

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального  
образования С С С Р

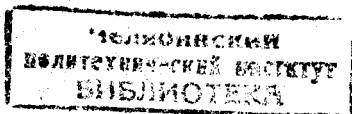
Челябинский политехнический институт  
имени Ленинского комсомола

Башляков  
Виктор Акимович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ И РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ  
И МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ НАТЯГА ШАРИКОПОДШИПНИКОВОГО  
УЗЛА ГИРОДВИГАТЕЛЯ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и  
детали машин"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Челябинск

1973

Работа выполнена на кафедре электрических машин и аппаратов Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент  
В.А.Лифанов.

Научный консультант - кандидат технических наук, доцент  
Э.А.Сигалов.

Официальные оппоненты: доктор технических наук  
Г.Н.Фролов,  
кандидат технических наук, доцент  
В.В.Леванидов.

Ведущее предприятие - указано в решении Ученого совета.

Автореферат разослан "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1974 г.

Защита диссертации состоится \_\_\_\_\_ 1974 года,  
в 15 часов, (аудитория 244) на заседании Совета по присуждению  
ученных степеней машиностроительных факультетов Челябинского  
политехнического института им. Ленинского комсомола.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывам по данной работе (в двух экземплярах) просим  
направлять по адресу: 454044, г.Челябинск, 44, пр. им.  
В.И.Ленина, 76, Совет ЧПИ.

Ученый секретарь Совета -  
кандидат технических наук, доцент

  
А. С. КАММЕР

В системах стабилизации и навигации особое место занимают гироскопические устройства, основными элементами которых являются гидродвигатели (ГД). Современный этап развития гироскопических устройств характеризуется повышенными требованиями к их точности и надежности. Анализ точностных характеристик гироскопа показывает, что его уход наряду с другими факторами зависит от неравномерности подвески ротора гидродвигателя в радиальном и осевом направлениях.

Жесткость гидродвигателя в осевом направлении определяется жесткостью последовательно-соединенных элементов: радиально-упорных шарикоподшипников и крышек. Радиальная жесткость определяется в основном радиальной жесткостью шарикоподшипника и оси ротора. Обычно радиальная жесткость гидродвигателя оказывается больше его осевой жесткости. Уменьшение крышками радиальной жесткости недопустимо вследствие малого воздушного зазора электрической машины и возможного задевания ротора о статор при линейных перегрузках. Поэтому уменьшение неравномерности может быть обеспечено увеличением осевой жесткости шарикоподшипника. Последнюю с учетом нелинейности силовой характеристики радиально-упорного шарикоподшипника можно регулировать предварительным натягом, осуществляемым в подшипнике после монтажа путем предварительной осевой нагрузки.

Таким образом, с увеличением предварительного натяга уменьшается уход гироскопа, вызываемый внешними перегрузками. Однако при этом происходит увеличение потребляемой мощности, момента трения в подшипниках, что ведет к возрастанию температуры подшипникового узла и к некоторому увеличению температурной разбалансировки гироскопа. Кроме того, при достаточно большом предварительном натяге и высокой температуре окружающей среды момент трения в шарикоподшипниковых узлах может оказаться больше пускового и гидродвигатель не запустится. Поэтому возникает необходимость в установлении оптимальной величины предварительного натяга и в контроле его в процессе хранения и эксплуатации гидродвигателя.

В настоящее время существуют способы измерения предварительного натяга гидродвигателя, основанные на измерении величины упругой деформации крышек и на резонансных колебаниях.

Первый способ основан на свойстве крышек упруго деформироваться под воздействием осевой нагрузки. Данный способ определения натяга при своей простоте обладает высокой точностью. Однако этому способу присущ основной недостаток: для измерения предварительного натяга необходим механический контакт с ротором, т.е. данный способ неприемлем для измерения натяга шарикоподшипникового узла герметичных гидродвигателей.

Резонансный способ определения натяга герметичного гидродвигателя основан на зависимости собственных частот колебаний гидродвигателя от величины натяга. По собственным колебаниям определяется жесткость шарикоподшипниковой опоры и натяг. Однако вследствие нелинейности колебательной системы величина натяга определяется с низкой точностью. Таким образом, возникает актуальная необходимость в разработке средств и методов измерения натяга шарикоподшипникового узла герметичных гидродвигателей.

Вибрация гидродвигателя является одним из емких источников информации о состоянии шарикоподшипникового узла. Поэтому решение вопроса по разработке средств и методов контроля натяга целесообразно связать с исследованием вибрации гидродвигателя.

Целью настоящей работы является:

1. Исследование вибрационных характеристик гидродвигателя с разработкой соответствующих средств и устройств.
2. Разработка средств и методов контроля величины предварительного натяга шарикоподшипникового узла герметичных гидродвигателей.

В более общем плане научной задачей, решаемой в реферируемой работе, является разработка средств и методов улучшения точностных характеристик гироскопических устройств.

Реферируемая работа состоит из введения, пяти глав, изложена на 164 страницах, содержит 45 рисунков и библиографию из 82 работ.

В первой главе диссертации исследуется влияние натяга на вибрацию гидродвигателя, обусловленную волнистостью колец подшипников.

На основе анализа факторов, определяющих вибрацию гидродвигателя, отмечается, что в правильно сконструированном и собранном ГД с полным выполнением технологических процессов главными причинами вибрации являются отклонения рабочих поверхностей колец подшипников от идеальной геометрической формы. При этом основным источником вибрации гидродвигателя оказывается волнистость дорожек качения колец подшипников.

В результате рассмотрения влияния волнистости на вибрацию подшипника установлено, что амплитуды и частоты гармонических составляющих вибрации гидродвигателя, обусловленных данной волнистостью зависят от величины предварительного натяга. Так как волнистость носит случайный характер, то в спектрах волнистости и вибрации ГД целесообразно выделить наиболее характерные гармоники присущие определенному типу гидродвигателей и исследовать зависимость данных гармоник от натяга.

Для определения наиболее характерных гармоник вибрации от волнистости последняя рассматривалась как случайная функция, а профиль дорожки качения, снятый экспериментально, как реализация данной случайной функции. Имея  $M_0$  - реализаций случайной функции, можно построить корреляционную функцию, и, установив стационарность случайной функции, определить ее характеристики.

Статистический анализ профилей нескольких партий колец подшипников показал, что профиль кольца, рассматриваемый как случайная функция, удовлетворяет условиям стационарности. Поэтому профиль колец подшипника можно рассматривать как стационарную случайную функцию.

Из теории стационарных случайных функций известно, что существует связь между характером корреляционной функции и внутренней структурой соответствующей ей случайной функции. Если в случайной функции преобладают некоторые частоты и соотношения, то ее корреляционная функция имеет вполне определенный вид и может быть разложена в гармонический ряд Фурье.

По разложению корреляционной функции можно получить разложение самой случайной функции с теми же координатными функциями и коэффициентами  $D_{\nu}$ . При этом коэффициенты  $D_{\nu}$  являются дисперсиями гармонических составляющих  $\nu$  профиля кольца и наиболее характерным гармоникам волнистости колец подшипника соответствуют гармоники с меньшими дисперсиями амплитуд волнистости.

С целью выяснения наиболее характерных гармоник волнистости были сняты профилограммы 20 внутренних и наружных колец подшипников типа С6074. По профилограммам построены корреляционные функции. Осуществлено разложение корреляционных функций в гармонический ряд Фурье. Установлено, что наиболее характерными гармониками волнистости являются шестая гармоника для внутреннего и седьмая гармоника для наружного колец.

Если сняты спектрограммы вибрации гидродвигателей с рассматриваемыми кольцами, определен спектр дисперсий амплитуд гармоник вибрации и выявлены наиболее характерные гармоники. Затем осуществлено сопоставление дисперсий амплитуд волнистости колец и вибрации ГД. Установлено, что наиболее характерным гармоникам ГД соответствует аналогичные по характеру гармоники волнистости колец подшипников. Поэтому исследование влияния натяга на вибрацию ГД, обусловленную волнистостью колец подшипника, целесообразно проводить на данных гармониках вибрации.

С целью проверки возможности контроля натяга ГД по его вибрационному состоянию в реферируемой работе проведено экспериментальное исследование влияния натяга на наиболее характерные гармоники вибрации ГД от волнистости колец подшипников. В результате этих исследований установлено, что с увеличением натяга амплитуда вибрации, вызванная шестой гармоникой волнистости внутреннего кольца, возрастает. Кроме того, с увеличением натяга увеличивается частота данной вибрации. На этом основании разработан метод контроля натяга герметичных гидродвигателей по вибрации, обусловленной волнистостью колец.

Во второй главе обосновывается и разрабатывается метод контроля натяга герметичного ГД по вибрации с частотой следования шариков. С этой целью исследуется влияние перекоса колец шарикоподшипника на его вибрационное состояние. Установлено, что при практически существующем технологическом перекосе колец в шарикоподшипниковом узле появляются неравнонагруженные зоны. Уравнение движения шариков при прохождении этих зон аналогично уравнению движения шарикоподшипника при наличии радиального зазора. На этом основании установлено, что совместное влияние шариков, перекоса и неуравновешенности ротора обуславливает в вибрации гидродвигателя широкий спектр частот с пульсирующими амплитудами. Особенно заметными оказываются гармоники частот вращения сепаратора  $\omega_c$  и следования шариков  $Z\omega_c$ , где  $Z$  - число шариков.

Рассматривается взаимодействие шариков с сепаратором при наличии перекоса в подшипниковом узле. Устанавливается, что данное взаимодействие при отмеченном условии приводит к появлению в спектре вибрации подшипника гармонической составляющей также с частотой следования шариков.

В спектре вибрации гидродвигателя, собранного на двух шарикоподшипниках, имеют место две гармонические составляющие с частотой следования шариков, обусловленные технологической неидентичностью подшипников ГД. Причем разность этих частот зависит от направления вектора кинетического момента по отношению к горизонту.

Для проверки возможности разработки метода контроля натяга по вибрации с частотой следования шариков проведены экспериментальные исследования влияния натяга на данную вибрацию. Установлено, что при одном и том же положении вектора кинетического момента ГД по отношению к горизонту с увеличением натяга амплитуды и частоты вибрации ГД с частотой следования шариков увеличиваются. На этом основании имеется возможность контролировать натяг герметичных ГД по вибрации с частотой следования шариков.

Третья глава диссертации посвящена разработке средств и методов измерения натяга шарикоподшипникового узла гидродвигателя. Показано, что из рассмотренных выше вибраций (от волнистости и с частотой следования шариков) наиболее эффективной вибрацией с точки зрения возможности использования ее для измерения натяга является вибрация с частотой следования шариков. Имея зависимость частоты данной вибрации от натяга, снятую предварительно на открытом гидродвигателе, можно решить обратную задачу: по частоте вибрации определить величину натяга герметичного гидродвигателя.

Однако данный метод не лишен определенного недостатка. Этот недостаток состоит в том, что для каждого гидродвигателя необходимо предварительно снимать зависимость частоты вибрации от предварительного натяга и заносить данную зависимость в паспорт гидродвигателя, что значительно усложняет и удорожает производство гидродвигателей.

С целью устранения отмеченного недостатка разработан метод измерения натяга шарикоподшипникового узла симметричного герметичного гидродвигателя с неподвижным ротором вращением прибора в целом вокруг оси, перпендикулярной оси вращения ротора. В основу разработки данного метода положено использование центробежных сил инерции, возникающих при принудительном вращении прибора вокруг поперечной оси, приложенных к крышкам в осевом направлении, уменьшающих при некоторой скорости вращения натяг до нуля, с последующим обнаружением перехода натяга через ноль и определением величины натяга.

В исходном состоянии, т.е. при неподвижном приборе, крышки воздействуют на ротор с силой предварительного натяга  $A$ . Вектор-сила может быть совмещена с центром тяжести крышки. Положение этого центра определяется с учетом массы внутреннего статора, жестко связанного с крышкой.

Если прибор привести во вращение вокруг поперечной оси, то на крышки будут воздействовать центробежные силы  $F$ , приложенные к центрам тяжести крышек, но направленные встречно по отношению к силам  $A$ . При этом состоянии прибора натяг



в подшипниковом узле будет определяться разностью сил  $A$  и  $F$ . При некоторой скорости вращения прибора эта разность сил может оказаться равной нулю, что будет соответствовать выбору натяга в отмеченном узле. При дальнейшем увеличении скорости вращения сила  $F$  превысит силу  $A$  и отожмет крышки от ротора ГД. Натяг по прежнему будет равен нулю с той лишь разницей, что в подшипниковом узле появится зазор в основном вдоль оси вращения ротора гидродвигателя.

Если известна угловая скорость вращения прибора  $\omega_k$ , при которой  $F=A$ , т.е. происходит выбор натяга, то по общеизвестному соотношению

$$A = m\omega_k^2 l, \quad (I)$$

где  $m$  — масса крышки со статором;

$l$  — удаление центра тяжести крышки от оси вращения прибора

нетрудно определить натяг.

Момент перехода величины натяга через нулевое значение можно установить двумя способами в зависимости от расположения оси вращения прибора. Возможны два положения этой оси: вертикальное и горизонтальное. При вертикальном расположении оси процессы, происходящие при увеличении скорости вращения, протекают следующим образом. Вначале обе крышки прижимаются к ротору и поэтому частотные характеристики последнего определяются осевой жесткостью обеих крышек, т.е.  $2C$ , где  $C$  — жесткость одной крышки. Вследствие симметричного расположения масс относительно оси вращения последняя не будет совершать колебательного движения в случае податливого крепления оси или оказывать усилия на опоры в случае жесткого крепления. При относительно большой скорости вращения прибора  $\omega > \omega_k$ , когда центробежная сила  $F$  становится больше натяга  $A$  и крышки расходятся, ротор теряет контакт с одной из крышек. Поэтому при нулевом натяге и образовании зазора в подшипниковом узле частотные характеристики ротора вдоль главной оси вращения определяются жесткостью  $C$ , т.е. жесткостью одной крышки. Следовательно, при

скорости вращения  $\omega_k$  прибор переходит с частотной характеристики, соответствующей двойной жесткости, на частотную характеристику, соответствующую одинарной жесткости, т.е. амплитудно-частотные характеристики претерпевают излом. При этом в случае вертикального расположения оси вращения и податливом креплении последняя ось совершает колебания, амплитуда  $\Delta x$  которых определяется выражением:

$$\Delta x_* = \frac{\Delta \omega_*^2 \rho_k^2 M_*}{1 + 0,5M_* + (1 + M_*) \rho_k^2 (1 + 2\Delta \omega_*)}, \quad (2)$$

где

$$\Delta x_* = \frac{\Delta x}{l}; \quad M_* = \frac{M}{m}; \quad \rho_k = \frac{\omega_k}{\omega_0};$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \Delta \omega_* = \frac{\Delta \omega}{\omega_k}; \quad \Delta \omega = \omega - \omega_k;$$

$M$  - масса ротора.

Из этого уравнения видно, что в области малых значений  $\Delta \omega_*$  зависимость  $\Delta x_* = f(\Delta \omega_*)$  является практически линейной. Наклон этой характеристики

$$\frac{d\Delta x}{d\Delta \omega_*} \approx \frac{\rho_k^2 M_*}{1 + 0,5M_*}. \quad (3)$$

На основании проведенного анализа и полученных результатов рекомендована следующая методика измерения натяга при вертикальном расположении оси вращения прибора и при податливом креплении данной оси. Снимается зависимость амплитуды колебаний от скорости вращения прибора и определяется скорость вращения  $\omega_k$ , на которой имеет место излом данной характеристики. Затем с помощью уравнения (1) или пересчетной кривой определяется натяг. Следует отметить, что точность измерения натягов, близких к номинальным и превышаю-

ших их, как видно из уравнения (3), существенно выше точности измерения малых натягов.

В случае вертикального расположения оси вращения и жесткого крепления последней при скорости вращения  $\omega = \omega_* + \Delta\omega$  на опоры будет действовать вибрационная (неуравновешенная) сила  $\Delta F$  со стороны оси вращения, которую можно определить из выражения

$$\Delta F_* = \frac{2\rho_*^4 \Delta\omega_* M_*}{\left[1 - (1 + 2\Delta\omega_*)\rho_*^2\right] \left[1 - (1 + M_*)(1 + 2\Delta\omega_*)\rho_*^2\right]} \quad (4),$$

где

$$\Delta F_* = \frac{\Delta F}{c l}.$$

Зависимость  $\Delta F_* = f(\Delta\omega_*)$  в области малых значений  $\Delta\omega_*$  также является практически линейной функцией. Наклон этой характеристики в рассматриваемой области

$$\frac{d\Delta F_*}{d\Delta\omega_*} \approx 2\rho_*^4 M_* \quad (5)$$

Сравнивая (3) и (5), можно заключить, что в случае жесткого крепления оси вращения прибора установка обладает еще большей чувствительностью к большим натягам, близким к номинальному значению. Поэтому в случае задания широкого диапазона допустимых натягов предпочтительно применение установки с податливыми опорами, а в случае жесткого ограничения величины натяга эффективней использование установки с жестким креплением оси вращения прибора. Методика контроля натяга в последнем случае аналогична рассмотренной выше, с той лишь разницей, что в процессе определения осуществляется измерение вибрационной силы, например, тензодатчиком.

При горизонтальном расположении оси вращения прибора с жестким креплением последней при выборе натяга с последующим отрывом крышки в зависимости вибрационной силы от скорости вращения появится вторая гармоническая составляющая с двойной частотой вращения прибора. Определив скорость вращения прибора, соответствующую появлению второй гармонической составляющей вибрационной силы, можно по пересчетной кривой или по формуле

$$A = m\omega_r^2 l + \frac{P}{2} \quad (6)$$

где  $P$  - вес ротора,  
определить натяг.

Экспериментальные исследования разработанных методов контроля натяга герметичных гидродвигателей показали, что погрешность измерения натяга по вибрации с частотой следования шариков составляет  $\pm 1,0$  Н. Погрешность измерения натяга вращаем гидродвигателя вокруг оси, перпендикулярной главной, составляет  $\pm 2,5$  Н. Следует отметить, что погрешность измерения натяга герметичного гидродвигателя существующим резонансным способом составляет  $\pm 8$  Н.

Четвертая глава посвящена разработке и анализу установок для экспериментального исследования вибрационных характеристик гидродвигателей. Разработанная оптико-механическая установка позволяет достаточно точно исследовать влияние натяга и перекоса шарикоподшипников на вибрационное состояние гидродвигателей. Изменение натяга осуществляется с помощью винта, связанного с крышкой гидродвигателя, отжимающего наружное кольцо шарикоподшипника и, следовательно, крышку. Изменение перекоса осуществляется изменением величины усилия, приложенного к консоли, жестко связанной с крышкой. Данное усилие определяет момент, перекашивающий крышку и, следовательно, наружное кольцо шарикоподшипника. Чувствительными элементами к натягу и перекосу являются два ферромагнитных зоркальца,

каждое из которых подвешено на двух магнитных клиньях, один из которых жестко связан с корпусом установки, а другой с крышкой. Ферромагнитные зеркальца расположены по диаметру прибора с разных его сторон. Изменение натяга и перекоса приводит к взаимному смещению магнитных клиньев, повороту зеркальца и в конечном итоге к смещению отраженного от зеркальца светового штриха на экране установки. В качестве источника светового луча использован газовый лазер.

Применение двух ферромагнитных зеркалец, расположенных по диаметру, позволяет не только изменять и контролировать натяг и перекося, но и определить данные параметры при одновременном их изменении. Кроме того, имеется возможность контролировать влияние перекося на натяг и наоборот, что повышает точность исследований. При одинаковом удалении магнитных клиньев от оси прибора и одинаковых зазорах между подвижным и неподвижным магнитными клиньями изменение натяга приводит к смещению световых штрихов на экранах в разных направлениях, но на одинаковую величину. Чувствительность установки к натягу в общем случае определяется выражением

$$\frac{L''}{\Delta A} = \frac{2L_1}{Cd}, \quad (7)$$

где  $L''$  - смещение световых штрихов на экранах;  
 $L_1$  - оптическое расстояние от зеркальца до экрана;  
 $d$  - зазор между магнитными клиньями;  
 $C$  - осевая жесткость крышки;  
 $\Delta A$  - приращение натяга.

При изменении перекося световые штрихи на экране смещаются в одном направлении и на одинаковую величину. Чувствительность установки к перекося в данном случае определяется выражением:

$$\frac{L''}{r''} = -2L_1 \left( \frac{L_1}{d} - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right), \quad (8)$$

где  $\sqrt{\quad}$  - угол поворота крышки;  
 $\gamma', \gamma''$  - угловые жесткости подвески прибора и крышки;  
 $L$  - удаление кромки подвижного магнитного клина от оси прибора.

Данная установка обладает следующими недостатками:

- 1) возможность производства исследований лишь на разгерметизированном приборе и в специальной барокамере, что не вполне соответствует действительным условиям работы прибора;
- 2) отсутствие возможности плавного изменения параметра в процессе исследования работающего прибора;
- 3) сложность проведения исследований при строго определенной скорости вращения вследствие возможной погрешности измерения скорости от запуска к запуску (в случае асинхронных гидродвигателей).

С целью устранения отмеченных недостатков разработана специальная установка для исследования влияния натяга на вибрацию герметичного гидродвигателя. Принцип построения и действия этой установки основан на силах электромагнитного тяжения, возникающих в приборе при расположении его в поле электромагнитов установки и уменьшающих натяг.

При питании катушек установки постоянным током образуется магнитный поток, который замыкается в основном по двум путям: по кожуху и крышкам гидродвигателя. Так как кожух тонкостенный, то он, насыщаясь, проводит лишь незначительную часть потока. Основная же часть потока замыкается по ферромагнитным крышкам прибора. Если намагничивающая сила не насыщает крышки, то последние экранируют магнитный поток и не позволяют ему проникнуть внутрь прибора. Плавно увеличивая ток в подмагничивающих катушках, можно плавно уменьшать натяг от вполне определенного значения, определяемого установленным натягом. Вместе с тем установка позволяет весьма быстро изменить величину натяга и тем самым осуществить исследование влияния этого изменения на вибрационное состояние прибора при строго постоянной скорости вращения. Последнее является весьма важным достоинством рассматриваемой установки, поскольку

согласно проведенным исследованиям вибрация гидродвигателя существенно зависит от его скорости вращения.

Разработанное устройство для автоматической регистрации спектра частотных характеристик позволяет повысить эффективность использования данных установок при исследовании вибрации.

Пятая глава посвящена разработке средств исследования вибрационного состояния гидродвигателей и калибровки вибродатчиков.

Исследование низкочастотных гармоник вибрации ГД целесообразно производить по вибросмещению, так как в этом случае они проявляются в большей степени по сравнению с высшими гармониками, чем при измерении виброскорости. Разработанный универсальный индукционный датчик позволяет осуществлять одновременное измерение вибрационных смещений и скоростей. Прототипом разработанного индукционного датчика может служить широко известный индукционный датчик виброскорости, содержащий многовитковую катушку в поле постоянного магнита. Так как катушка помещена в зазоре постоянного магнита с малой магнитной проницаемостью, т.е. обладает малой индуктивностью, и включена на высокоомную нагрузку, то по существу измеряется э.д.с. в катушке, пропорциональная виброскорости.

В разработанном датчике с целью получения электрического сигнала, пропорционального вибросмещению, увеличена индуктивность измерительной катушки. С этой целью она сцеплена с замкнутым магнитопроводом и замкнута накоротко измерительным шунтом.

Принцип работы датчика можно пояснить, основываясь на явлении сверхпроводимости или теореме о постоянстве потоко-сцепления. Явление сверхпроводимости приближенно имеет место в контурах, активное сопротивление которых много меньше индуктивного сопротивления и им можно пренебречь. Тогда потоко-сцепление данного "сверхпроводящего" контура будет оставаться постоянным, т.е. к нему применима теорема постоянства потоко-сцепления. В данном случае таким контуром можно считать под-

вижную катушку, выполненную из медного провода и сцепленную с магнитопроводом, т.е. обладающую малым активным сопротивлением и значительной индуктивностью. В исходном (среднем относительно магнитопровода) положении потокосцепление катушки равно нулю. В дальнейшем при движении катушки в любом направлении это потокосцепление по условию его постоянства должно оставаться неизменным и равным нулю. Это обеспечивается тем, что появившийся ток в катушке обуславливает поток, силовые линии которого направлены встречно потокосцеплению катушки с постоянными магнитами. Поток в тороиде тем больше, и, следовательно, тем больше ток в катушке, чем больше ее смещение. С измерительного шунта, на котором замкнута катушка, снимается падение напряжения, пропорциональное току катушки и, следовательно, вибросмещению.

Комплексная чувствительность датчика к вибросмещению

$$m_3 = \frac{u}{\xi} = BL \frac{r}{L} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{R^2}{(\omega L)^2}}} \varepsilon^{i\psi}, \quad (9)$$

- где  $B$  - магнитная индукция в зазоре магнитов;  
 $L$  - суммарная длина активных частей проводников в катушке, расположенных в воздушном зазоре магнитов;  
 $r$  - сопротивление измерительного шунта;  
 $R$  - сопротивление катушки;  
 $L$  - индуктивность катушки;  
 $\psi$  - угол опережения током вибросмещения;  
 $u$  - падение напряжения на шунте;  
 $\xi$  - амплитуда вибросмещения.

На замкнутый магнитопровод намотана вторая измерительная катушка, на выходе которой э.д.с. пропорциональна виброскорости.

Разработан индукционный датчик крутильных колебаний с повышенной чувствительностью. Разработан также пьезоэлектри-



ческий датчик линейных колебаний, который отличается от существующих меньшей ротационной чувствительностью, чувствительностью к неизмеряемым угловым колебаниям.

С целью совершенствования технологии измерения вибрации ГД и повышения точности измерения разработан оптико-фотоэлектрический виброщуп. В этом приборе эффективная фильтрация постоянной составляющей вибросмещения достигнута применением гидравлической передачи между исследуемой машиной и чувствительным элементом. В приборе имеются два поршня, находящиеся с зазором в одной полости, один из которых связан с щупом, а другой — с чувствительным элементом (ферромагнитным зеркальцем, расположенным на магнитных клиньях). При этом первый поршень является ведущим, а второй — ведомым. Межпоршневое пространство заполнено вязкой жидкостью. На концах полости имеются уплотнения, не позволяющие вытечь жидкости из прибора. Для получения на выходе прибора электрического сигнала, пропорционального вибросмещению, имеется фотоэлектрическое устройство. При весьма низких частотах вибрации исследуемого гидродвигателя гидравлическое сопротивление в зазорах, которые выбираются из условия отсутствия задевания поршней о стенки полости и равны примерно 10–100 мкм, мало. Вытесняемая из межпоршневого пространства жидкость свободно перетекает в запоршневое пространство. Коэффициент передачи  $B$ , равный отношению смещений ведомого и ведущего поршней, практически равен нулю. Таким образом, виброщуп не реагирует на постоянную составляющую вибросмещения. С увеличением частоты вибрации при неизменной амплитуде в зазорах между поршнями и стенками цилиндра появляются силы гидравлического сопротивления. Эти силы, обусловленные вязкостью жидкости и ее плотностью, пропорциональны виброскорости и виброускорению жидкости в зазорах. В этом случае коэффициент передачи  $B$  приближается к единице.

Для калибровки разработанных датчиков предложен и теоретически обоснован оптико-механический вибростенд на базе асинхронного двигателя с полым немагнитным ротором. Данный вибро-

стенд позволяет исследовать также чувствительность датчиков линейных колебаний к угловым колебаниям и к сложному спектру колебаний.

Основные результаты теоретического и экспериментального исследования вибрационного состояния и разработки средств и методов контроля натяга шарикоподшипникового узла гидродвигателя позволяют сделать следующие выводы:

1. Точность и надежность современных гироскопических устройств (ГУ) существенно зависят от величины натяга шарикоподшипниковых узлов гидродвигателей. Следовательно, улучшение точностных характеристик названных устройств тесно связано с наличием средств и методов контроля натяга шарикоподшипникового узла ГД и выдвигает необходимость их разработки и совершенствования.

2. Так как одним из основных источников информации о качестве ГУ является вибрационное состояние ГД, то для разработки методов контроля шарикоподшипникового узла большое значение имеет установление связи уровня и характера вибрации ГД от состояния подшипников.

3. Основными факторами в возбуждении колебаний ГД являются волнистость дорожек качения и технологический перекос колец подшипников. С целью выяснения влияния наиболее характерных гармоник вибрации, обусловленных влиянием волнистости, удобно профиль дорожки качения кольца рассматривать как случайную функцию и использовать для анализа корреляционный метод этих функций.

4. В результате исследования влияния натяга шарикоподшипникового узла на вибрацию последнего от волнистости установлено, что с увеличением натяга амплитуды и частоты данной вибрации возрастают. Тем самым предоставляется возможность разработать метод контроля натяга герметичных гидродвигателей по наиболее характерным гармоникам вибрации от волнистости.

5. Совместное влияние шариков, перекоса и неуравновешенности ротора обуславливает в вибрации ГД широкий спектр

частот с пульсирующими амплитудами. Особенно заметными оказываются гармоники частот вращения сепаратора и следования шариков. Взаимодействие шариков с сепаратором при наличии перекоса в подшипниковом узле приводит к появлению в спектре вибрации ГД гармонической составляющей также с частотой следования шариков.

6. Увеличение натяга вызывает повышение вибраций с частотами вращения сепаратора и следования шариков. Обнаружение этого фактора позволило обосновать и разработать метод контроля натяга герметичного ГД по вибрации с частотой следования шариков.

7. Разработанный метод измерения натяга шарикоподшипникового узла герметичного ГД посредством вращения прибора вокруг оси, перпендикулярной оси вращения ротора, отличается достаточно высокой точностью и позволяет осуществлять контроль натяга при неподвижном роторе.

8. Экспериментальная проверка разработанных методов и средств контроля подтверждает теоретические предпосылки, положенные в основу их разработки, и эффективность их практического использования для улучшения точностных характеристик гироскопических устройств.

Отдельные положения диссертации были доложены на XXVI, XXV и XXIV научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола и XXVI научно-технической конференции Ленинградского института авиационного приборостроения.

Основные материалы диссертации отражены в следующих работах:

1. Башлыков В.А. и др. Исследование вибрационного состояния и разработка электрических машин. Технический отчет по НИР, № государственной регистрации 70002341. Инв. Б069256. 1970. Инв. Б100311, Б129896, 1971, Инв. Б160834, 1972.

2. Башлыков В.А., Сигалов Э.А. Исследование влияния натяга шарикоподшипникового узла на вибрационное состояние ги-

родвигателя. Исследование автоматизированных электроприводов, электрических машин и вентильных преобразователей. Труды ЧПИ, № 124, Челябинск, 1973.

3. Сигалов Э.А., Дементьев Г.М., Башлыков В.А. Экспериментальное исследование линейных и угловых колебаний электрических машин. Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий. Челябинск, 1972.

4. Сигалов Э.А., Китаев А.В., Башлыков В.А. Зеркальный виброметр для исследования вибраций электрических машин. Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий. Труды ЧПИ, Челябинск, 1970.

5. Башлыков В.А., Золотухин А.С., Китаев А.В., Сигалов Э.А. Теоретические предпосылки к разработке генератора механических колебаний на базе АДП. Исследование автоматизированных электроприводов, электрических машин и вентильных преобразователей. Труды ЧПИ, № 108, Челябинск, 1972.

6. Башлыков В.А., Горшков В.А., Шмелев А.А. Экспериментальное исследование механических характеристик электрических двигателей с газодинамическими опорами. Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий. Челябинск, 1972.

7. Лифанов В.А., Сигалов Э.А., Башлыков В.А. Устройство для измерения параметров вибрации. Авт.свид. № 373625. Буллетень изобретений № 14, 1973.

8. Башлыков В.А., Китаев А.В., Сигалов Э.А. Устройство для исследования вибраций. Авт.свид. № 342071. Буллетень изобретений №19, 1972.

9. Башлыков В.А., Золотухин А.С., Сигалов Э.А. Датчик линейных ускорений. Авт. свид. № 379873. Буллетень изобретений № 20, 1973.

10. Башлыков В.А., Китаев А.В. Электромашинная установка. Авт. свид. № 372638. Буллетень изобретений № 13, 1973.