A^k}, \quad (7)$$

где S_0 и S_n — натяжение, соответственно, ведущей и холостой ветви; α_1 , α_2 — коэффициенты передачи, формулы для определения которых приведены в работе; Z_1 , Z_2 — числа зубьев звездочек.

Отклонение среднего шага цепи ΔP от номинального значения к концу периода t работы передачи

$$\Delta P = \zeta K \frac{t V}{w P} + \Delta P_{np} + \Delta P_n, \quad (8)$$

где ΔP_{np} — увеличение среднего шага цепи за период приработки; ΔP_n — первоначальное отклонение среднего шага от номинального; ζ — коэффициент износостойкости; w — число звеньев цепи.

Максимальное значение коэффициента износостойкости можно определить по данным предельных состояний цепей, регламентированных в приложении I ГОСТ 13568-75. Согласно выражению (8)

$$\zeta_{max} = \frac{\Delta L_{np} w_r P}{w_{отр} K_r t_r V_r}, \quad (9)$$

где ΔL_{np} — предельное увеличение длины отрезка цепи (табл. I приложения I ГОСТ 13568-75), содержащего $w_{отр}$ звеньев (табл. I4 ГОСТ 13568-75); K_r — критерий износа, определяемый зависимос-

тью (7) для параметров стендовых испытаний приложения I ГОСТ 13568-75; w_r ; t_r ; v_r - параметры и режимы испытаний, указанные в приложении I ГОСТ 13568-75.

Из условия сохранения работоспособного состояния по критерию износостойкости шарниров $\Delta P \leq [\Delta P]$ ($[\Delta P]$ - допускаемое предельное увеличение среднего шага цепи) решение уравнения (8) относительно t позволяет определить гарантированную (минимальную) величину срока службы цепи $t_{\min}$

$$t_{\min} = \frac{([\Delta P] - \Delta P_{\text{пр}} - \Delta P_{\text{нmax}}) w_r}{\sum_{\text{max}} k v}, \quad (\text{IO})$$

где $\Delta P_{\text{нmax}}$ - максимальное первоначальное отклонение среднего шага от номинального, определяемое табл. I3 ГОСТ 13568-75.

При отсутствии коррозионной среды безотказность работы цепной передачи оценивается, как правило, одним из критериев: износостойкостью шарниров или усталостной прочностью элементов цепи (расчет по второму критерию в работе не рассматривается). В некоторых, ранее указанных случаях, критерием потери работоспособности является предельное провисание холостой ветви.

Таким образом, основной показатель безотказности для оценки надежности цепной передачи в целом - вероятность безотказной работы $P(t)$, укрупненно (пренебрегая вероятностью отказа по другим, достаточно редко имеющим место причинам) можно определить зависимость

$$P(t) = \{P_u(t); P_y(t); P_{\text{нр}}(t)\}, \quad (\text{II})$$

где $P_u(t)$ - вероятность безотказной работы по критерию износостойкости шарниров; $P_y(t)$ - по критерию усталостной прочности элементов цепи; $P_{\text{нр}}(t)$ - по критерию предельного провисания холостой ветви.

Выбор соответствующего критерия работоспособности в каждом случае определяется условиями эксплуатации и рабочими параметрами цепной передачи. При этом расчетные зависимости должны учитывать взаимное влияние критериальных факторов.

$P_u(t)$ определяется вероятностью того, что увеличение среднего шага цепи при заданном t не будет выходить за предельно допустимое его значение

$$P_u(t) = \int_{-\infty}^{[\Delta P]} f(\Delta P) d(\Delta P); \quad f(\Delta P) = \frac{1}{G_{\Delta P} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta P - \bar{\Delta P})^2}{2 G_{\Delta P}^2}}.$$

По квантили X_p нормального распределения

$$X_p = \frac{[\Delta P] - \bar{\Delta P}}{\sigma_{\Delta P}}, \quad (12)$$

используя табулированные значения функции Лапласа, определяется $P_{\Delta}(t)$ (методика вычисления среднего квадратического отклонения $\sigma_{\Delta P}$ приведена в работе).

В пятой главе разрабатывается метод расчета цепной передачи на надежность по критерию предельного провисания холостой ветви.

Вероятность безотказной работы по этому критерию $P_{np}(t)$ определяется вероятностью того, что коэффициент провисания при заданном времени работы t не будет выходить за предельно допустимое его значение $[k_f]$. Однако закон распределения k_f в зависимости от рассеяния 16 случайных влияющих величин (L_n — длины цепи; D_1, D_2 — диаметров делительных окружностей звездочек; α_1, α_2 — размеров, определяющих взаимное расположение звездочек; $\delta_{b_1}, \delta_{b_2}, \delta_{b_1}, \delta_{b_2}$ — биений валов и зубчатых венцов; $\mu_1, \mu_2, \epsilon_1, \epsilon_2$ — угловых величин, определяющих ориентацию эксцентриситетов в плоскости передачи; $\Delta P_{np}; \Delta P_k; \Delta L$) неизвестен, поэтому решение по определению вероятности безотказной работы отыскивается в графо-аналитическом виде. $P_{np}(t)$ равна величине интегральной функции распределения $F(k_f)$ с абсциссой, равной предельно допускаемому значению $[k_f]$, определяемому условием (3), $P_{np}(t) = F([k_f])$. При этом вероятность безотказной работы с увеличением времени эксплуатации уменьшается (рис. I). То есть, если $t_1 < t_2 < t_3$, то $P_{np}(t_1) > P_{np}(t_2) > P_{np}(t_3)$.

