

30X

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

ХАШКОВСКИЙ  
Александр Вацлавович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МУФТЫ С ДВУХПОВОДОКОВЫМИ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ МАШИННОГО АГРЕГАТА  
В НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

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 - доктор технических наук,  
профессор Г.Д. ЕСИИ.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор А.Г. БУРГВИЦ,  
кандидат технических наук Л.Ф. ГРОСОВ.

Ведущее предприятие - Челябинский тракторный завод  
имени В.И. Ленина.

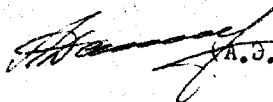
Автореферат разослан " \_\_\_\_ " мая 1975 года.

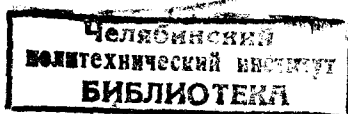
Защита диссертации состоится 19 июня 1975 года, в 15 часов,  
в аудитории 243 (конференц-зал) на заседании Совета по при-  
суждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челя-  
бинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Ваш отзыв (в двух экземплярах, заверенных печатью) на  
автореферат диссертации просим направлять 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

**А к т у а л ь н о с т ь . т е м ы.** Развитие современной техники сопровождается ростом мощностей машинных агрегатов, а также числа выполняемых операций. Это приводит к интенсификации неустановившихся режимов и увеличению их доли в общем балансе времени работы машинных агрегатов.

При работе в неустановившихся режима крутильные системы машинных агрегатов подвергаются действию аperiodических значительных по величине внешних сил, вызывающих упругие перемещения с частотой свободных колебаний (переходный процесс), и периодических возмущающих сил, амплитуды и частоты которых меняются в процессе работы. Это приводит к тому, что динамическая нагруженность элементов крутильной системы в переходном процессе зачастую в несколько раз превышает упругие статические моменты, а изменение параметров возмущающих сил приводит к появлению резонансных зон в диапазоне рабочих оборотов. В связи с этим создание высокопроизводительных машин, обеспечивающих надежную и качественную работу в любых эксплуатационных условиях, неизбежно связано с решением задачи снижения динамических нагрузок в переходных процессах и обеспечения следящей антирезонансной настройки по отношению к изменяющимся режимам работы.

Исследования, выполненные в настоящее время, показывают, что в значительной степени динамические нагрузки вращающихся систем определяются параметрами упругих соединительных муфт. Повышением их крутильной податливости стремятся увеличить энергоемкость и за счет этого добиться снижения динамических нагрузок в наиболее тяжелых режимах импульсного и ударного нагружений. Сочетание высокой податливости и демпфирование ограничивает амплитуду упругого динамического момента в первый полупериод колебаний и время переходного процесса. Применение муфт с нелинейной упругой характеристикой обеспечивает снижение амплитуды упругой деформации и соответственное уменьшение нагрузок.

Этим объясняется большое разнообразие конструкций упругих муфт, в которых зачастую сложными и дорогостоящими спо-

собами добиваются сочетания основных характеристик — нелинейной упругой характеристики высокой крутильной податливостью и значительными демпфирующими свойствами. Однако в существующих упругих соединительных устройствах возможности повышения крутильной податливости ограничиваются из-за несовершенства физико-механических свойств материалов упругих связей. Нелинейность упругой характеристики в рабочей зоне деформации, как правило, незначительна и увеличение ее связано с ограничением податливости и работоспособности. Для демпфирующих элементов характерным является неустойчивость и небольшая величина коэффициента затухания.

Работа большинства машинных агрегатов в неустановившихся режимах характеризуется широким диапазоном изменения скоростного и нагрузочного режимов работы, а вместе с этим и изменением параметров периодических возмущающих сил. В этих условиях для сохранения благоприятной динамической настройки крутильной системы машинного агрегата антивибрационные и демпфирующие свойства соединительной муфты должны изменяться в соответствии с изменением параметров возмущающих сил. Однако в соединительных устройствах с обычными упругими элементами (металлическими или резиновыми), характерным является инвариантность указанных свойств по отношению к режимам работы.

Исследования показывают, что в наибольшей степени предъявляемым требованиям удовлетворяют соединительные муфты с двухпроводковыми центробежными связями, удачно сочетающими нелинейные упругие и демпфирующие характеристики с широким диапазоном их направленного изменения в зависимости от режимов работы машинных агрегатов. Эти особенности предопределяют эффективное использование муфт с центробежными связями в качестве устройства для улучшения динамики переходного процесса и снижения общего уровня динамической нагруженности в условиях значительного изменения параметров периодических возмущающих сил.

**Ц е л ь н а с т о я щ е й р а б о т ы** - аналитическое и экспериментальное исследование влияния соединительных муфт с двухпроводковыми центробежными связями (ДЦС) на динамику машинного агрегата в неустановившихся режимах работы и разработка рекомендаций по выбору рациональных параметров проектируемых устройств с учетом условий эксплуатации в неустановившихся режимах.

**О б щ а я м е т о д и к а п р о в е д е н и я и с л е д о в а н и я.** Для обобщенной кинематической схемы муфты с ДЦС проведено исследование динамики машинных агрегатов с использованием математического аппарата линейной и нелинейной теории колебаний, а также средств вычислительной техники (ЭЦМ). Экспериментальные исследования проведены с применением современной измерительной аппаратуры отечественного производства на лабораторной стендовой установке с двигателем внутреннего сгорания и гидравлическим нагрузочным устройством.

