

30X

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ЕСИН
Семен Григорьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ И КОМПЕНСИРУЮЩИХ
СВОЙСТВ ЦЕНТРОВЕЖНЫХ СВЯЗЕЙ С РЕЗИНО-
МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРАМИ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин"

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск

1975



Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент М.И.ЗЛОТНИК.

Научный консультант:

кандидат технических наук Г.И.КАЛИГИН.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор В.И.СОКОЛОВСКИЙ,
кандидат технических наук Л.Ф.ГРОСОВ.

Ведущее предприятие -

Свердловский машиностроительный завод им. Калинина.

Автореферат разослан "—" ноября 1975 года.

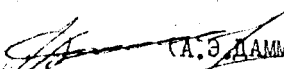
Защита диссертации состоится 22 декабря 1975 года, в 15 часов в аудитории 243 (конференц-зал) на заседании Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

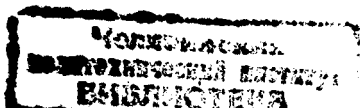
Ваш отзыв (в двух экземплярах, заверенных печатью) на автореферат диссертации просим направить по адресу: 454044, г.Челябинск, проспект им. В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета

кандидат технических наук, доцент

 (А.Э.ДАММЕР)



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие современного машиностроения идет по пути форсирования рабочих процессов, вызывающих усложнение конструкции машин и повышение их чувствительности к различного рода силовым и кинематическим возмущениям. Работа современных машин сопровождается рядом таких нежелательных явлений, как крутильные колебания, монтажная и эксплуатационная несоосности между соединяемыми агрегатами, различные переходные процессы, приводящие к повышению (нередко опасному) динамической нагруженности элементов машин. В связи с этим защита машин от динамической перегрузки в наше время является актуальной проблемой, непосредственно связанной с повышением эффективности, надежности и долговечности их работы. По этой причине уделяется большое внимание разработке новых и надежных средств, позволяющих улучшать динамические характеристики машин.

Важное значение при создании машинных агрегатов принадлежит соединительным муфтам, которые, в зависимости от упругих и демпфирующих свойств связей, могут оказать существенное влияние на динамическую настройку системы. По этой причине в конструкциях современных соединительных муфт и устройств настойчиво добиваются сочетания таких качеств, как возможность обеспечения высокой податливости и энергоемкости, определенных демпфирующих свойств и нелинейного характера изменения этих параметров в функции эксплуатационных режимов.

Исследования и опыт проектирования показывают, что создавать высокоподатливые упругие связи с металлическими и резиновыми упругими элементами необходимой грузоподъемности по существующим схемам не представляется возможным. Необходима разработка принципиально новых методов формирования упругих свойств соединительных муфт.

Определенной новизной и более высокими возможностями в этом отношении обладают центробежные (динамические) двухпроводковые связи, основанные на использовании центробежных сил вращающихся неуравновешенных масс, шарнирно соединяющих полумуфты или агрегаты машины. Наряду с высокой податливостью им присущи высокая компенсирующая способность, значительное естественное демпфирование, высокая энергоемкость, имеющие, как и

упругая характеристика, нелинейную зависимость от скоростного и нагрузочного режимов работы. Однако, они имеют и существенные недостатки: потеря упругих свойств при запуске, на малых (до 800 об/мин) и высоких (свыше 4 тыс. об/мин) частотах вращения, трудность осуществления реверса, износ шарниров и др.

Введение резино-металлических шарниров (РМШ) в конструкцию центробежных связей (ЦС) позволяет создавать высокоподатливые упругие соединительные муфты, снижать зависимость упругих свойств от частоты вращения, обеспечивать устойчивую работу при запуске (остановке) двигателя и передачу момента обратного знака, более чем вдвое снижать вес связей и устранять износ шарнирных соединений. Таким образом была получена новая схема упругих связей, позволяющая создавать соединительные муфты с высокими виброзащитными, компенсирующими и эксплуатационными свойствами.

Цель исследований - теоретическое и экспериментальное исследование динамических характеристик центробежных связей с РМШ и влияние их на виброзащитные и компенсирующие свойства машинных агрегатов. В соответствии с этим решались следующие основные задачи:

1. Исследование динамических характеристик ЦС с РМШ и разработка рекомендаций по их направленному формированию.
2. Исследование компенсирующих качеств ЦС с РМШ при различной расцентровке между соединяемыми агрегатами.
3. Исследование влияния нелинейности упругой и диссипативной характеристик ЦС с РМШ на динамику машин.
4. Разработка методов выбора рациональных параметров центробежных муфт с РМШ применительно к конкретным машинам.
5. Изготовление опытных образцов и экспериментальная проверка основных аналитических зависимостей и практических рекомендаций.

Общая методика проведения исследований. Исследования основных характеристик ЦС с РМШ и влияние их на виброзащитные и компенсирующие свойства соединительных муфт выполнены с привлечением аппарата линейной и нелинейной теории колебаний, а также средств вычислительной техники (ЭЦМ). Экспериментальные исследования динамических характеристик выполнены с применением современной измерительной аппаратуры на ряде лабораторных

динамических установок с электрическими двигателями и автомобильным двигателем внутреннего сгорания.

Научная новизна. Исследованы зависимости упругой характеристики, податливости, энергоемкости и демпфирования от конструктивных параметров и режимов эксплуатации, предложены методы повышения податливости и энергоемкости, выбора оптимального соотношения между долями вращающего момента от центробежных сил и РМШ и рациональных конструктивных параметров. Выполнено исследование свободных и вынужденных колебаний крутильных систем в линейной постановке и с учетом нелинейности упругой и диссипативной характеристик. Выявлено, что ЦС с РМШ позволяют отстраивать машинные агрегаты от резонансных режимов во всем рабочем диапазоне частот вращения, эффективно амортизировать различные возмущения и ослаблять динамику переходных процессов. Разработана методика определения радиальной податливости, оценки компенсирующих свойств и потерь мощности на компенсацию несоосности с учетом нелинейности упругой и диссипативной характеристик. Показано, что ЦС с РМШ обеспечивают работу машин в условиях значительной (до 5 мм) несоосности при приемлемой дополнительной нагрузке на опоры. Выполнен комплекс экспериментальных исследований влияния исследуемых связей на различные динамические процессы и подтверждены высокие виброзащитные и компенсирующие качества ЦС с РМШ.

Практическая ценность. Всесторонне исследована новая схема упруго-динамических связей, характеризующаяся высокими виброзащитными и компенсирующими свойствами, меньшей металлоемкостью, достаточно простой и надежной конструкцией. Соединительные муфты с такими связями могут быть успешно применены в различных машинных агрегатах и силовых установках различной мощности и скоростей вращения как эффективное средство создания благоприятной динамической настройки. Выполненные конструктивные разработки и предложенные методы расчета могут быть использованы при создании новых и улучшении динамических характеристик существующих машин.

Реализация работы в промышленности. По результатам исследований спроектированы центробежные муфты с РМШ для приводов компрессора и вентилятора тепловозов (Ворошиловградский

ТЭС им. Октябрьской революции), для трансмиссии гусеничных тягачей (Свердловский машиностроительный завод им. М.И.Калинина) и для опытного образца компрессорной установки. Расчеты показывают, что применение центробежных муфт с РМШ существенно снижает динамическую нагруженность систем и повышает долговечность их работы. По предложенным конструкциям выполняются опытные образцы для проведения доводочных и ресурсных испытаний.

Публикация и апробация работы. Основное содержание работы отражено в 14 статьях (6 из них находятся в печати) и трех научных отчетах. Материалы работы докладывались на:

1. Первой Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск. 1972 г.

2. Всесоюзной научно-технической конференции Фрунзенского политехнического института. Фрунзе. 1974 г.

3. Научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола в 1974 и 1975 гг.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, библиографического списка литературы, включающего 106 наименований, и содержит 151 страницу текста, 44 страницы иллюстраций (графиков, схем и фотооттисков).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность решаемой проблемы, определена цель работы, задачи исследования и дана краткая аннотация всех разделов диссертации.

ГЛАВА 1. УПРУГИЕ СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ КАК СРЕДСТВО СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МАШИНАХ

На основании литературных источников и анализа работы современных машин сформулированы специфические требования, которые следует предъявлять к упругим соединительным муфтам. В соответствии с этим выполнен анализ современных конструкций металлических и резиновых упругих элементов соединительных муфт, из которого следует, что наиболее совершенные их конструкции из-за недостаточного уровня крутильной податливости,

энергоемкости и компенсирующих свойств не всегда позволяют отстраивать системы от опасных динамических нагрузок и амортизировать различные возмущения. Исключения составляют предложенные в 1967 году Г.Д.ЕСИНЫМ и А.М.МЕНЬШЕНИНЫМ центробежные связи с РМШ, которым присущи высокая крутильная податливость и энергоемкость, нелинейно зависящие от нагрузки и оборотов, и высокая компенсирующая способность. В ряде статей авторов были рассмотрены схема ЦС с РМШ, упругая характеристика, податливость и исследованы свободные колебания, на основании чего наметилась определенная перспективность применения их в машиностроении. Однако, такие важные вопросы, как виброзащитные, амортизирующие и компенсирующие возможности ЦС с РМШ, особенности механизма диссипации и влияние нелинейности перечисленных характеристик на динамическую настройку машин, методы рационального проектирования применительно к конкретным системам оставались не исследованными. В связи с этим и была сформулирована тема реферируемой работы - исследование виброзащитных и компенсирующих свойств ЦС с РМШ.

ГЛАВА II. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МУФТЫ С РМШ

Отмечено, что РМШ могут быть введены во все шарниры центробежных связей (фиг.1) или только в средние шарниры. Как показали исследования, последняя схема является более простой и вполне приемлемой по уровню основных характеристик.

Для исследования динамических характеристик ЦМ с РМШ удобнее воспользоваться двухмассовой крутильной системой, движение которой описывается следующими дифференциальными нелинейными уравнениями второго порядка:

$$\left. \begin{aligned} J_{11} \dot{\varphi} + J_{12} \dot{\alpha} + \frac{\partial J_{11}}{\partial \alpha} \alpha \dot{\varphi} + \frac{\partial J_{12}}{\partial \alpha} \alpha \dot{\alpha} &= M_1 - M_2; \\ J_{22} \ddot{\alpha} + J_{22} \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_{22}}{\partial \alpha} \alpha \dot{\alpha}^2 - \frac{1}{2} \frac{\partial J_{11}}{\partial \alpha} \dot{\varphi}^2 + 2M_w &= M_1 + M_2, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} J_{11} &= J_1 + J_2 + mZR^2; \\ J_{22} &= J_1 + J_2 + mZR^2; \quad J_{12} = J_1 - J_2; \end{aligned}$$

J_1 и J_2 - моменты инерции ведущей и ведомой частей;

M_1 и M_2 - моменты, действующие на ведущую и ведомую части

α и φ - обобщенные координаты, равные:

$$\alpha = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2}; \quad \varphi = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2};$$

M_w - приведенный к оси вращения упругий момент от РМШ;

m и Z - приведенная масса связи и их число;
 $R = \ell(\lambda \cos \alpha + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})$; $\lambda = z/\ell$;
 z и ℓ - радиус крепления связей и их длина;
 φ_1 и φ_2 - углы поворота ведущей и ведомой частей.