Таким образом, используя вероятностный подход при комплексном учете указанной совокупности факторов, можно оценить надежность цепной передачи на этапе проектирования. Значение $P_{np}(t)$ при заданном сроке службы передачи является критерием соответствия назначенных параметров.

В связи со значительным объемом вычислений, проведение вероятностного анализа и оценка показателей надежности предполагает обязательное использование ЭВМ и стандартных подпрограмм для генерирования "псевдослучайных" чисел различных законов распределения. (В работе приводится также приближенный упрощенный вариант расчета на надежность на основе аппроксимации закона рассеяния значений k_f распределением Вейбулла, сведенный к калькуляторным вычислениям.)

Одной из цепных передач, используемых в настоящее время

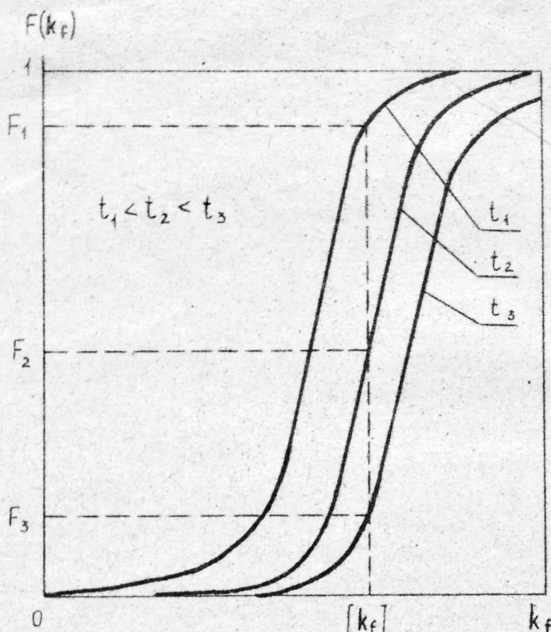


Рис. I

(выпускается в массовом производстве с программой 220 тыс. в год), для которой критерием потери работоспособности является превышение предельного провисания, оказывается моторная цепная передача мотоцикла. По параметрам, указанным в технической документации завода-изготовителя, для различных этапов эксплуатации мотоцикла построены функции рассеяния коэффициента провисания (рис.2) и определена вероятность безотказной работы. Результаты показывают следующее: 0,25 % мотоциклов выходят с конвейера с цепной передачей, не отвечающей эксплуатационным требованиям; после 10...30 часов работы, что соответствует времени приработки цепи, таких мотоциклов - 2,5 %; не выдерживают пробег в 10 тыс. км - 11 %; после пробега 40 тыс. км лишь у 3,5 % цепная передача работоспособна.

В работе проведен анализ влияния различных параметров на рассеяние k_f , установлены доминирующие факторы и разработаны

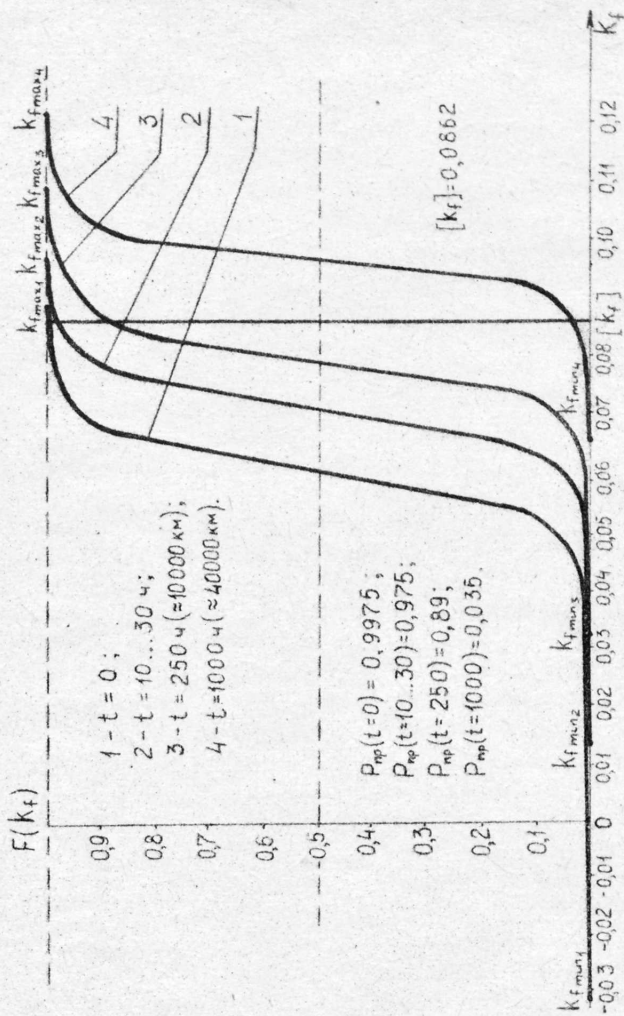


Рис. 2

рекомендации по повышению надежности и долговечности передачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные общие результаты.