**Н а у ч н а я н о в и з н а.** Впервые рассмотрена обобщенная кинематическая схема муфты с ДЦС и проанализировано влияние соотношения геометрических размеров ДЦС и радиусов их закрепления на форму упругой характеристики. Разработана методика построения частотных диаграмм двух- и трехмассовых систем с ДЦС, определения момента трения в муфте и коэффициента передачи возмущающего момента в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы, выбора рациональных параметров ДЦС, обеспечивающих благоприятную динамическую настройку в рабочем диапазоне изменения оборотов и нагрузок. Получены аналитические зависимости для выбора рациональных параметров упругих ограничителей и показана возможность значительного сужения опасных областей резонансных оборотов и мгновенного прохождения резонанса в момент выхода ДЦС на режим. Разработаны основы линеаризованной теории, позволяющей с достаточной для инженерной практики точностью оценить влияние муфты с ДЦС на динамику переходного процесса для различных типов возмущающих воздействий. Выполнен анализ динамики переходного процесса при разгоне и нагружении кру-

тильной системы машинного агрегата с учетом нелинейных свойств ДДС и характеристик приводного двигателя.

**Практическая ценность.** Предложены оригинальные конструкции муфт с несимметричными кинематическими схемами, в которых передача момента обратного знака осуществляется без применения контрсвязей, что значительно снижает сложность изготовления и вес. Разработаны конструкции упругих ограничителей (а.с. №427180), обеспечивающие необходимые упругие качества в момент запуска. Предложены конструкции ряда устройств (а.с. №462946, а.с. №416488), являющихся эффективным средством снижения динамических нагрузок элементов приводов. Результаты работы и предложенные методы расчета могут быть применены при конструировании новых машин.

**Реализация работы в промышленности.** На основании проведенных исследований и предложенных оригинальных конструкций разработаны опытные образцы муфты с несимметричной кинематической схемой для привода перспективной тяжелой гусеничной машины. В настоящее время, опытный образец муфты с ДДС подвергается испытаниям на износоустойчивость на моторном стенде ОГК Челябинского тракторного завода имени В.И.Ленина.

**Публикация и апробация работы.** Основное содержание работы отражено в семи публикациях и трех авторских свидетельствах. Материалы работы докладывались на:

1. Первой Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.
2. Четвертой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.
3. Всесоюзной научно-технической конференции Трунзенского политехнического института. Фрунзе, 1974.
4. четвертой Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. Сумы, 1974.
5. Научно-технических конференциях Челябинского политехнического института, 1969+1974 гг.

**Объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографического списка, включающего 97 наименований, и содержит 180 страниц, из которых 44 занимает рисунки, графики, фотографии.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**ВО ВВЕДЕНИИ** показана актуальность проводимых исследований, определена цель работы, дана краткая аннотация всех разделов диссертации.

**В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ** содержится анализ работ по исследованию динамики переходного процесса в упругих системах, выявляющих возможности снижения динамической нагруженности машин в переходном процессе за счет варьирования податливостью нелинейностью упругих характеристик и демпфирования. Выполнен анализ ряда конструкций упругих муфт, получивших наибольшее распространение в практике машиностроения, который показывает ограниченность этих качеств в существующих соединительных устройствах.

**ВТОРАЯ ГЛАВА** посвящена исследованию основных характеристик муфт с ДЦС (фиг.1) при изменении режимов работы машинных агрегатов и параметров периодических возмущающих сил.

Движение машинного агрегата с ДЦС, представленного в виде двухмассовой динамической модели, описывается следующими нелинейными дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \ddot{\varphi} + a_{12} \dot{\alpha} + \frac{\partial a_{11}}{\partial \alpha} \dot{\alpha} \dot{\varphi} + \frac{\partial a_{12}}{\partial \alpha} \dot{\alpha}^2 &= M_1 - M_2; \\ a_{22} \ddot{\alpha} + a_{23} \dot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{\partial a_{22}}{\partial \alpha} \dot{\alpha}^2 - \frac{1}{2} \frac{\partial a_{23}}{\partial \alpha} \dot{\varphi}^2 &= M_1 + M_2, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где

$$a_{11} = J_1 + J_2 + ZmR^2;$$

$$a_{12} = J_2 f_2(\alpha) - J_1 f_1(\alpha);$$

$$a_{22} = J_1 f_1^2(\alpha) - J_2 f_2^2(\alpha) + Zm R'^2;$$

$$R = \sqrt{z_2^2 + l_2^2 - 2z_2 l_2 (UV - \kappa_1 \kappa_2)};$$

$$f_1(\alpha) = \frac{2R'(R^2 - z_1^2 + l_1^2)}{R\sqrt{4R^2 z_1^2 - (R^2 + z_1^2 - l_1^2)^2}}; \quad f_2(\alpha) = \frac{2R'(R^2 - z_2^2 + l_2^2)}{R\sqrt{4R^2 z_2^2 - (R^2 + z_2^2 - l_2^2)^2}};$$

$$U = \frac{p^2 + l_2^2 - l_1^2}{2pl_2}; \quad V = \frac{p^2 + z_2^2 - z_1^2}{2pz_2};$$

$$\kappa_1 = \sqrt{1 - V^2}; \quad \kappa_2 = \sqrt{1 - U^2};$$

$$p = \sqrt{z_1^2 + z_2^2 - 2z_1 z_2 \cos 2\alpha'};$$

$Zm$  - приведенная масса связей;

штрих - означает дифференцирование по  $\alpha$ .

Для режима стационарного вращения из системы уравнений (1) получено выражение для определения упругой характеристики

$$M_o = M^o(z_i, l_i, \alpha) \cdot Zm \omega^2, \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

где

$M^o(z_i, l_i, \alpha)$  - удельная (на единицу  $Zm \omega^2$ ) упругая характеристика муфты с ДДС.

Анализ влияния геометрических размеров тяг ( $l_1$  и  $l_2$ ) цс

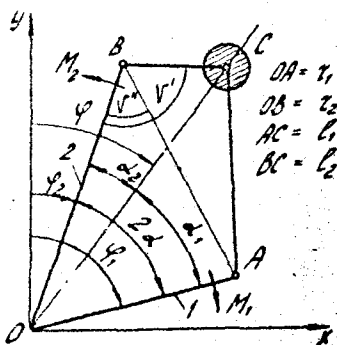


Рис.1. Схема муфты с ДДС

и радиусов их закрепления на полумуфтах показал, что при определенных соотношениях этих параметров можно получить реверсивный участок характеристики в области положительных углов деформации муфты. Следовательно передача момента обратного знака возможна без применения контрсвязей, что расширяет возможности использования подобных устройств при работе в условиях реверса, характерного для неустановившихся режимов работы ряда машин. Возможные варианты соотношения геометрических размеров звеньев муфты и форм уп-



ругих характеристик представлены на рисунке (табл).

При работе в неустановившихся режимах в муфте с ДДС возникает дополнительный упругий момент, пропорциональный квадрату скорости деформации  $\dot{\alpha}$  муфты

$$M_{\dot{\alpha}} = 0,25 \frac{\partial a_{\dot{\alpha}}}{\partial \dot{\alpha}} \cdot \dot{\alpha}^2, \quad (3)$$

что приводит к увеличению крутизны упругой характеристики, а следовательно и энергоемкости муфты. Если энергоемкость муфты с ДДС, вычисленная для режима стационарного вращения, на порядок выше энергоемкости существующих соединительных устройств с резиновыми и металлическими упругими элементами, то в процессе деформации связей (в динамике) она дополнительно возрастает пропорционально квадрату скорости деформации (на 14+18%).

Упругие свойства муфты с ДДС проявляются только при вращении. При запуске или работе на малых оборотах в передаче момента участвуют упругие ограничители, предотвращающие вытягивание поводков ЦС в прямую линию. Характеристика муфты и ее жесткость при работе на упругих ограничителях оказываются пропорциональными жесткости упругого элемента ограничителя, нелинейно зависящими от угла деформации муфты. Для выбора рациональных параметров упругого ограничителя и его прочностного расчета приводятся аналитические зависимости.

Важнейшим параметром, определяющим отстройку крутильной системы от резонанса с гармоническими составляющими возмущающего момента, является частота свободных колебаний системы. В работе анализируется изменение частоты свободных колебаний в двух- и трехмассовых системах с ДДС в зависимости от угловой скорости вращения муфты и величины передаваемого момента. Условием сохранения следящей частотной настройки по оборотам в двухмассовой системе является

$$K(\omega) = \text{const}, \quad (4)$$

где  $K(\omega) = \sqrt{\frac{a_0^2 + b_0(\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2 + 2MK^2)}{J_{11}J_{22} - J_{12}^2}}$  — частотный коэффициент, учитывающий влияние гироскопического ( $a_0$ ) квазиупругого ( $b_0$ ) и инерционных  $J_{11}, J_{22}, J_{12}$  коэффициентов.

Таблица

Кинематические схемы муфты с ДЩС

Вариант	Кинематическая схема муфты	Положение звеньев муфты при $M^0 = 0$	Форма динамической характеристики
1			
2			
3			
4		а) $l_1 - l_2 = z_1 - z_2$ 	
		б) $l_1 - l_2 = z_1 - z_2$ 	
5		а) $l_2 - l_1 = z_1 - z_2$ 	
		б) $l_2 - l_1 = z_1 - z_2$ 	

Для данной конструкции муфты частотный коэффициент зависит только от угла деформации и остается постоянным в диапазоне изменения углов деформации

$$(5)$$

$$0 < \alpha < \alpha_c$$

Минимальная угловая скорость, при которой обеспечивается следящая частотная настройка, равна:

$$\omega_{cmin} = \sqrt{\frac{M_0}{0,5 Z m (RR')_{\alpha=\alpha_c}}} \quad (6)$$

где

$M_0$  - величина передаваемого момента.

При наличии в системе полигармонического источника возмущающих моментов (двигателя ДЭС) значение  $\omega_{cmin}$  должно выбираться из условия (фиг.2)

$$\omega_{cmin} \leq \omega_M$$

$$(7)$$

где

$\omega_M$  - угловая скорость вала двигателя, соответствующая максимальному моменту.

Наряду с выполнением условия (7) для обеспечения безрезонансной работы необходимо также выполнение следующего неравенства

$$f_{0min} \neq \sqrt{\omega_{cmin}} \quad (8)$$

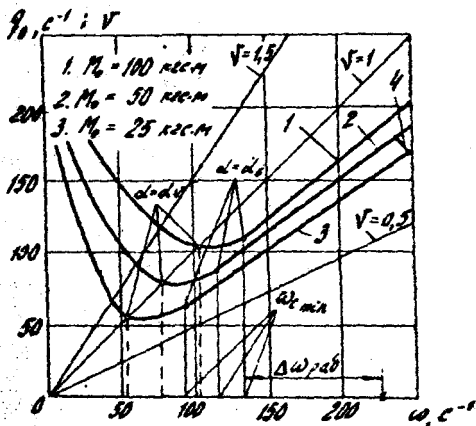
где

$\sqrt{\quad}$  - порядок гармоники;

$f_{0min}$  - частота свободных колебаний системы с ДЭС, соответствующая углу  $\alpha_c$  и  $\omega_{cmin}$  при передаче момента  $M_0$  и равная

$$f_{0min} = \kappa(\alpha_c) \omega_{cmin} \quad (9)$$

При заданном изменении величины передаваемого момента и соответственного изменения угла деформации муфты область значений собственных частот системы с ДЭС должна рас-



Фиг.2. Частотная диаграмма двухмассовой системы с ДЭС

пологаться между двумя соседними лучами гармоник, т.е.

- для двухтактных двигателей

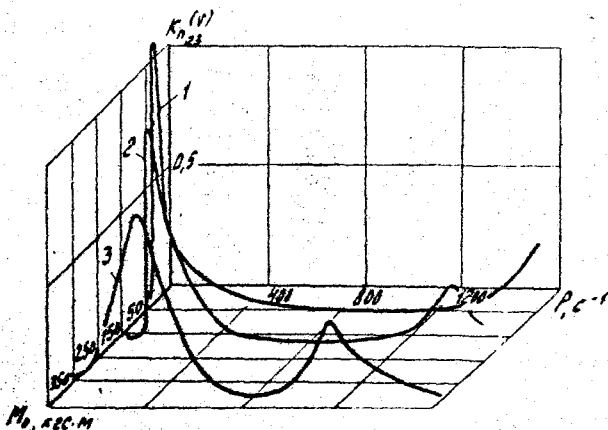
$$(V-1) < \kappa(\alpha) < V, \quad (V = 1, 2, 3, \dots n); \quad (10)$$

- для четырехтактных двигателей

$$(V-0,5) < \kappa(\alpha) < V, \quad (V = 0,5; 1; 1,5; \dots n). \quad (11)$$

Если выполнение условия (7) обеспечивает смещение резонансных режимов в зону нерабочих оборотов, то выполнение условий (10) и (11) предполагает отсутствие резонансов с гармониками, ограничивающими область значений собственных частот в диапазоне рабочих оборотов и нагрузок.

Анализ частотных диаграмм трехмассовых систем с ДДС показывает, что зависимость частоты двухузловой формы колебаний от скоростного режима работы имеет нелинейный характер, а ее величина колеблется в широких пределах. В определенном диапазоне изменения оборотов имеются участки следящей частотной настройки. С учетом величины передаваемого момента, собственные частоты двухузловой формы колебаний образуют область значений.



Фиг.3. Зависимость  $\kappa_{n22}^{(V)} = f(\omega, M_0)$  при  $\omega_0 = 109 \text{ с}^{-1}$ :

1-  $M_0 = 50 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ ; 2-  $M_0 = 170 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ ; 3-  $M_0 = 50 \text{ кгс}\cdot\text{м}$

Известно, что гармонические составляющие упругих моментов в трансмиссиях при вынужденных колебаниях определяются как

произведение коэффициента передачи на гармонические составляющие вращающего момента:

$$M_{ij} = \sum_{\nu=1}^n K_{\pi ij}^{(\nu)} \cdot M_{\nu} \cdot \sin(\rho t + \delta_{\nu}), \quad (12)$$

где  $K_{\pi ij}^{(\nu)}$  - коэффициент передачи возмущающего момента двигателя для  $ij$ -го участка трансмиссии, соответствующий  $\nu$ -ой гармонике;

$$\rho = \nu \cdot \omega.$$

На примере трехмассовой системы с ДЦ рассмотрено изменение  $K_{\pi 23}^{(\nu)}$ , при установке муфты после двигателя. Установлено, что увеличение числа оборотов системы или величины передаваемого момента приводит к изменению  $K_{\pi 23}^{(\nu)}$  при передаче амплитуды  $\nu$ -го возмущающего момента (фиг. 3). Значения  $K_{\pi 23}^{(\nu)}$  в области резонанса двухузловой формы всегда в несколько раз ниже соответствующих значений в области низкочастотного резонанса. Расчеты показывают, что во всем рабочем диапазоне изменения оборотов и нагрузок обеспечивается значение коэффициента передачи для главных гармоник возмущающего момента двигателя, не превосходящее  $K_{\pi 23}^{(\nu)} = 0,3$ .

В муфте с ДЦ возникает момент трения  $M_{T0}$ , равный

$$M_{T0} = K_T(\tau_i, \ell_i, z_0, z_0', z_m, \mu, \alpha) \omega^2, \quad (i = 1, 2), \quad (13)$$

где

$$K_T(\tau_i, \ell_i, z_0, z_0', z_m, \mu, \alpha) = \frac{\mu R z_m}{2\rho \sqrt{1 - \rho^2/4c^2}} \left\{ \tau_0' \tau_0 \frac{\sqrt{4R^2c^2 - (R^2c^2 - \tau_0'^2)^2}}{Rc\rho \sqrt{1 - \rho^2/4c^2}} \sin 2\alpha - \right. \\ \left. - z_0 R' \left( \sqrt{\frac{4R^2c^2 - (R^2c^2 - \tau_0'^2)^2}{4c^2\tau_0'^2 - (c^2\tau_0'^2 - R^2)^2}} + \sqrt{\frac{4R^2c^2 - (R^2c^2 - \tau_0'^2)^2}{4c^2\tau_0'^2 - (c^2\tau_0'^2 - R^2)^2}} \right) \right\};$$

$z_0, z_0'$  - радиусы пальцев в центральном и концевых шарнирах;

$\mu$  - коэффициент трения на цилиндрических поверхностях шарниров.

Момент трения в муфте с ДДС оказывается пропорциональным квадрату угловой скорости вращения силовой установки, а его величина определяется коэффициентом  $K_T$ , являющийся функцией геометрических ( $\gamma_i$ ;  $\ell_i$ ;  $\gamma_0$ ,  $\gamma_0'$ ) и динамических ( $Z_m$ ) параметров муфты. Для данной конструкции муфты этот коэффициент зависит только от угла деформации, который при данных оборотах характеризует загруженность системы. Возможность обеспечения следящей демпфирующей настройки по отношению к изменяющейся амплитуде возмущающей гармоники, иллюстрируется расчетами для конкретных значений параметров системы и муфты.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ исследуется динамика переходного процесса в крутильной системе машинного агрегата с двухповодковыми центробежными связями.

Анализ влияния муфты с ДДС на динамику переходного процесса разгона выполнен для режима трогания с места машинотракторного агрегата с механической трансмиссией и поршневым двигателем, отражающим критические условия разгона. Динамическая модель машинного агрегата представлялась в виде трех масс с муфтой, установленной до главного фрикциона и после него. Решение исходной системы нелинейных дифференциальных уравнений выполнялось на ЭЦВМ "Минск-22" с автоматическим выбором шага. При расчетах принималось, что момент двигателя изменяется в соответствии со статическими регуляторной и внешними характеристиками, а момент главного фрикциона задавался функцией времени в соответствии с диаграммой включения. Анализ расчетных данных и графиков показал, что для снижения динамических нагрузок и ограничения числа циклов колебаний в переходном процессе целесообразна установка муфты с ДДС до главного фрикциона. В этом случае упругий момент в муфте изменяется по закону, близкому к статическому. Коэффициент динамичности не превышает значения 1,18, а период его колебаний составляет величину порядка 0,1 с. Оценка нагруженности производилась с помощью следующего критерия переходного процесса

$$K = \frac{M_{дин}^{max} - M_{дин}^{min}}{M_{ст}} \cdot \frac{N}{T}, \quad (14)$$

где

$M_{\text{дин}}^{\text{max}}$ ,  $M_{\text{дин}}^{\text{min}}$  - максимальный и минимальный динамические моменты;

$M_{\text{ст}}$  - упругий статический момент;

$N$  - число циклов колебаний за период трогания;

$T$  - период трогания (пробуксовки фрикциона). Для рекомендуемого варианта установки муфты  $\alpha=1,07$ .

Муфта с ДДС является высокоподатливым соединением, обеспечивающим смещение резонансных режимов в зону пусковых оборотов. В работе исследовалось прохождение двухмассовой системы с ДДС через резонанс при запуске с учетом влияния жесткости упругих элементов ограничителей. Частоты свободных колебаний системы с ДДС в зоне пусковых оборотов уменьшаются при одновременном увеличении возмущающих частот, что способствует ускорению прохождения зон резонансных оборотов и является предпосылкой для значительного снижения динамических нагрузок при запуске. При выполнении условия  $\dot{\varphi} \sqrt{V} < (\dot{\varphi})_{\text{кр}} = \omega_{\text{кр}}$  ( $\dot{\varphi}$  - скорость выхода центробежных связей на режим), прохождение резонанса с гармоникой  $\sqrt{V}$ -го порядка будет происходить мгновенно в момент скачкообразного уменьшения частоты свободных колебаний. Расчет вынужденных колебаний при разгоне нелинейной двухмассовой системы с ДДС и резонансе со второй моторной гармоникой показал эффективность мгновенного прохождения резонанса. Амплитуда колебаний угла деформации муфты в зоне резонансных оборотов не увеличивалась.

Для учета влияния нелинейных характеристик упругого ограничителя ДДС на частоту свободных колебаний в режиме разгона предложен метод построения скелетных кривых, устанавливающих связь между амплитудой и частотой свободных колебаний нелинейной системы. Колебательный характер процесса приводит к росту частоты свободных колебаний и увеличению крутизны кривой изменения этой частоты при запуске, а следовательно ускорению прохождения резонансов.

В условиях несоосности запуск машинного агрегата сопровождается неравномерной деформацией упругого элемента ограничителя, в пределах одного оборота, а в некоторых положениях он оказывается разгруженным. При этом на ведущий и ведомый диски будут действовать периодические моменты с амплитудой пропорциональной величине несоосности и частотой равной угловой скорости вращения муфты. С целью полной компенса-

ции или снижения возникающих периодических нагрузок предлагается увеличение числа упругих ограничителей.

При исследовании динамики переходного процесса нагружения систем с ДДС рассмотрена линейная двухмассовая динамическая модель машинного агрегата и с использованием преобразования Лапласа получены в общем виде выражения для амплитуд ( $\Phi_1(p)$ ,  $\Phi_2(p)$ ) колебаний ведущего и ведомого дисков муфты в пространстве изображений;

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1(p) &= \frac{(J_{12} \kappa_1 - J_{12} \kappa_2) p^2 + \{J_{12} [L(M_1) + C_1] + J_{22} [L(M_2) - C_2] - a \kappa_2\} p^2}{\Delta(p)} \\ &\cdot \{(\kappa_1 + \kappa_2) \beta + [L(M_2) - C_2] a\} p + [C_1 + C_2 + L(M_1) - L(M_2)] \beta; \\ \Phi_2(p) &= \frac{(J_{11} \kappa_2 - J_{12} \kappa_1) p^2 + \{J_{11} [C_2 - L(M_2)] - J_{12} [C_1 + L(M_1)] + a \kappa_1\} p^2}{\Delta(p)} \\ &\cdot \{(\kappa_1 + \kappa_2) \beta + [L(M_1) + C_1] a\} p + [C_1 + C_2 + L(M_1) - L(M_2)] \beta, \end{aligned} \right\} (13)$$

где

$\varphi_1, \varphi_2$  - амплитуды угловых перемещений дисков муфты;

$$\Delta(p) = p^2 (J_{11} J_{22} - J_{12}^2) (p^2 + \varphi^2);$$

$$\kappa_1 = J_{12} \varphi_2(0) + J_{11} \varphi_1(0);$$

$$\kappa_2 = J_{12} \varphi_1(0) + J_{22} \varphi_2(0);$$

$$C_1 = J_{12} \dot{\varphi}_2(0) + a \varphi_2(0) + J_{11} \dot{\varphi}_1(0);$$

$$C_2 = J_{22} \dot{\varphi}_2(0) - a \varphi_2(0) + J_{12} \dot{\varphi}_1(0);$$

$L(M_1), L(M_2)$  - изображения возмущающих функций.