Система (1) допускает стационарное решение, соответствующее равномерному вращению $\dot{\varphi} = \omega$:

$$M = M_u + M_w, \quad (2)$$

где
$$M_u = \frac{mZ\lambda R^2 \sin \alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}; \quad (3)$$

$$M_w = C_w L (\alpha - \alpha_0); \quad (4)$$

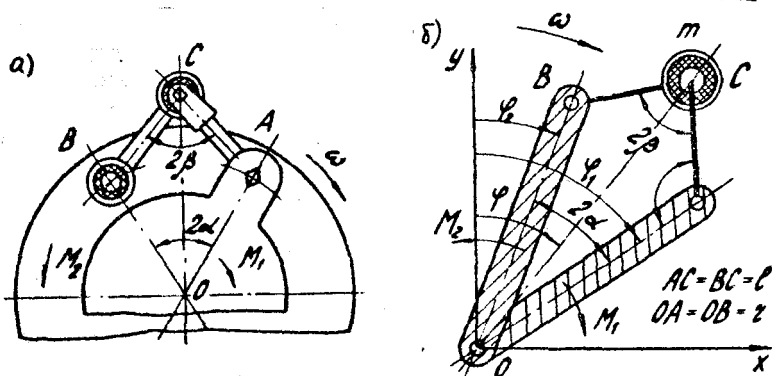
$$C_w = \frac{4\pi G S z_1^2 z_2^2}{z_1^2 - z_2^2}; \quad (5)$$

$$L = \frac{\lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - \text{силовой коэффициент трансформации}; \quad (6)$$

K - кинематический коэффициент трансформации;
 $K = \beta/\alpha$; $K_0 = \beta_0/\alpha_0$; (7)

G - модуль упругости резиновой втулки;
 z_1 и z_2 - внутренний и наружный радиусы РМШ;
 α_0 - начальный угол деформации связей при $M_w = 0$.

Упругая характеристика центробежной муфты с РМШ (фиг.2а) является нелинейной, прогрессивно возрастающей, зависящей от



Фиг.1. Схемы центробежной муфты с РМШ
 а - принципиальная; б - расчетная.

квадрата частоты вращения. В рабочем диапазоне углов деформации справа от α_0 РМШ деформируются в сторону повышения суммарного момента, а слева - в обратном направлении, уменьшая мо-

мент от центробежных сил. Выявляется важное свойство, обеспечивающее увеличение угла деформации муфты более чем в два раза по сравнению с углом деформации РМШ и снижение степени зависимости упругого момента муфты от скорости вращения. Уровень энергоемкости при этом остается почти такой же, как у центробежной муфты без РМШ и определяется по формуле:

$$A = 2 \int_{\alpha_{\min}}^{\alpha_{\max}} M_u(\omega, \alpha) d\alpha + 2 \int_{\alpha_{\min}}^{\alpha_{\max}} M_w(\alpha) d\alpha. \quad (8)$$

Характерным является то, что, например, для ДВС (кривая 6) с увеличением оборотов РМШ разгружается или нагружается небольшим моментом обратного знака. Сильное нагружение РМШ возможно при запуске (по кривой 1) или на холостом ходу ($M_2 = 0$).

Важным является выбор оптимального соотношения между долей момента от центробежных сил и упругости РМШ. В качестве критериев этого соотношения приняты передачи максимального момента при и минимального момента вплоть до нулевого значения (холостой ход) на максимальном скоростном режиме (ω_{\max}), т.е.:

$$\begin{aligned} M_u + M_w &= M_{\max} \quad \text{при } \alpha_{\max} \quad \omega_{\min}; \\ M_u + M_w &= 0 \quad \text{при } \alpha_{\min} \quad \omega_{\max}. \end{aligned} \quad (9)$$

Исходя из уравнений (9), была разработана методика определения оптимального соотношения указанных моментов. Предложен также наглядный и простой графо-аналитический метод определения упругой характеристики от РМШ. Податливость центробежной муфты с РМШ, являясь обратной величиной жесткости составляющих упругих характеристик от центробежных сил и РМШ, равна:

$$e = \frac{1}{c_u + c_w}, \quad (10)$$

$$\text{где } c_u = \frac{\partial M_u}{\partial \alpha} = \frac{M_u (\cos \alpha - 2\lambda^2 \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})}{\sin \alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)}; \quad (11)$$

$$c_w = \frac{\partial M_w}{\partial \alpha} = \frac{c_w \lambda [\sin \alpha (\lambda^2 - 1) (\beta - \beta_0) + \lambda \cos \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}]}{2(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}}. \quad (12)$$

Податливость нелинейна в функции нагрузки и оборотов (фиг. 26) и может быть получена достаточного уровня для отстройки вращающихся систем от резонансов с низшими гармониками.

Как следует из графиков, податливость от РМШ оказывается значительно выше, чем суммарная с учетом упругости от центробежных сил. Это имеет важное значение для машин с низкими частотами вращения, когда влияние центробежных сил мало. Разработаны эффективные способы повышения податливости путем варьирования конструктивными параметрами связей, изменением угла α .

начальной установки РМШ и выбором рабочей зоны характеристики по углу деформации.

Важной характеристикой ограничения амплитуд колебаний, интенсивности и времени различных переходных процессов является демпфирование. Центробежным связям с РМШ присущ естественный механизм диссипации энергии на внутреннее трение в РМШ и кулоново трение в концевых шарнирах связей. Выведены следующие зависимости для определения моментов трения концевых $M_{тк}$ и средних $M_{тс}$ шарниров:

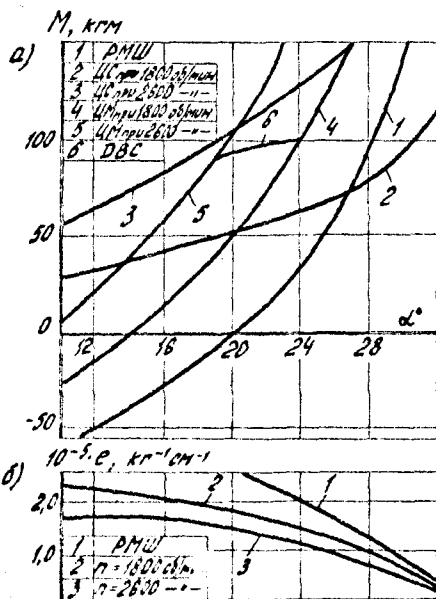
$$M_{тк} = Z r_0 \sqrt{P_u^2 - P_w^2 - 2P_u P_w \lambda \sin \alpha} ; \quad (13)$$

$$M_{тс} = \frac{2C_w \psi (\beta - \beta_0) \lambda \cos \alpha}{\pi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} . \quad (14)$$

Здесь

$$P_w = \frac{M_{тс} f}{r \cos \alpha} ;$$

$$P_u = \frac{\pi R f \omega^2}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} .$$



Фиг.2. Упругая характеристика и податливость ЦС с РМШ

Моменты трения в концевых шарнирах нелинейно изменяются в функции передаваемого момента (α) и скорости (ω) вращения. Момент внутреннего трения в РМШ зависит от коэффициента трансформации, благодаря чему его приведенное к оси вращения значение оказывается существенно увеличенным, что связано с особенностями кинематической схемы центробежных связей и имеет важное значение для снижения амплитуд колебаний и уменьшения времени переходных процессов.

Данные по коэффициенту демпфирования РМШ в литературе отсутствуют. В связи с этим его значение определялось экспериментально на специально созданном маятниковом стенде по осциллограммам свободных затухающих колебаний.

Движение двухмассовой системы, имеющей ЦС с РМШ, описывается следующими линеаризованными дифференциальными уравнениями второго

порядка:
$$\left. \begin{aligned} J_{11} \ddot{\varphi} + J_{12} \ddot{\alpha} + (a + Zk_w + \xi) \dot{\alpha} &= M_1(t) - M_2(t); \\ J_{12} \ddot{\varphi} + J_{22} \ddot{\alpha} - a \dot{\varphi} - (Zk_w + \xi) \dot{\alpha} + (\beta + C_w) \alpha &= M_1(t) + M_2(t). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где $\xi = \frac{4M_{12}}{\pi \alpha \rho}$; α - амплитуда колебаний;

$$k_w = \frac{24 C_w (\beta - A) \lambda \cos \alpha}{\pi \alpha \rho \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}; \quad \rho - \text{частота колебаний}$$

$$a = 2\pi Z R R' \omega; \quad \beta = mZ(R^2 + R'R'') \omega^2.$$

Частота свободных колебаний исследуемой системы равна:

$$q = \sqrt{q_0^2 + \frac{a(k_w + \xi)}{F}}. \quad (16)$$

Здесь $F = J_{11} J_{22} - J_{12}^2$;

q_0 - частота свободных колебаний без учета диссипации энергии, равная:

$$q_0 = \sqrt{\frac{J_{11}(\beta + C_w) + a^2}{F}}. \quad (17)$$

Для случая низкоскоростных машин ($\omega = 0$) частота свободных колебаний приводится к виду:

$$q_w = \sqrt{\frac{J_{11} C_w}{F}}. \quad (18)$$

Частоты свободных колебаний в системах, содержащих ЦС с РМШ, могут быть получены достаточно низкими, позволяющими отстраивать их от опасных резонансов любых гармоник, а нелинейная зависимость их от режимов работы обеспечивает определенные следящие свойства (несбиваемость настройки) во всем рабочем диапазоне. Исследования вынужденных колебаний показывают, что коэффициент передачи возмущающего момента через ЦС с РМШ и отношение амплитуд колебаний ведомой и ведущей частей оказываются достаточно малыми (намного меньше единицы).

В конце главы исследована предложенная схема центробежной муфты с РМШ и аккумулялирующим устройством в виде последовательно включенного второго ряда центробежных связей. Такая схема при соответствующей настройке включения аккумулялирующего ряда позволяет в несколько раз увеличивать энергоемкость и податливость. Введенные уравнения движения позволяют синтезировать рекомендуемую схему для конкретных машин. Глава заканчивается выводами.

ГЛАВА III. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МУФТЫ С РМШ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ И КОМПЕНСАЦИЮ НЕСООСНОСТИ МЕЖДУ СОЕДИНЯЕМЫМИ ВАЛАМИ

С помощью нелинейных уравнений движения двухмассовой системы на примере конкретной силовой установки с помощью ЭЦВМ М-222 была исследована динамика запуска двигателя и амортизация ударного приложения момента в мальтийском приводе и перепаде скоростей вращения между ведущими и ведомыми элементами при мгновенном переключении передач в гусеничном тракторе без разрыва кинематической цепи.

При запуске приведенные массы ведущих и ведомых частей вначале получают определенное ускорение, затем переходят в режим свободных затухающих колебаний. По мере увеличения скорости вращения угол деформации связей уменьшается, податливость повышается, а частота свободных колебаний несколько снижается. После затухания свободных колебаний движение системы стабилизируется. Для принятых в расчете параметров системы в диапазоне 1000-2100 об/мин ($M_{max} = 100$ кгм при $n = 1800$ об/мин) удалось резонансные режимы вывести за пределы первой моторной (0,5) гармоники.

Введение ЦС с РМШ в привод с четырехлазовым мальтийским крестом позволило снизить ускорение приведенной массы в 5-7 раз по сравнению с жестким соединением.

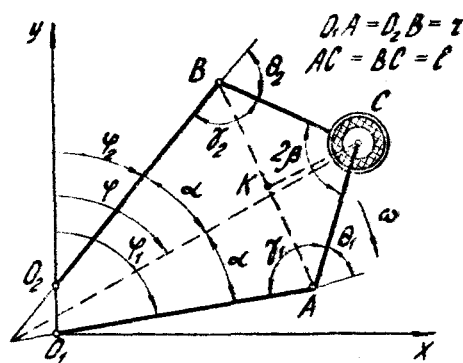
В области совершенствования ступенчатых трансмиссий тракторов ведутся большие работы, направленные на обеспечение переключения передач без разрыва потока мощности с помощью управляемых механизмов свободного хода. При этом образуется мгновенный перепад скоростей вращения между коленчатым валом и элементами трансмиссии с выделением значительного количества кинетической энергии, которая ударно нагружает элементы системы. Исследования с помощью числового расчета показали, что центробежная муфта с РМШ вполне в состоянии саккумулировать всю выделяемую энергию и надежно защитить элементы передачи от ударного нагружения. В исследуемом случае при перепаде скоростей в 30 с^{-1} выделяется 77 кгм кинетической энергии, которая полностью аккумулируется ЦС с РМШ, момент при этом возрастает лишь в 1,8 раза.