Разработаны.

1. Метод расчета цепных передач на надежность:
 - а) по критерию износостойкости шарниров;
 - б) по критерию предельного провисания холостой ветви.
2. Методика проведения вероятностного анализа влияния различных факторов на рассеяние значений коэффициента провисания.
3. Методика, позволяющая выполнять проектирование цепных передач с требуемыми показателями надежности в режиме диалога с ЭВМ.
4. Метод прогнозирования срока службы цепей по критерию износостойкости шарниров.
5. Новый метод определения коэффициента трения (сопротивления), позволяющий производить сравнительную оценку качества изготовления цепей.
6. Рекомендации по повышению надежности и ресурса моторной цепной передачи мотоцикла.

Научные результаты по отдельным вопросам.

1. Получены зависимости для определения провеса и натяжения холостой ветви цепной передачи с учетом трения в шарнирах, податливости цепи, действия центробежных и гравитационных нагрузок.
2. Уточнены формулы определения нагрузок на зубья звездочек и звенья цепи в зацеплении.
3. Установлена зависимость между взаимным расположением звездочек и размерами элементов передачи с учетом биений валов и зубчатых венцов, податливости и износа цепи в процессе эксплуатации передачи.
4. Получена зависимость, определяющая габаритные размеры картера или других защитных устройств.
5. Установлено, что функция распределения коэффициента провисания для моторной цепной передачи мотоцикла аппроксимируется кривой Вейбулла с уровнем значимости $\alpha = 0,99$.
6. Разработан приближенный упрощенный вариант расчета цепных передач на надежность по критерию предельного провисания.

7. Экспериментально доказана неуравновешенность центробежных нагрузок в цепном контуре.

8. Проведена сравнительная оценка качества изготовления цепей отечественного производства и зарубежных фирм.

9. Проведенные испытания цепей на продольную податливость выявили существенное отличие деформационных характеристик для двухрядных цепей по сравнению с однорядными.

10. Машинный эксперимент по определению показателей надежности моторной цепной передачи мотоцикла позволил оценить вероятность безотказной работы на различных этапах ее эксплуатации.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Воробьев А.Н., Рябов Г.К. Исследование и расчет натяжения и провиса ветвей цепной передачи с учетом сил трения в шарнирах // Механические передачи. - Ижевск, 1974. - С.29-34.

2. Воробьев А.Н. Экспериментальное исследование действия центробежных нагрузок на опоры цепной передачи // Динамика, прочность и долговечность деталей машин. - Ижевск, 1976. - С. 148-153.

3. Воробьев А.Н. Новый метод определения коэффициента трения в цепных передачах // Механические передачи. - Ижевск, 1977. - С.115-119.

4. Рябов Г.К., Воробьев А.Н. К вопросу обеспечения стойкости роликов и втулок приводных роликовых цепей: Тез. докл. VI научно-техн. конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. - Одесса, 1980. - С.38.

5. Воробьев А.Н., Рябов Г.К. Исследование влияния центробежных нагрузок на работоспособность цепной передачи: Тез. докл. VI научно-техн. конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. - Одесса, 1980. - С.334-336.

6. Воробьев А.Н., Шкляев С.С. Анализ влияния формы провисающей ветви цепной передачи на натяжение от центробежных сил инерции // Цепные передачи и приводы. - Краснодар, 1980. - С. 23-28.

7. Рябов Г.К., Воробьев А.Н. О повышении износостойкости зубьев звездочек цепных передач: Тез. докл. VI научно-техн. конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. - Одесса, 1980. - С.336-338.

8. Воробьев А.Н., Рябов Г.К. Анализ влияния центробежных

нагрузок на износ цепей и зубьев звездочек цепных передач: Тез. докл. II респ. конф. - Ижевск, 1981. - С.59-60.

9. Воробьев А.Н., Рябов Г.К. Исследование работоспособности моторной цепной передачи дорожных мотоциклов: Тез. докл. II респ. конф. - Ижевск, 1981. - С.58-59.

10. Воробьев А.Н., Шкляев С.С. Исследование геометрии упругодеформированной провисающей ветви цепи // Динамика и прочность механических систем. - Пермь, 1983. - С.33-36.

11. Воробьев А.Н. Влияние центробежных сил инерции на нагруженность зубьев звездочек цепной передачи // Цепные передачи и приводы. - Краснодар, 1984. - С.37-45.

12. Воробьев А.Н., Решетов Д.Н. Повышение надежности и срока службы цепных передач с нерегулируемым межосевым расстоянием // Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - №7. - С.32-36.

А.В. Воробьев



А-46349

Подписано к печати 12.07.88, Объем 1,0 п.л. Тираж 100 экз.

Заказ 788 . Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана