

М 315888

В депо

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское

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

На правах рукописи

НЕСТЕРОВ Александр Ростиславович

ИССЛЕДОВАНИЕ МУФТЫ С РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИМ
УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ

(специальность 05.02.02 - Машиностроение
и детали машин)

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

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

НЕСТЕРОВ Александр Ростиславович

ИССЛЕДОВАНИЕ МУФТЫ С РЕЗИНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИМ
УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ

(специальность 05.02.02 - Машинноеведение
и детали машин)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1315888

Нестеров А.Р. Исследование

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель: заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, д.т.н., профессор РЕШЕТОВ Д.Н.

Официальные оппоненты:

д.т.н., профессор ИСАЕВ Е.Г.,
к.т.н., ст.н.с. КОТЕЛЬНИКОВ Б.Н.

Ведущая организация - ВНИИМаш

Автореферат разослан "23" января 1977г.

Защита диссертации состоится "21" марта 1977г.
на заседании Ученого Совета "Машиностроение" Московского
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени Высшего
технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу:

107005 Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба
выслать по указанному адресу.

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

Ученый секретарь Совета
к.т.н., ст.н.с. ПОПОВ П.К.

Л 79344 от 21.1.77. Тип. МВТУ. Зак. 257 Объем 1п.л.
Тир. 100 экз.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
Библиотека

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь. Упруго-компенсирующие муфты являются важными узлами машин, существенно повышающими их надежность и долговечность. Муфты этого типа снижают вредные динамические нагрузки в приводе и компенсируют взаимные смещения соединяемых валов. Среди муфт с резиновыми упругими элементами перспективны муфты, у которых крепление резины к металлу осуществлено методом привулканизации. Широкому внедрению в промышленность муфт с привулканизированными резиновыми упругими элементами препятствует отсутствие сведений о компенсирующих и упругих свойствах, ресурсе муфт при взаимном смещении валов, о тепловом режиме муфт, об оптимальных марках резин для изготовления упругих элементов. По прочности привулканизации технических резин к металлам как при статическом, так и при циклическом нагружении, в литературе приведены данные, имеющие значительные расхождения. Настоящая работа посвящена исследованию муфт с резино-металлическим упругим элементом, у которого резиновая часть имеет форму диска с конусными торцами.

Ц е л ь р а б о т ы. Исследование нагрузочной способности муфт с упругими элементами из резин различных марок, выбор марки резины и технологии привулканизации, исследование компенсирующих свойств и ресурса муфт при радиальных, угловых и комбинированных смещениях соединяемых валов, ресурса муфт при переменных угловых и радиальных смещениях валов, тепловой нагруженности муфты, передающей циклический крутящий момент. Разработка методик определения допускаемых смещений соединяемых валов, расчета температурных полей в резиновой части упругого элемента муфты, нагруженной циклическим крутящим моментом, выбора допускаемой циклической нагрузки, определения нагрузок на валы, создаваемых при их неточном расположении.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. Исследования прочности муфт при нагружении статическим крутящим моментом проведены экспериментально. Определение нагрузок на валы при их неточном расположении основано на теоретическом исследовании напряженного состояния резиновой части упругого элемента при угловом и радиальном смещениях валов. Все теоретически полученные зависимости проверены экспериментально.

Исследования ресурса муфт при различных смещениях валов проведены экспериментально на специально изготовленных машинах. Результаты экспериментов статистически обработаны. Теоретически исследовано напряженное состояние резиновой части упругого элемента при комбинированном смещении валов. Исследование тепловой нагруженности муфты при передаче циклического крутящего момента состояло в теоретическом и экспериментальном определении температурных полей в резиновой части упругого элемента.

Научная новизна. В работе впервые получены расчетные формулы, позволяющие определить переменные эквивалентные напряжения в резиновой части при различных смещениях валов, уравнения кривых выносливости для этих смещений, уравнения кривых выносливости для переменных радиальных и угловых смещений, впервые исследован процесс образования и роста трещин в резиновой части упругого элемента, впервые разработаны методики определения температурных полей в резиновой части при нагружении муфты циклическим крутящим моментом и определения допускаемых параметров такого нагружения.

Практическая ценность. Разработан размерный ряд муфт усовершенствованной конструкции с указанием допускаемых угловых и радиальных смещений валов для каждого размера. Предложенные методики позволяют проводить как проверочные так и проектные расчеты муфт, что делает возможным обоснованный выбор муфты для конкретных условий работы привода.

Апробация работы. Работа рассмотрена на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана и рекомендована к защите.

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано пять работ.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, приложений и списка использованной литературы, включающего 80 наименований. Работа изложена на 129 листах машинописного текста, содержит 73 рисунка и 14 таблиц. Общий объем 189 листов.

В первой главе рассмотрены свойства резины как конструкционного материала. Резины являются эластомерами, т.е. полимерными материалами, способными испытывать большие упругие деформации. Это свойство обусловлено молекулярным строением каучука, составляющего основу резины. Резины, состоящие только из кау-

чука и вулканизирующего агента имеют низкую прочность и в машиностроении не применяются. Для улучшения механических свойств резины к невулканизованному каучуку добавляют специальные ингредиенты, среди которых большую группу составляют наполнители. Механические характеристики резины сильно зависят от ее температуры. Например, коэффициент относительного рассеивания энергии при циклическом сжатии образца из резины твердостью 55 единиц по ТМ-2 при -30°C равен нулю, при -20°C достигает максимума (60%), при $+80^{\circ}\text{C}$ равен 9%. Диапазоны рабочих температур для резин на основе различных каучуков различны, однако, для большинства резин допускается температура окружающей среды $-40^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$, для силиконового каучука $-60^{\circ}\text{C} \dots +180^{\circ}\text{C}$. Прочность крепления резины к металлу методом привулканизации также сильно зависит от температуры. Повышение температуры ускоряет процессы релаксации, старения, снижает усталостную прочность. Температура статически нагруженной резиновой детали зависит от температур окружающей среды и сопряженных деталей и граничных условий теплообмена. При циклических нагрузках необходимо учитывать разогрев самой резины за счет внутреннего трения. Поведение резины при статическом нагружении определяется ее упруго-релаксационными свойствами, характерными для рассматриваемого вида нагружения и диапазона температур. В отличие от металлов у резин равновесное деформированное состояние устанавливается по истечении некоторого времени с момента приложения силы. Значения равновесного модуля упругости E_{∞} можно использовать в расчетах, строго говоря, в тех случаях, когда скорость деформации резины меньше скорости протекания релаксационных процессов, т.е. при статической нагрузке. При динамических нагрузках фактический модуль упругости возрастает. В этом случае целесообразно применение простой формулы, предложенной Х.Дунктайном (например, для детали, работающей на сдвиг) $\tau = \gamma G \frac{C_{\text{ам}}}{C_{\text{стат}}}$, где τ - касательное напряжение, G - модуль упругости второго рода, γ - угол сдвига, $\frac{C_{\text{ам}}}{C_{\text{стат}}}$ определяется в зависимости от твердости резины. Можно применять комплексный модуль упругости, позволяющий учитывать гистерезисные свойства резины. Влияние активных наполнителей на прочность резин при циклических нагрузках значительно меньше, чем при статических.

Ресурс резиновой детали при циклическом нагружении сильно зависит от вида каучука, температуры резины, вида напряженного состояния и режима нагружения. В настоящее время нет единого мнения о существовании предела выносливости у резин. А.И.Дукомская, Г.М.Израелит и др. допускают возможность существования предела выносливости, но указывают на трудность его определения из-за длительности испытаний и действия немеханических факторов, приводящих к старению резины.

Величины допускаемых напряжений для резин, рекомендуемые в литературе, весьма различны. При статическом сдвиге, например, для резины с твердостью 50 ед. по ТМ-2 В.Н.Потураев рекомендует принимать $[\tau] = 0,25 \frac{\text{МН}}{\text{М}^2}$, В.Пампель рекомендует принимать $[\tau] = 1,5 \frac{\text{МН}}{\text{М}^2}$.

Во второй главе приведены описание конструкции муфты, результаты исследования прочности упругого элемента при нагружении статическим крутящим моментом, напряженного состояния в резиновой части упругого элемента, рекомендованная для практического использования марка резины и допускаемые касательные напряжения для этой резины при статической нагрузке муфты.

Исследуемая муфта состоит из двух полумуфт и резино-металлического упругого элемента, соединенного с подмуфтами винтами. Упругий элемент состоит из резинового диска с коническими торцами, к которым привулканизированы стальные диски, имеющие конические торцы со стороны, обращенной внутрь упругого элемента. Стальные диски расположены так, что вершины конических поверхностей лежат в одной точке на оси муфты. Благодаря такой конструкции, касательные напряжения, возникающие в резиновой части упругого элемента при нагружении муфты крутящим моментом, постоянны по всему объему (имеет место равномерное напряженное состояние). Работа резиновой части упругого элемента на кручение при равномерном напряженном состоянии обеспечивает максимальную энергоемкость муфты.

Касательные напряжения в резиновой части упругого элемента, в предположении линейной зависимости напряжений от деформаций, определены в виде $\tau = \frac{12 M_k}{\pi (D^3 - d^3)}$, где D — наружный диаметр упругого элемента, d — диаметр внутреннего отверстия. Формула дает результаты, хорошо совпадающие с экспериментом, однако, следует отметить, что напряженное состояние в резиновой части упругого элемента при больших деформациях

весьма сложно в связи с появлением нормальных напряжений в поперечном сечении. Несмотря на это, при расчете резиновой детали, работающей на сдвиг, можно пользоваться законом Гука

$\tau = \gamma G$ до значений $\gamma = 35^\circ$ (по данным Дукштайна). Привулканизация торцев резиновой части к стальным дискам не приводит к значительному ужесточению резины при сдвиге. Исследованы упругие элементы с наружным диаметром 150 мм и центральным отверстием 60 мм. Марки резин: I2-97 ИРП, 5I-I450 и ИРП I3-52 СКН (твёрдость: 74, 60 и 55 единиц по ТМ-2 соответственно). Проведены три вида статических испытаний: снятие жесткостных характеристик при нагружении крутящим моментом в четыре раза превышающим номинальный; определение предельных нагрузок, зависящих от прочности упругого элемента; испытание упругого элемента на длительную прочность при нагружении крутящим моментом в 2,5 раза превышающим номинальный. На рис. I приведены осредненные характеристики упругих элементов (по 4 образца из каждой партии). Для дальнейшего исследования и практического применения выбраны упругие элементы с резиновой частью из резины ИРП I3-52 СКН, имеющие высокую крутильную податливость. Разрушение этих упругих элементов происходило при нагружении статическим крутящим моментом равным 1,45 кН·м, касательные напряжения в резине составляли $1,7 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}$. Допускаемое касательное напряжение в резиновой части упругого элемента (для указанной марки резины) рекомендуем принимать $[\tau] = 0,3 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}$.

Упругие элементы указанного размера обеспечивают передачу номинального крутящего момента 0,25 кН·м с трехкратными пиковыми или длительными перегрузками. Коэффициент запаса по пределу прочности при номинальной нагрузке 5,6, при перегрузке I,9.

В третьей главе приведены результаты теоретического и экспериментального исследований температурных полей в резиновой части упругого элемента муфты, нагруженной циклическим крутящим моментом, и рекомендации по выбору допускаемых параметров циклической нагрузки, пример расчета температурных полей.

На рис. 2 показаны муфта и расчетная тепловая модель. У тепловой модели резиновая часть упругого элемента представлена в виде цилиндрического с плоскими торцами тепловыделяющего элемента. В связи с тем, что при нагружении крутящим моментом в резиновой части упругого элемента касательные напряжения

распределены равномерно, при передаче циклического крутящего момента в резине возникают равномерно распределенные источники тепла равной интенсивности. Так как модель является только тепловой моделью, сохранено условие равномерного распределения источников тепла по всему объему тепловыделяющего элемента. Изменение толщины резиновой части, происходящее вследствие конической формы торцев, учтено введением в расчет нескольких тепловыделяющих элементов, толщины которых равны толщине резиновой части с коническими торцами при рассматриваемых значениях радиуса. Ступенчатые полумуфты заменены у модели цилиндрами приведенной длины и постоянного радиуса. Изменение температуры в резиновой части рассматривается в радиальном и осевом направлениях. Внутреннее трение в резине зависит от многих факторов, влияние которых по отдельности в настоящее время нельзя учесть в расчете. Поэтому была использована экспериментальная характеристика внутреннего трения — коэффициент относительного рассеивания энергии Ψ , равный отношению работы, рассеянной за цикл нагружения (площадь петли гистерезиса), к упругой энергии, соответствующей амплитудным деформациям.

Удельное теплообразование в резине в единицу времени
$$W = 4,967 \cdot 10^2 \Psi n \frac{\tau^2}{G} \frac{\partial \epsilon}{\partial t},$$
 где n — частота нагружения с^{-1} , τ — амплитуда переменного касательного напряжения $\frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$, G — модуль упругости второго рода $\frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$. Коэффициенты теплоотдачи цилиндрической поверхности тепловыделяющего элемента α_1 , цилиндрической поверхности полумуфт α_2 (приведенный), торцевых поверхностей α_3 (приведенный) принимаем постоянными для каждой из поверхностей при стационарном режиме циклического нагружения. Муфта симметрична относительно вертикальной плоскости, проходящей через середину, следовательно, можно ограничиться рассмотрением правой половины модели. Таким образом, рассматривается двухслойная осесимметричная система со следующими граничными условиями. Осевое направление: при $z = 0$ тепловой поток равен нулю, на границе резины и металла ($z = l$) имеет место идеальный тепловой контакт, на правом торце ($z = L$) имеет место равенство тепловых потоков, подводимого за счет теплопроводности металла и отводимого в окружающую среду. Радиальное направление: на оси вращения ($r = 0$) тепловой поток равен нулю, на наружной цилиндрической поверхности имеет место равенство тепловых потоков, подводимых за счет

теплопроводности резины и теплопроводности металла и тепловых потоков, отводимых в окружающую среду.

Система дифференциальных уравнений теплопроводности в цилиндрических координатах для рассматриваемой двумерной задачи имеет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} + \frac{W}{\lambda_1} = 0, \\ \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} = 0 \end{cases} \quad (I)$$

Граничные условия:

$$z=0, \quad \frac{\partial T_1}{\partial z} = 0;$$

$$z=l, \quad T_1 = T_2, \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z}; \quad z=L, \quad -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = \alpha_2 (T_2 - T_c)$$

$$r=0, \quad \frac{\partial T_1}{\partial r} = \frac{\partial T_2}{\partial r} = 0; \quad (2)$$

$$r=R, \quad -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha_1 (T_1 - T_c), \quad -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha_2 (T_2 - T_c),$$

где $T_1 = T_1(r, z)$ - температура резины, $T_2 = T_2(r, z)$ - температура металла, $T_c = \text{const}$ - температура окружающей среды, λ_1 и λ_2 - коэффициенты теплопроводности резины и металла.

Произведем замену переменных безразмерными комплексами:

$$\theta_1 = \frac{T_1 - T_c}{T_c}, \quad \theta_2 = \frac{T_2 - T_c}{T_c}, \quad x = \frac{r}{R}, \quad y = \frac{z}{R}.$$

Уравнения (I) принимают вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial y^2} + \frac{1}{y} \frac{\partial \theta_1}{\partial y} + \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} + Q = 0, \\ \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial y^2} + \frac{1}{y} \frac{\partial \theta_2}{\partial y} + \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{где } Q = \frac{W R^2}{\lambda_1 T_c}.$$

Граничные условия принимают вид:

$$x=0, \quad \frac{\partial \theta_1}{\partial x} = 0; \quad x = \frac{l}{R} = X_1, \quad \theta_1 = \theta_2, \quad \lambda_1 \frac{\partial \theta_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial \theta_2}{\partial x};$$

$$x = \frac{L}{R} = X, \quad \frac{\partial \theta_2}{\partial x} = -Bi_2 \theta_2;$$

$$y=0, \quad \frac{\partial \theta_1}{\partial y} = \frac{\partial \theta_2}{\partial y} = 0;$$

$$y=1, \quad \frac{\partial \theta_1}{\partial y} + Bi_1 \theta_1 = 0, \quad \frac{\partial \theta_2}{\partial y} + Bi_2 \theta_2 = 0, \quad (4)$$

где $B_{i1} = \frac{\alpha_1 R}{\lambda_1}$, $B_{i2} = \frac{\alpha_2 R}{\lambda_2}$, $B_{i3} = \frac{\alpha_3 R}{\lambda_2}$ - критерии Био.

Система уравнений (3) решается вариационным методом Л.В.Канторовича, позволяющим ограничиться малым числом координатных членов. Для тепловыделяющего слоя решение ищем в классе функций, удовлетворяющих граничным условиям (4)

$$\Theta_1(x, y) = \sum_{i=1}^N \varphi_i(y) \cdot f_i(x), \quad (5)$$

где $\varphi_i(y)$ - выбранная полная система функций,

$f_i(x)$ - минимизирующая функция, определяемая из условия минимума соответствующего функционала.

Первый член координационной системы ищем в виде решения уравнения
$$\frac{d^2 \varphi_i(y)}{dy^2} + \frac{1}{y} \frac{d \varphi_i(y)}{dy} + Q(x, y) = 0 \quad (6)$$

при граничных условиях, соответствующих $y = 0$, $y = 1$.

Полная система функций

$$\varphi_i(y) = \left[\frac{1}{B_{i1}} \Phi(x) + \int_0^1 \Phi(y') dy' \right]^i, \quad (7)$$

где $\Phi(y) = \int_0^1 Q(x, y') y' dy'$ - вспомогательная функция.

Решение первого уравнения системы (3) ищем в виде

$$\Theta_1(x, y) = \sum_{i=1}^N f_i(x) \left[\frac{1}{B_{i1}} \Phi(x) + \int_0^1 \Phi(y') dy' \right]^i. \quad (8)$$

Для определения неизвестных функций $f_i(x)$ уравнение (8) подставляем в подлежащий минимизации функционал

$$I = \int_0^1 \int_0^1 \left[\left(\frac{\partial \Theta_1}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Theta_1}{\partial x} \right)^2 - 2 \Theta_1 Q(x, y) \right] y dy dx, \quad (9)$$

$$I = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \int_0^1 \left(a_{ij} \frac{df_i(x)}{dx} \cdot \frac{df_j(x)}{dx} + b_{ij} f_i(x) f_j(x) - 2 c_i f_i(x) \right) dx,$$

где $a_{ij} = \int_0^1 \varphi_i(y) \varphi_j(y) y dy$;

$$b_{ij} = \int_0^1 \frac{d \varphi_i(y)}{dy} \cdot \frac{d \varphi_j(y)}{dy} \cdot y dy; \quad (10)$$

$$c_i = \int_0^1 Q(x, y) \varphi_i(y) y dy.$$

Функции $f_i(x)$, дающие минимум функционалу I , определяются

из системы уравнений Эйлера
$$\frac{d}{dx} \frac{\partial F}{\partial f_i'} - \frac{\partial F}{\partial f_i} = 0, \quad (11)$$