Вторая часть материалов главы посвящена исследованию вли-

яния несоосности на динамические характеристики центробежной муфты с РМШ, дополнительную нагруженность опорных узлов и потери передаваемой мощности на трение в результате отработки несоосности. Несоосность между соединяемыми агрегатами является неизбежным спутником современных конструкций машин. Она обычно проявляется в виде двух слагаемых: монтажной и эксплуатационной несоосности. Первый вид несоосности связан с допусками на изготовление деталей, неточностью сборки агрегатов и монтажа. Допускаемая величина ее небольшая, составляет доли миллиметра. Эксплуатационная несоосность вызывается деформацией остова машины в процессе эксплуатации. Особенно значительного уровня она может достигать в машинах рамной конструкции. Так, по данным НАТИ эксплуатационная несоосность в радиальном направлении для тракторов достигает 4-5 мм.

Компенсирующие свойства соединительных муфт с центробежными связями достаточно полно исследованы в ряде работ Г. И. МАЛЯГИНА. Однако результаты этих исследований для ЦС с РМШ могут быть использованы лишь частично.

Из уравнений движения (15) двухмассовой системы для стационарного режима и постоянной несоосности (фиг. 3) были приведены аналитические зависимости, позволяющие определять влияние ее на упругую характеристику и податливость. Расчеты показали, что



Фиг. 3. Расчетная схема ЦС с РМШ при наличии несоосности

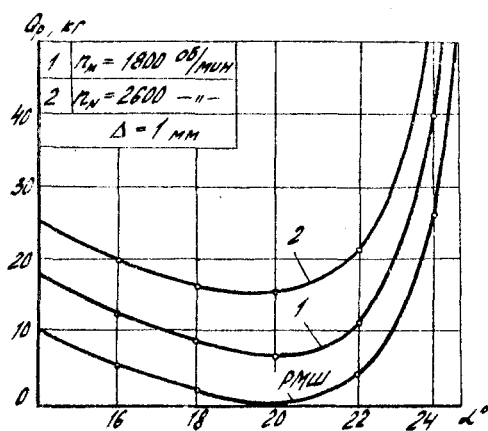
это влияние выражается в незначительном (десять доли процента) увеличении уровня передаваемого муфтой вращающего момента и соответствующего снижения податливости, которыми при расчетах можно пренебрегать.

Компенсирующая способность упругих муфт оценивается кинематической возможностью отработки несоосности и дополнительной нагрузкой, действующей со стороны связей на валы или опорные

узлы. При принятых условиях стационарности были получены выражения для определения радиальной нагрузки и податливости ЦС с РМШ при несоосности Δ с учетом нелинейности упругой характеристики:

$$Q_p = mZ\omega^2\Delta \frac{\lambda \cos \alpha + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{\delta \lambda^2 \sin^2 \alpha (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^{3/2}} + \frac{C_w r [4 \lambda \sin \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + (\beta - \beta_0)]}{8 l^2 \sin \alpha (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3 \lambda} \quad (19)$$

Анализ выражения (19) и расчеты (фиг.4) подтверждают высокие компенсирующие свойства ЦС с РМШ при работе в условиях значительной расцентровки между соединяемыми валами. Радиальная нагрузка при этом оказывается небольшой (в пределах 0,5+1,0 кг на 1 мм несоосности и 1 кгм передаваемого момента).



Фиг.4. Графики $Q_p = f(\alpha, n)$

Обработка несоосности осуществляется за счет дополнительной деформации связей, сопровождаемой потерей мощности на внутреннее трение в РМШ и кулоново трение в концевых шарнирах. В связи с этим была выведена формула, позволяющая оценивать потери передаваемой мощности в функции несоосности, частоты вращения и передаваемого момента. Из выполненных расчетов следует, что суммарные потери в ЦС с РМШ не превышают 0,2+0,3% передаваемой мощности на 1 мм несоосности.

ГЛАВА 1У. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СВЯЗЕЙ С РМШ НА ДИНАМИКУ МАШИН

Применение РМШ в шарнирах центробежных связей существенно усиливает степень нелинейности упругой и диссипативной характеристик по сравнению с ЦС без РМШ (фиг.2а, кривые 1 и 5), для которых она в значительном диапазоне (до $\alpha = 26-28^\circ$) углов деформации муфты мало отличается от линейной. Упругая характеристика

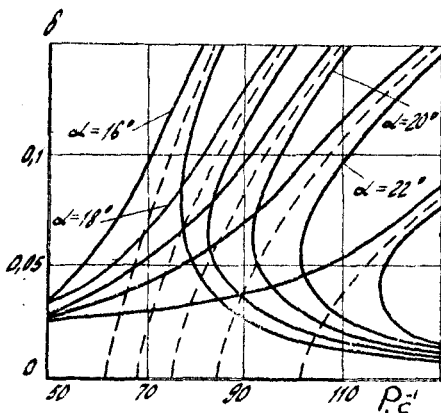
тики центробежной муфты с РМШ существенно нелинейна для любого сочетания передаваемого момента и скорости вращения. В этом проявляется одно из важных преимуществ исследуемого вида связей.

Вполне приемлемым способом учета нелинейных свойств ЦС с РМШ является метод гармонической линеаризации. При $\dot{\varphi} = \omega$ второе уравнение системы (1) можно представить в виде функции одной обобщенной координаты α и ее производных:

$$(\gamma_1 + \gamma_2 + mZR^2)\ddot{\alpha} + mZR^2\dot{\alpha}^2 - mZR^2\omega^2 + 2M_w(\alpha) = M_1 + M_2. \quad (20)$$

Для исследования влияния нелинейности упругой характеристики ЦМ с РМШ коэффициенты уравнения (20) были разложены в ряды по степеням α до четвертого члена включительно. Исследования

показывают, что без учета РМШ наиболее значащим является член, зависящий от ω^2 . Влияние нелинейных коэффициентов, зависящих от скорости ($\dot{\alpha}$) и ускорения ($\ddot{\alpha}$) колебаний ЦС незначителен (до 3-5%) и их можно не учитывать. В работе приведены расчетные графики влияния нелинейности центробежных связей без РМШ на смещение центра колебаний, эквивалентную жесткость и скелетные кривые.