В качестве примера выполнен расчет переходного процесса нагружения моментом пропорциональным времени, возрастающим в 2,08 и 1,70 раза по сравнению с исходным. Коэффициен-



ты динамичности составили соответственно 1,66 и 1,4.

Исследование динамики переходного процесса в нелинейной двухмассовой системе с ДДС при кратковременных импульсных нагрузках проводилось с помощью графо-аналитического метода, связанного с построением фазовых траекторий. Высокие защитные свойства муфты с ДДС подтверждаются расчетами ряда вариантов импульсного нагружения системы. Например, при нагружении системы импульсом, достигающим 100 кгс·м за время  $t = 0,05$  с, максимальный упругий момент в муфте составил 40 кгс·м, т.е. муфта в 2,5 раза снизила величину максимального момента импульса.

В заключении третьей главы выполнен анализ динамики переходного процесса нагружения машинного агрегата с учетом нелинейных свойств муфты с ДДС и характеристик приводного двигателя. Динамическая модель машинного агрегата представлялась трехмассовой, позволяющей выделить три основных элемента машинного агрегата (двигатель, трансмиссию, рабочее орудие), а место установки муфты представить точно соответствующим его реальному месту в агрегате.

Исходная система нелинейных дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= \frac{1}{J_H} [M_1(\dot{\varphi}_1, t) - J_{12} \ddot{\varphi}_2 - 0,5b_1 \dot{\varphi}_1^2 + b_1 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + (b_2 + 0,5b_1) \dot{\varphi}_1^2 - M_{10} \operatorname{sign} \dot{\alpha}]; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{1}{J_{22}} [-J_{12} \ddot{\varphi}_1 + 0,5b_2 \dot{\varphi}_2^2 - b_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 - (b_2 + 0,5b_1) \dot{\varphi}_2^2 + M_{10} \operatorname{sign} \dot{\alpha}]; \\ \ddot{\varphi}_3 &= \frac{1}{J_3} [c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - M_2(t)], \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - углы поворота масс системы;  
 $b_1 = \frac{ZM}{4}(RR' + R'R'')$ ;  $b_2 = \frac{ZM}{4}(RR' - R'R'')$ ;  
 $M_1(\dot{\varphi}_1, t), M_2(t)$  - момент двигателя и нагрузки;  
 $c_{23}$  - жесткость вала.

Расчет системы (16) уравнений на ЭЦВМ "Минск-22" показал, что как при ускорении, так и при замедлении вала двигателя в процессе наброса нагрузки характер изменения упругих моментов аналогичен. Колебательные явления в процессе нагружения исходной системы ограничиваются периодом нарастания момента внешнего сопротивления даже при значительной его величине (с  $M_2 = 36,5$  кгс·м до  $M_2 = 86,5$  кгс·м), а коэффициент динамичности не превышает значения 1,42.

ЧЕТВЕРТАЯ ГЛАВА посвящена экспериментальному исследованию динамики машинного агрегата, снабженного муфтой с ДДС, в неустановившихся режимах работы.

Программа экспериментальных исследований предусматривала:

- измерение упругих характеристик муфты с несимметричными кинематическими схемами и сравнение их энергоемкости в режимах стационарного вращения и в динамике;
- оценка виброизолирующих свойств муфты с ДДС и эффективности отстройки от резонанса крутильной системы в широком диапазоне изменения оборотов и нагрузок;
- исследование влияния муфты с ДДС на динамику переходного процесса разгона, импульсного нагружения и наброса нагрузки.

При создании стендовой установки и разработке комплекса измерительной аппаратуры учитывались требования, предъявляемые к методике и аппаратуре для исследования неустановившихся режимов.

Стендовая установка включала двигатель внутреннего сгорания и гидравлическое загрузочное устройство, что позволило в максимальной степени воспроизвести реальные условия работы муфты с ДДС в неустановившихся режимах.

Электрическая часть стенда обеспечила измерение и регистрацию исследуемых величин с достаточной достоверностью в условиях их непрерывного изменения с большими скоростями и ускорениями, а также многократное воспроизведение исследуемых режимов. Для этого использовались струнные токосъемники трения, тензоталы, потенциометрические датчики амплитуд колебаний, индуктивные датчики и др. Усиление сигналов и за-

пись параметров осуществлялось с помощью тензостанции ТА-5 и осциллографа Н-115. Воспроизведение характера открытия дроссельной заслонки и штока дросселя загрузочного устройства осуществлялось с помощью специальных устройств, входящих в состав системы управления.

Экспериментальные исследования проводились для трех разновидностей центробежных связей, позволивших получить шесть вариантов муфты с ДДС с различными геометрическими и весовыми параметрами.

В процессе проведения экспериментальных исследований производилось измерение вращающего момента ( $M_{23}$ ) на участке тензовала, угловой скорости ( $\omega$ ) вала двигателя и угла деформации  $2\alpha$  муфты.

Анализ экспериментальных исследований динамики крутильной системы с ДДС лабораторного стенда в разнообразных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя показал:

- муфта с несимметричной кинематической схемой обеспечивает передачу момента обратного знака в области положительных углов деформации;

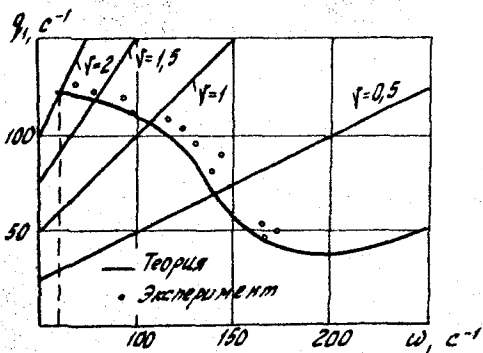
- область значений частот одноузловой формы колебаний в диапазоне рабочих оборотов и нагрузок ограничивается лучом гармоники 1-го порядка (фиг.4), что обеспечивает отстройку системы от резонанса с "сильной" второй моторной гармоникой двигателя;

- с уменьшением величины передаваемого момента значения частот свободных колебаний для соответствующих оборотов уменьшаются, а начало участка следящей настройки по оборотам сдвигается в зону пониженных оборотов;

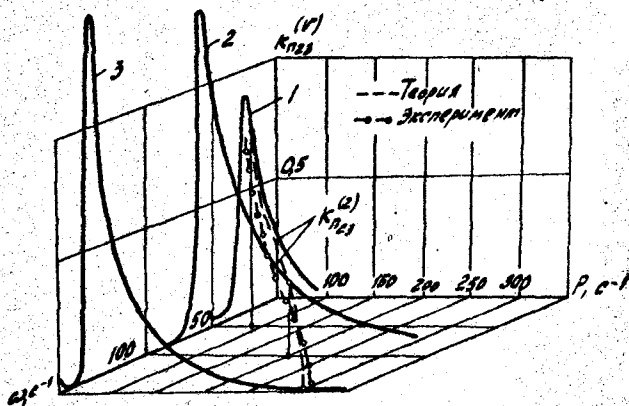
- коэффициент передачи момента для основной возмущающей гармоники ( $\sqrt{2}$ ) изменяется при работе на внешней характеристике в диапазоне  $K_{23}^{(2)} = 0,05 \pm 0,2$ , увеличивая свое значение при уменьшении частоты вращения вала двигателя (фиг.5).

Экспериментальные исследования динамики переходного процесса в стендовой установке показали (фиг.6):

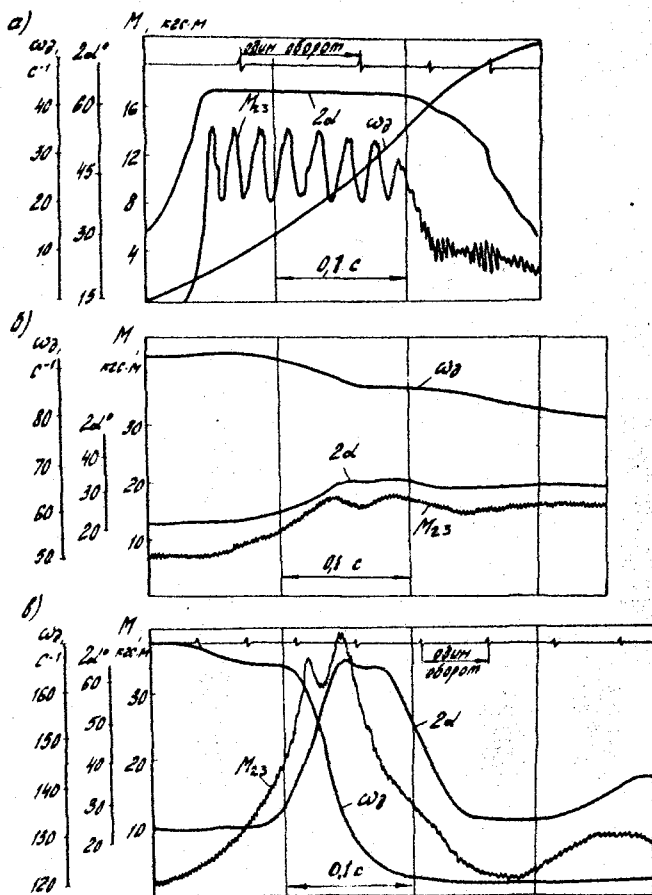
- в режимах импульсного нагружения или наброса нагрузки скорость деформации муфты составляет соответственно  $2\dot{\alpha} = 10 \pm 15 \text{ с}^{-1}$  и  $2\dot{\alpha} = 2 \pm 4 \text{ с}^{-1}$ , что приводит к увеличению энергоемкости на



Фиг.4. Частотная диаграмма при работе на внешней характеристике



Фиг.5. Коэффициент передачи  
 1- $\omega=50\text{c}^{-1}$ ; 2- $\omega=100\text{c}^{-1}$ ; 3- $\omega=150\text{c}^{-1}$



Фиг. 6. Осциллограммы динамики переходного процесса крутильной системы стенда с ДДС: а-при запуске; б-набросе нагрузки; в-импульсном нагружении, ( $\gamma_1=0,1\text{м}$ ,  $\gamma_2=0,135\text{м}$ ,  $ZM=0,032\text{кгс}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}^2$ ,  $l_1=l_2=0,068\text{м}$ )

10±20% и до 5% по сравнению с энергоемкостью в статическом режиме;

- разгон системы с ДДС характеризуется деформацией упругих ограничителей и возникновением на участке тензовала динамического момента с периодом колебаний  $T=0,03\pm 0,05$  с и максимальным значением  $M_{23}=12\pm 16$  кгс·м. В серии выполненных экспериментов коэффициент динамичности не превышал значения 1,8;

- в переходном процессе наброса нагрузки колебания упругого динамического момента  $M_{23}$  имеют низкочастотный характер ( $T=0,08\pm 0,12$  с), определяемый упругими свойствами муфты, с коэффициентом динамичности  $1,05\pm 1,25$ ;

- демпфирование в шарнирах центробежных связей ограничивает число циклов нагружения в переходных процессах до двух-четырех с максимальным значением амплитуды упругого динамического момента в первый полупериод колебаний;

В заключительной части главы дана оценка погрешности измерений и сравнение результатов экспериментальных и теоретических исследований. Экспериментальные данные подтверждают правильность теоретических выводов. Расчеты показали, что наибольшие отклонения исследуемых параметров от расчетных составляют 8±10%.