где F - подинтегральная функция в (9),

$$f_i' = \frac{df_i}{dx}, \quad i = 1, 2, 3 \dots N.$$

Раскрывая (11), получаем систему уравнений для определе-

ния функций $f_i(x)$:

$$\sum_{j=1}^N (a_{ij} \frac{d^2 f_j}{dx^2} - b_{ij} f_j) = -c_i, \quad (I2)$$

или:

$$a_{11} \frac{d^2 f_1}{dx^2} + a_{12} \frac{d^2 f_2}{dx^2} + a_{13} \frac{d^2 f_3}{dx^2} + \dots - b_{11} f_1 - b_{12} f_2 - b_{13} f_3 = -c_1; \quad (I3)$$

$$a_{21} \frac{d^2 f_1}{dx^2} + a_{22} \frac{d^2 f_2}{dx^2} + a_{23} \frac{d^2 f_3}{dx^2} + \dots - b_{21} f_1 - b_{22} f_2 - b_{23} f_3 = -c_2; \text{ и т.д.}$$

Произвольные постоянные при решении системы уравнений (I3) находятся из граничных условий. Так как источники тепла распределены в тепловыделяющем слое равномерно, можно принять $Q(x, y) = \text{const} = Q_0$.

В первом приближении для тепловыделяющего слоя система (I3) представлена одним уравнением

$$a_{11} \frac{d^2 f_1(x)}{dx^2} - b_{11} f_1(x) = -c_1.$$

Решение ищем в виде:

$$f_1(x) = \frac{c_1}{b_{11}} + A_1 \operatorname{sh}(\sqrt{\frac{b_{11}}{a_{11}}} x) + A_2 \operatorname{ch}(\sqrt{\frac{b_{11}}{a_{11}}} x). \quad (I4)$$

Окончательно

$$\theta_1(x, y) = f_1(x) \left[1 + \frac{b_{11}}{2} (1 - y^2) \right] \frac{a_0}{2 b_{11}}. \quad (I5)$$

Постоянные A_1 и A_2 определяются из условия стыковки со вторым слоем и граничного условия при $x = 0$.

Во втором приближении для тепловыделяющего слоя выражение (5) принимает вид: $\theta_1(x, y) = f_1(x) \varphi_1(y) + f_2(x) \varphi_2(y)$. (I6)

Система уравнений (I2) представлена двумя дифференциальными уравнениями, из которых находим неизвестные функции $f_1(x)$ и $f_2(x)$:

$$\begin{cases} a_{11} \frac{d^2 f_1(x)}{dx^2} + a_{12} \frac{d^2 f_2(x)}{dx^2} - b_{11} f_1(x) - b_{12} f_2(x) = -c_1; \\ a_{12} \frac{d^2 f_1(x)}{dx^2} + a_{22} \frac{d^2 f_2(x)}{dx^2} - b_{12} f_1(x) - b_{22} f_2(x) = -c_2. \end{cases} \quad (I7)$$

Решение системы с постоянными коэффициентами проводим операторным методом. Применяя преобразование Лапласа и переходя к изображениям функций $\hat{f}_1$ и $\hat{f}_2$, запишем систему (I7) в виде двух алгебраических уравнений

$$(a_{11} S^2 - b_{11}) \hat{f}_1 + (a_{12} S^2 - b_{12}) \hat{f}_2 = -\frac{c_1}{S} + a_{11}(SA_1 + A_2) + a_{12}(SA_1 + A_2) \quad (I8)$$

$$(a_{12} S^2 - b_{12}) \hat{f}_1 + (a_{22} S^2 - b_{22}) \hat{f}_2 = -\frac{c_2}{S} + a_{12}(SA_1 + A_2) + a_{22}(SA_1 + A_2),$$

где S - оператор дифференцирования.