Фиг. 5. Графики $\delta = f(\rho)$

РМШ при $\omega = \dot{\alpha} = \ddot{\alpha} = 0$ (низкоскоростные машины) на динамику машин. В этом случае

$$[M_w(\alpha)] = M_{w0} + 2n_0\alpha + n_1\alpha^2 + \frac{2}{3}n_2\alpha^3; \quad (21)$$

где

$$\left. \begin{aligned} n_0 &= C_w \lambda \left[\frac{\lambda \cos^2 \alpha}{8^2} + \frac{\sin \alpha (\lambda^2 - 1)}{8^3} (\beta - \beta_0) \right]; \\ n_1 &= C_w \lambda \frac{\lambda^2 - 1}{2} \left[\frac{3\lambda \sin 2\alpha}{28^4} + \frac{(1 + 2\lambda^2 \sin^2 \alpha) \cos \alpha}{8^3} \right]; \\ n_2 &= C_w \lambda^2 \frac{\lambda^2 - 1}{6} \left\{ \frac{5\lambda 8^2 - 2\lambda^2 \sin^2 \alpha}{8^6} \left[\frac{\sin \alpha 8^2 (1 + 2\lambda^2 \sin^2 \alpha)}{8^7} + \frac{4\lambda^2 \cos^2 \alpha - 5\lambda^2 \cos \alpha \sin \alpha}{8^3} \right] + \frac{\lambda \cos^2 \alpha (1 + 2\lambda^2 \sin^2 \alpha)}{8^3} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

В соответствии с методом гармонической линеаризации решение было принято в форме $\alpha = \delta_0 + \delta \sin \omega t$,

а функция $M_n(\alpha) = F_0 + C_2(\alpha - \delta_0)$

$$\left. \begin{aligned} \text{Здесь } F_0 &= M_{н0} + 2m_0\delta_0 + n_1(\delta_0^2 + \frac{1}{2}\delta^2) + n_2(\frac{2}{3}\delta_0^3 + \delta_0\delta^2); \\ C_2 &= M_{н0} + 2m_0\delta_0 + 2n_1\delta_0\delta + n_2(2\delta_0^2\delta + \frac{1}{2}\delta^3). \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Так как система полуопределенная, то

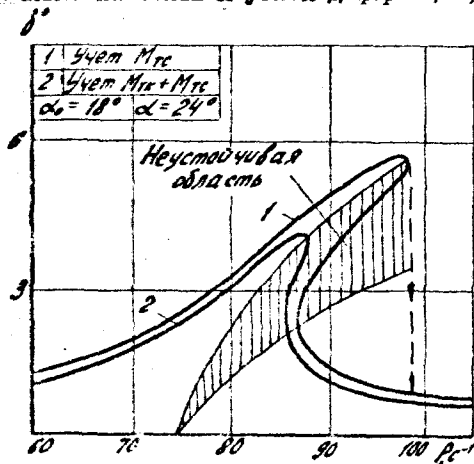
$$F(\delta_0, \delta) = 0 \quad (24)$$

Тогда выражение для частоты свободных колебаний будет:

$$\omega^2 = C_2 \frac{X_1 + X_2 + m \varepsilon R_0^2}{(X_1 + \frac{m \varepsilon R_0^2}{2})(X_2 + \frac{m \varepsilon R_0^2}{2})} \quad (25)$$

С использованием выражений (24) и (25) для конкретной силовой установки были определены $\delta_0 = f(\delta)$; $C_2 = f(\delta)$; $\omega = f(\delta)$.

Из графиков $\omega = f(\delta)$ (фиг. 5) видно, что частота свободных колебаний повышается с увеличением амплитуды колебаний и особенно сильно на больших углах деформации, расстраивая резонансные режимы.



Фиг. 6. Графики $\delta = f(\omega, \alpha)$

Были исследованы также вынужденные колебания и построены амплитудно-частотные характеристики.

Наряду с нелинейностью трения в шарнирах связей, обусловленной природой его образования, моменты трения в РМШ связаны нелинейной зависимостью с углом деформации, а моменты трения в концевых шарнирах — с углом деформации и оборотами.

Для этих функций были определены также коэффициенты линеаризации, которые затем использовались при расчете вынужденных колебаний. Для иллюстрации была рассчитана амплитудно-частотная характеристика трехмассовой системы с учетом нелинейности упругой и диссипативной характеристик (фиг. 6) для первой формы колебаний и определена область неустойчивых колебаний. Исследования указывают на возможность срыва амплитуд колебаний на безопасные уровни.

В специальном параграфе с использованием способа цепных

дробей В.П.ТЕРСКИХ предложена методика расчета колебаний сложных (многомассовых) систем с учетом нелинейности основных характеристик ЦС с РМШ. Глава заканчивается выводами.

ГЛАВА У. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СВЯЗЕЙ С РМШ

В соответствии с теоретической частью выполненных исследований и рекомендаций по практическому применению центробежных связей с РМШ программой экспериментальных исследований предусматривалось определение упругой и диссипативной характеристик и исследование виброзащитных и компенсирующих свойств ЦС с РМШ, а также долговечность работы РМШ при сложном циклическом нагружении.

Для выполнения программы экспериментальных исследований были использованы маятниковый и циклический стенды, динамические стенды с электродвигателями регулируемой нагрузки и скорости вращения и силовая установка с автомобильным двигателем. Электрооборудование стенда обеспечивало измерение и регистрацию исследуемых параметров в условиях их непрерывного изменения, а также неоднократное воспроизведение исследуемых режимов. Для этого использовались токосъемники, тензотолы, потенциометрические и индуктивные датчики и др. Усиление сигналов и запись параметров осуществлялись с помощью тензостанции ТА-5 и осциллографа Н-115.