## ВЫВОДЫ

В работе представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований влияния упругой соединительной муфты с двухпроводковыми центробежными связями на динамику машинного агрегата в неустановившихся режимах работы. Конструктивные разработки, аналитические и экспериментальные исследования выполнены с учетом специфических особенностей эксплуатации реальных силовых установок.

Выполненные исследования позволяют сформулировать следующие выводы:

1. Неустановившиеся режимы работы машинных агрегатов характеризуются воздействием на систему аperiodических значительных по величине внешних сил, вызывающих упругие пере-

мещения с частотой свободных колебаний (переходный процесс) и периодических возмущающих сил, амплитуды и частоты которых изменяются в зависимости от оборотов и нагрузки, что приводит к появлению резонансных зон в диапазоне рабочих оборотов.

2. Соединительные устройства с инерционной природой формирования упругости (муфты с двухпроводковыми центробежными связями), сочетающие высокую крутильную податливость, нелинейные демпфирующие и упругие свойства, являются эффективным средством снижения динамических нагрузок в переходных процессах и обеспечения следящей антирезонансной настройки.

3. Для обобщенной кинематической схемы муфты с ДДС выведены аналитические выражения упругой характеристики, момента трения и на основании исследования свободных и вынужденных колебаний установлено:

- в заданном диапазоне изменения оборотов и нагрузок область значений частот свободных колебаний системы с ДДС соответствующей формы, располагается между соседними лучами "сильных" гармоник двигателя, что обеспечивает отстройку системы от опасных резонансов  $i$ -ой формы колебаний;

- резонансы одноузловой формы колебаний с опасными ("сильными") гармониками оказываются смещенными в зону низких, нерабочих оборотов;

- резонанс двухузловой и более высоких форм колебаний в системе с ДДС не представляет опасности вследствие высоких фильтрующих и демпфирующих свойств муфты;

- при передаче постоянного момента муфта может обеспечить линейную зависимость частот одно- и двухузловой формы колебаний от угловой скорости вращения системы, т.е. частотную настройку, в определенном диапазоне ее изменения;

- виброизолирующие свойства муфты с ДДС зависят от скоростного и нагрузочного режимов работы причем величина коэффициента передачи периодической составляющей для опасных гармоник в рабочем диапазоне оборотов и нагрузок остается достаточно низкой (не более 0,3);

- изменение величины момента трения в муфте с ДДС в зависимости от угловой скорости при различной степени нагрузки обнаруживает важное свойство саморегулирования ее демпфиру-

щих качеств в соответствии с изменением параметров периодических возмущающих сил.

4. Получены аналитические зависимости для выбора рациональных параметров упругих ограничителей и разработаны оригинальные конструкции, а также исследовано влияние жесткости упругого элемента ограничителя на изменение частотных свойств при запуске и показана возможность значительного сужения опасных областей резонансных оборотов при прохождении через резонанс или мгновенного прохождения резонанса с "сильными" гармониками в момент выхода связей на режим.

5. Рассмотрены особенности формирования дополнительных нагрузок при запуске системы с ДДС в условиях несоосности и предложены практические рекомендации для их снижения.

6. Разработаны основы линеаризованной теории, позволяющей достаточно для инженерной практики точно оценить влияние муфты с ДДС на динамику переходного процесса для различных видов возмущающих аperiodических воздействий.

7. Для оценки реакции нелинейной двухмассовой крутильной системы с ДДС на импульсное нагружение предложен способ построения фазовых траекторий, с использованием графоаналитического  $\int$ -метода.

8. Предложена методика расчета динамики переходного процесса трогания и нагружения крутильной системы машинного агрегата с учетом нелинейных свойств ДДС и характеристик приводного двигателя.

9. Результаты экспериментальных исследований подтверждают основные положения разработанной теории динамики машинного агрегата с ДДС в неустановившихся режимах работы и их влияния на снижение общего уровня динамической нагруженности.

#### СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ АВТОРА:

1. Сравнительная оценка различных типов центробежных соединительных муфт (в соавторстве). Сб. трудов ЧПИ, 1969, №74.

2. Исследование динамики силовой установки с центробежной упругой муфтой в условиях ударного нагружения (в со-



авторстве). Сб. трудов ЧПИ, 1971, №99.

3. Исследование переходного процесса в силовой установке с центробежной муфтой (в соавторстве). "Проблемы машиностроения", Сб. научн. трудов АН СССР, ЧПИ, Челябинск, 1973, №123.

4. Исследование процесса запуска машинного агрегата с центробежной муфтой. (в соавторстве). Сб. трудов ЧПИ, 1973, №129.

5. Влияние жесткости упругого ограничителя центробежной муфты на динамику силовой установки (в соавторстве). Труды IV Всесоюзной н/т конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

6. Исследование частоты свободных колебаний центробежной муфты с упругими ограничителями (в соавторстве). "Инерционно-импульсные механизмы, привода и устройства". Труды I Всесоюзной н/т конференции, Челябинск, 1974, №134.

7. Снижение динамических нагрузок в компрессорных установках с помощью центробежных связей (в соавторстве). Труды IV Всесоюзной н/т конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974.

8. Соединительная муфта с упруго-динамическими связями (в соавторстве). Авторское свидетельство СССР №427180. Бюллетень №17, 1974.

9. Упруго-центробежная муфта (в соавторстве). Авторское свидетельство СССР №462946. Бюллетень №9, 1975.

10. Демпфер крутильных колебаний (в соавторстве). Авторское свидетельство СССР №416488. Бюллетень №7, 1974.