С помощью определителей системы (18) Δ , Δ_1 и Δ_2 находим

$$\hat{f}_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{\tau_1(s)}{\tau(s)}, \quad \hat{f}_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{\tau_2(s)}{\tau(s)}$$

где $\tau(s)$, $\tau_1(s)$ и $\tau_2(s)$ — многочлены от s . Поскольку степень многочлена $\tau(s)$ и многочлена $\tau_2(s)$ ниже степени многочлена $\tau(s)$, для перехода от изображения функции к ее оригиналу можно воспользоваться теоремой разложения Хевисайда применительно к преобразованию Лапласа.

$$f_1(x) = \sum_v \frac{\tau_1(s_v)}{\left(\frac{d\tau}{ds}\right)_{s=s_v}} \cdot e^{s_v x} ; \quad f_2(x) = \sum_v \frac{\tau_2(s_v)}{\left(\frac{d\tau}{ds}\right)_{s=s_v}} \cdot e^{s_v x}, \quad (19)$$

где s_v — корни характеристического уравнения $\tau(s_v) = 0$. Постоянные интегрирования определяются из граничных условий, для чего необходимо найти решение второго уравнения системы (3). Решение аналогично приведенному.

Экспериментальное определение температурных полей в резиновой части упругого элемента проведено на специальном стенде одновременно с измерением коэффициента относительного рассеивания энергии. Наибольшая температура при нагружении муфты циклическим крутящим моментом устанавливается в среднем поперечном сечении резиновой части упругого элемента на расстоянии 0,75 радиуса от оси. Результаты расчетного определения температурных полей в резиновой части во втором приближении хорошо согласуются с экспериментом, однако значение наибольшей температуры уже в первом приближении получено достаточно близкое.

Выбор допускаемых параметров циклического нагружения муфты целесообразно проводить по условию не превышения допускаемой температуры для резины в области наибольшего нагрева.

В четвертой главе приведены результаты экспериментального и теоретического исследования компенсирующих свойств муфты.

Для проведения ресурсных испытаний были спроектированы и изготовлены специальные стенды, позволяющие создавать взаимные смещения соединяемых валов и нагружать муфту постоянным и переменным крутящим моментом. Проведены два вида ресурсных испытаний: при постоянных во времени радиальных, угловых и комбинированных смещениях и при переменных во времени радиальных и угловых смещениях валов. Критерием выхода муфты из строя принималось полное разрушение упругого элемента. Определение ог-

раниченного предела выносливости проведено методом лентичи при принятом базовом числе циклов нагружения $3 \cdot 10^7$. Испытывались упругие элементы с наружным диаметром 150 мм, нагруженные постоянным крутящим моментом 0,25 кН·м. Всего испытано 150 упругих элементов при частоте вращения 1500 об/мин. Общая длительность испытаний 13800 часов. Результаты испытаний подвергнуты статистической обработке методом линейной корреляции. Принималось, что рассеивание ресурсов муфт по числу циклов нагружения подчиняется логарифмически нормальному закону распределения. По результатам испытаний в координатах: логарифм числа циклов – радиальное смещение – угловое смещение построена поверхность, заданная пятью кривыми выносливости для 50% вероятности неразрушения упругого элемента (рис. 3).

При радиальном смещении валов наибольшие касательные напряжения возникают в резиновой части у внутреннего отверстия

$$\tau_{\max} = \frac{G \Delta}{2 t g \alpha} \frac{1}{r_1},$$

где Δ – радиальное смещение, α, r_1 – см. рис. 2.

При угловом смещении нормальные напряжения в резиновой части постоянны по радиусу

$$\sigma = \frac{E}{2 t g \alpha} \gamma,$$

где γ – угловое смещение валов.