1. Исследование долговечности РМШ и его коэффициента демпфирования

Резино-металлические шарниры в центробежных связях испытывают сложное циклическое нагружение от скручивающего момента и радиальной нагрузки, вызываемой колебаниями и отработкой несоосности. Для воссоздания такого характера нагружения был изготовлен циклический стенд, на котором с помощью эксцентрикового устройства РМШ закручивался с частотой 18 гц при различном сочетании радиальной нагрузки, статического и циклического моментов. Через каждые 3 млн. циклов шарнир демонтировался, устанавливался на специальный маятниковый стенд, где снималась упругая характеристика и по затуханию свободных колебаний определялся коэффициент демпфирования. Длительность испытаний составляла 550 часов (33 млн. циклов нагружения). После испытаний

РМШ оставались вполне работоспособными, без признаков разрушения. Всего было испытано три одинаковых шарнира с разными коэффициентами обжатия (8,8%; 16,7% и 33,4%) при запрессовке в наружную обойму.

Испытания показали, что с увеличением обжатия, радиальной нагрузки и числа циклов коэффициент демпфирования в 1,5-2 раза увеличивается и при достижении 27-30 млн. циклов нагружения стабилизируется. Для резины средней жесткости коэффициент демпфирования при расчетах может быть принят равным 0,3-0,4.

2. Снятие упругих характеристик ЦС с РМШ

Упругая характеристика ЦС с РМШ снималась на лабораторном стенде с электродвигателем [$M=f(\alpha, \omega)$] и на силовой установке с автомобильным двигателем внутреннего сгорания [$M=f(\alpha)$].

Динамический стенд оборудован ведущим и ведомым дисками с изменяющимся моментом инерции, регулируемым электродвигателем и инерционным планетарным вибратором (возбудителем), электрогенератором с поворачивающимся корпусом для замера реактивного момента и индуктивными датчиками для записи угла деформации. На этом стенде были сняты динамические характеристики двух ЦС с РМШ в диапазоне до 1100 об/мин. Экспериментальные точки оказались несколько (до 5%) выше расчетной упругой характеристики.

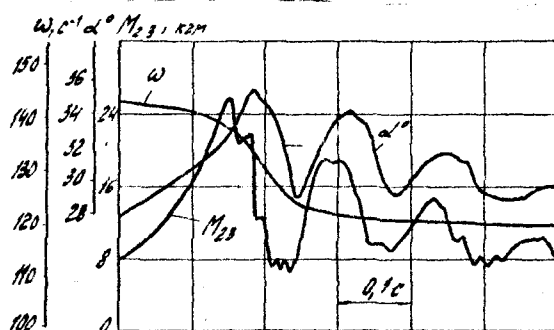
Лабораторная силовая установка оборудована автомобильным карбюраторным двигателем (мощностью 30 л.с.; $M_{max} = 15,2$ кгм при $n = 1250$ об/мин) и регулируемым гидравлическим загрузочным устройством. Для регистрации скорости вращения использованы индуктивные датчики и зубчатые алюминиевые диски, для измерения угла деформации связи - потенциометрический датчик, а для замера вращающего момента - тензопал с токосъемником. Применение тензопала между ведомой полумуфтой и загрузочным устройством позволило получить трехмассовую динамическую систему: двигатель-ЦС с РМШ-полумуфта-тензопал-гидронасос.

3. Исследование динамики запуска двигателя и наброса нагрузки

Исследование динамики запуска двигателя осуществлялось на прогретом двигателе без нагрузки, запуск производился поворотом коленчатого вала вручную. При этом записывались обороты двигателя, значение угла деформации и нагрузки на тензопотенциометрическом валу между полумуфтой и гидронасосом. Осциллограм-

мы показывают, что при вспышке рабочей смеси в цилиндрах скачком возрастает момент на участке тензовала. Затем, по мере разгона, система переходит в свободные колебания с интенсивностью затухания примерно 17-20% за цикл. Максимальное значение амплитуды динамической составляющей момента поднималось до 4 кгм при частоте колебаний $q = 40 \text{ с}^{-1}$.

Наброс нагрузки осуществлялся резким перекрытием дросселя в магистрали нагрузочного устройства при работе двигателя на режиме частичной (8 кгм) нагрузки и 1400 об/мин. На тензовалу на-



блюдался значительный (до 25 кгм) всплеск динамического момента (фиг.7), который вызывал затем затухающие колебания с частотой $q = 67 \text{ с}^{-1}$ (расчетное значение $q_p = 62 \text{ с}^{-1}$). Интенсивность затухания 20%. Скорость вращения снизилась при этом до 1220 об/мин.

Фиг.7. Оциллограмма наброса нагрузки.

Выполненные эксперименты с достаточно сильным возмущением системы подтверждают высокие амортизирующие и демпфирующие качества, присущие ЦС с РМШ.

4. Определение радиальной нагрузки при несоосности

С целью экспериментальной оценки компенсирующих свойств ЦС с РМШ была определена дополнительная нагрузка, действующая на опорные узлы соединяемых агрегатов при различных несоосностях. Для этой цели был использован динамический стенд, оборудованный устройствами для замера скорости вращения, угла деформации, нагруженности опорных узлов и плавного изменения несоосности. Анализ результатов осциллографирования показывает, что минимальная радиальная нагрузка соответствует $\alpha_0 = 18^\circ$. С увеличением передаваемого момента уровень радиальной нагрузки увеличивается в пределах точности измерений в прямой пропорции. Расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 7%.

ВЫВОДЫ

В работе представлены результаты исследований нового типа высокоподатливых, нелинейных, упруго-динамических связей с повышенными компенсирующими и динамическими свойствами, созданных путем конструктивного объединения центробежных связей с РМШ. Совокупность выполненных исследований позволяет отметить следующие выводы:

1. Развитие современного машиностроения идет по пути форсирования рабочих процессов, вызывающих усложнение конструкций машин и повышение их чувствительности к различного рода возмущениям. В связи с этим поиски и разработка новых устройств эффективной защиты машин от динамических нагрузок является в наше время актуальной проблемой, непосредственно связанной с повышением эффективности, надежности и долговечности работы машин.

2. Введение в конструкцию центробежных связей резино-металлических шарниров позволяет создавать высокоподатливые работоспособные соединительные устройства для машин любой мощности и частот вращения.

3. Применение РМШ в центробежных связях сопровождается появлением ряда новых положительных качеств:

- обеспечивает достаточные упругие свойства при запуске и на малых оборотах;
- значительно усиливает нелинейность основных характеристик (упругой, диссипативной, энергоемкости) во всем диапазоне углов деформации и особенно на малых и средних углах;
- позволяет передавать момент обратного знака, т.е. реверсирование работы;
- значительно (в 1,5-2 раза) снижает долю момента, приходящуюся на упругость от центробежных сил, благодаря чему появляется возможность уменьшать размеры соединительных муфт, сокращать число связей и их вес;
- устраняет контакт между металлическими поверхностями шарниров и их износ;
- создает электроизоляцию между соединяемыми агрегатами и снижает шум в работе.

4. Применение РМШ в центробежной муфте стабилизирует упругую характеристику, снижая зависимость ее от оборотов вообще и особенно на режимах максимального момента (повышает момент) и максимальной мощности (снижает момент), существенно улучшает динамическую характеристику при частичной загрузке двигателя.

5. Податливость центробежных муфт с РМШ может быть получена достаточно высокой, а частота свободных колебаний низкой, позволяющей отстраивать системы от резонансов низких гармоник, а нелинейная зависимость ее от оборотов и нагрузки обеспечивает определенные следящие свойства (несбиваемость динамической настройки) во всем рабочем диапазоне.

6. Центробежные муфты с РМШ характеризуются таким же высоким уровнем энергоемкости, как и центробежные муфты без РМШ, за счет увеличения рабочей зоны по углу деформации при закручивании РМШ в обратном направлении на высоких оборотах.

7. Центробежным связям с РМШ присущи высокие виброизолирующие свойства, позволяющие в несколько раз снижать передачу возмущающего момента с ведущей части на ведомую (коэффициент передачи возмущающего момента может быть получен значительно меньше единицы).

8. На примере исследования реакции ЦС с РМШ на ударное нагружение и сильное кинематическое (перепад скоростей) возмущение выявлены высокие амортизирующие свойства при вполне приемлемом повышении в этом случае динамического момента.

9. Предложены аналитические зависимости, позволяющие оценивать влияние несоосности на упругие свойства ЦС с РМШ, их компенсирующую способность и потери мощности на трение в шарнирах связей. Показано, что ЦС с РМШ обеспечивает компенсацию значительной (до 5 мм) несоосности между соединяемыми агрегатами при относительно малой дополнительной нагрузке на валы и опорные узлы (в пределах 0,5-1 кг на 1 мм несоосности и 1 кгм передаваемого момента). Потери передаваемой мощности на трение в шарнирах при отработке несоосности пренебрежимо малы (0,2-0,3% на 1 мм несоосности).

10. С помощью метода гармонической линеаризации выполнена оценка влияния нелинейности упругой и диссипативной характеристик на эквивалентную жесткость, смещение центра колебаний и частоту свободных колебаний. Показано, что нелинейность

приводит к существенному повышению частоты свободных колебаний с увеличением амплитуды, а затем и к срыву последней на нижнюю устойчивую ветвь.

11. Предложен метод выбора оптимального соотношения между моментами упругости от РМШ и центробежных сил, разработан простой и наглядный графо-аналитический способ определения рациональных конструктивных параметров центробежных муфт с РМШ применительно к конкретным машинам.

12. Выполненный комплекс экспериментальных исследований вполне удовлетворительно подтверждает высокие виброзащитные, амортизирующие и компенсирующие свойства ЦС с РМШ, правильность предложенных аналитических зависимостей и перспективность применения исследуемых связей в различных областях машиностроения.

В развитии выполненной работы следует указать на некоторые задачи перспективного исследования:

1. Развитие исследования нелинейных и диссипативных свойств ЦС с РМШ.
2. Разработка методов синтеза оптимальных характеристик ЦС с РМШ применительно к различным машинам.
3. Исследование шарниров из полимеров, обладающих повышенными нагрузочной способностью и деформативностью (например, полиуретаны).
4. Развитие исследований влияния ЦС с РМШ на динамику сложных нелинейных систем.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ АВТОРА:

1. Исследование колебаний сложной системы с центробежными связями. Тезисы Первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.

2. Исследование вынужденных колебаний сложных динамических систем с центробежными связями (в соавторстве). "Динамика машин и рабочих процессов". Сб. науч. трудов ЧИИ, №129, 1973.

3. Антивибрационная настройка машинных агрегатов с помощью центробежной муфты с РМШ (в соавторстве). Тезисы докладов научно-технической конференции, посвященной 20-летию Фрунзского политехнического института, Фрунзе, 1974.

4. Отстройка силовой установки транспортных гусеничных машин от резонансных режимов (в соавторстве). Сб. научн. трудов ЧПИ, № 156, 1974.

5. К созданию вибровозбудителей с использованием центробежных связей с резино-металлическими шарнирами (в соавторстве). Сб. научн. трудов ЧПИ, № 156, 1974.

6. Формирование упругой характеристики центробежной муфты с РМШ. Сб. научн. трудов ЧПИ, № 156, 1974.

7. Динамическая характеристика центробежных муфт с резино-металлическими шарнирами в условиях несоосного соединения агрегатов (в соавторстве). Сб. научн. трудов ЧПИ, № 161, 1974.

8. Компенсирующая способность центробежных муфт с резино-металлическими шарнирами (в соавторстве). Сб. научн. трудов ЧПИ, 161, 1974.