На основании экспериментальных данных получена зависимость, позволяющая определить эквивалентное напряжение в резиновой части при любой комбинации взаимных смещений валов. Рассматривались только циклические напряжения, являющиеся основной причиной усталостного разрушения резиновой части. Основное допущение при определении $\sigma_{экв}$: одинаковым ресурсам упругих элементов при любых комбинациях смещений валов соответствуют одинаковые значения амплитуд эквивалентных напряжений в резиновой части упругого элемента. Наилучшее совпадение с экспериментальными данными дает теория прочности Мора, согласно которой $\sigma_{экв} = \sigma_1 - \nu \sigma_3 = \sigma_1 - \frac{[\sigma_r]}{[\sigma_c]} \sigma_3$, где $[\sigma_r]$ и $[\sigma_c]$ – пределы прочности при растяжении и при сжатии. Наиболее близкое совпадение кривых выносливости в координатах $\lg \sigma_{экв} - \lg N$ получено при $\nu = 0,25$.

На основании исследования процессов появления и роста трещин в резиновой части при различных смещениях валов разработан и испытан муфта усовершенствованной конструкции,

имеющая повышенный ресурс. Исследовано влияние технологических дефектов на ресурс упругого элемента.

В приложении приведены технология привулканизации резиновой части к стальным дискам, разработанная совместно с Загорским филиалом НИИРП, и размерный ряд муфт усовершенствованной конструкции с указанием допускаемых смещений валов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Муфты могут быть успешно применены в приводах со значительными крутильными колебаниями и ударами при взаимном смещении валов в установленных пределах.

2. Для практического применения рекомендована резина ИРП 13-52 СКН. Допускаемые касательные напряжения в резине при передаче номинального крутящего момента $0,3 \frac{MN}{m^2}$. Муфта допускает трехкратные пиковые и длительные перегрузки от номинального крутящего момента.

3. Получены расчетные формулы, позволяющие определить напряжения в резиновой части упругого элемента при любых комбинациях смещений соединяемых валов и нагрузки, создаваемые муфтой на валах при их взаимном смещении.

4. Полученные уравнения кривых выносливости позволяют определить ресурс муфты при любых комбинациях смещений соединяемых валов.

5. При передаче муфтой циклического крутящего момента необходимо проводить расчет тепловой нагруженности муфты по разработанной методике. Для определения максимальной температуры в резине достаточно в первом приближении определить температуру в области, лежащей в средней плоскости резиновой части на расстоянии 0,75 радиуса от оси. Геометрическое подобие муфт разработанного размерного ряда и использование в решении безразмерных комплексов и критериев теплового подобия делает возможным применение полученных зависимостей для всего ряда муфт.

6. При переменных смещениях валов, задаваемых в виде блоков с отношением максимальной величины к минимальной 1,3 при равной длительности ступеней блока, получено примерно трехкратное увеличение ресурсов муфт по сравнению с ресурсами при постоянных смещениях, равных максимальным смещениям блоков.

Результаты диссертации отражены в опубликованных работах:

1. "Машины, приборы, стенды" № 3, каталог, издание МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1972 г., стр. 85. Машина для усталостных испытаний муфт (в соавторстве).

2. Ряховский О.А., Иванов С.С., Нестеров А.Р. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи торообразного резинового упругого элемента муфты. Известия ВУЗов, "Машиностроение", № 6, 1972 г.

3. Нестеров А.Р., Лаговер И.Е. Статическая прочность муфты с привулканизированным резиновым упругим элементом. Известия ВУЗов, "Машиностроение", № II, 1975 г.

4. Решетов Д.Н., Нестеров А.Р., Ряховский О.А. Исследование компенсирующих свойств муфты. Известия ВУЗов, "Машиностроение", № 5, 1976 г.

5. Нестеров А.Р., Ряховский О.А. "Упруго-компенсирующая муфта", решение ВНИИГПЗ о выдаче авторского свидетельства по заявке № 2175805/27/III215/ от 29.9.75.

