

**ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՀԱՆՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ ԿՐԹՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ  
ՆԱԽԱՐԱՐՈՒԹՅՈՒՆ  
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ**

**ԳԵՎՈՐԳՅԱՆ ԱՐԱՄՍՅԻՄ ՎԻԿՏՈՐԻ**

**ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱՌԱՆՑՔԱԿԱԼԱՑԻՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ  
ՎԻՔՐՈՒԱԿՏԻՎՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԵՐԿԱՐԱԿԵՑՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ  
ԵՂԱՆԱԿՆԵՐԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՈՒՄԸ**

Ե.02.01 - «Մեքենագիտություն» մասնագիտությամբ տեխնիկական  
գիտությունների թեկնածուի գիտական աստիճանի հայցման  
ատենախոսության

**ՄԵՂՍԱԳԻՐ**

**ԵՐԵՎԱՆ 2018**

---

---

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ АРМЕНИЯ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ**

**ГЕВОРКЯН АРАМАИС ВИКТОРОВИЧ**

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ  
ВИБРОАКТИВНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ  
УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по  
специальности 05.02.01 - «Машиноведение»

**ЕРЕВАН 2018**

Ատենախոսության թեման հաստատվել է Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի գիտական խորհրդում:

Գիտական ղեկավար՝  
Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝

տ.գ.դ.,պրոֆ. Հ.Գ. ՇԵԿՅԱՆ  
տ.գ.դ.,պրոֆ. Ա.Ռ.ՊԱՊՈՅԱՆ  
Ֆ.-մ.գ.թ.,պրոֆ. Մ.Վ. ԲԵԼՈՒԲԵԿՅԱՆ  
Ճարտարապետության և շինարարության Հայաստանի ազգային համալսարան

Առաջատար կազմակերպություն՝

Պաշտպանությունը կայանալու է 2018թ.սեպտեմբերի 14 - ին ժամը 13<sup>00</sup> - ին Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանում (ՀԱՊՀ) գործող ԲՈՀ-ի «Մեքենաշինություն և մեքենագիտություն» 034 մասնագիտական խորհրդի նիստում:  
Հասցեն՝ 0009, Երևան, Տերյան փ., 105:

Ատենախոսությանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱՊՀ գրադարանում:  
Սեղմագիրը առաքված է 2018թ օգոստոսի 14 -ին:

034 մասնագիտական խորհրդի գիտական քարտուղար,

տ.գ.թ.

Մ.Գ. Հարությունյան

---

---

Тема диссертации утверждена Ученым советом Национального политехнического университета Армении

Научный руководитель:  
Официальные оппоненты:

д.т.н., проф. Г.Г. ШЕКЯН  
д.т.н., проф. А.Р. ПАПОЯН  
к.-ф.м.н., проф. М.В. БЕЛУБЕКЯН

Ведущая организация

Национальный университет архитектуры и строительства Армении

Защита состоится 14-го сентября 2018г.в13<sup>00</sup>ч. на заседании Специализированного совета 034 - “Машиностроение и машиноведение” ВАК, действующего при Национальном политехническом университете Армении (НПУА), по адресу: 0009, Ереван, ул. Теряна, 105.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НПУА.  
Автореферат разослан 14-го августа 2018г.

Ученый секретарь Специализированного совета 034

к.т.н.

М.Г. Арутюнян

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** В современных электрических машинах все большее значение приобретают вопросы устойчивости и динамической прочности конструктивных элементов и узлов. Вызвано это во многом тенденциями создания высокопроизводительных и высокоскоростных машин, с одной стороны, и тенденциями уменьшения материалоемкости – с другой. Уменьшение весогабаритных параметров приводит к уменьшению жесткостных и демпфирующих характеристик, и при необоснованно низких значениях этих параметров нормальное функционирование машины становится невозможным. В результате появляются вибрации в виде регулярных биений, которые порождают нестационарные процессы, повышающие динамические нагрузки на подшипниковые узлы. Если учесть, что прочность элементов конструкции машин в основном обусловлена уровнем виброакустических характеристик, то вопросы исследования динамического состояния электрических машин с целью совершенствования методов оценки виброактивности, долговечности и надежности подшипниковых узлов становятся весьма актуальными.

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является исследование виброактивности электрических машин и разработка усовершенствованных методов оценки динамических, прочностных и надежностных характеристик подшипниковых узлов машины.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

1. Анализ виброактивности электрических машин и выявление причин возникновения регулярных процессов колебания.
2. Исследование устойчивости вращения ротора электрической машины на нелинейных опорах.
3. Исследование динамики стыковых соединений электрических машин и нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора.
4. Усовершенствование расчетных и экспериментальных методов оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин с учетом спектров действующих динамических сил.

**Методы исследования.** При решении поставленных задач использованы современные методы теории колебаний, динамического и спектрального анализа колебаний; математические методы теории аппроксимации функций; приближенные методы интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений с применением метода малых параметров Пуанкаре с использованием функции Бесселя и преобразования Лапласа.

### **Научная новизна работы.**

1. Разработаны методы:
  - а) расчета виброактивности электрических машин с роторами на нелинейных опорах с учетом кинематических возмущений и радиального зазора в подшипниках качения;
  - б) экспрессных испытаний на надежность электрических машин и оборудования для их проведения.
2. Получены формулы оценки динамического качества стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин.
3. Усовершенствованы методы расчетной оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов электрических машин с учетом составляющих виброускорений высших гармоник.

**Практическая ценность.** Разработанные методы определения виброактивности электрических машин, экспрессных испытаний на надежность электрических машин и выведенные формулы расчетной оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов с учетом динамических сил в настоящее время успешно применяются на предприятиях электротехнической промышленности стран СНГ при проектировании, оценке и испытаниях электрических машин.

Разработанные стенды для проведения ускоренных и экспрессных испытаний на надежность и долговечность электрических машин внедрены и эксплуатируются на ряде крупных электромеханических заводов стран СНГ (УЗЭД, ТЗМД, ЕЭД и др.).

**Основные положения диссертационной работы, выносимые на защиту:**

- метод оценки виброактивности электрических машин и устойчивости уравновешенных и неуравновешенных роторов;
- полученные критерии оценки динамического качества стыковых соединений в электрических машинах и формулы нелинейной инерционности гибких роторов;
- усовершенствованные методы оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов электрических машин с учетом внешних и внутренних динамических сил;
- метод экспрессных испытаний на надежность электрических машин и оборудования для их проведения.

**Апробация результатов исследования.** Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- расширенном семинаре лаборатории экспериментальных исследований института механики НАН РА (Ереван, 2018 г.);
- 5-й Международной конференции “Актуальные проблемы механики сплошных сред” (Ереван, 2017 г);
- Международной конференции “Инновационные разработки и достижения в области балансировочных станков, переносных приборов, программного обеспечения и стационарных систем контроля и защиты роторного оборудования производства группы компаний “Диамех”. Организатор “Диамех”, г.Москва (Ереван, 2016 г.);
- 4-й Международной конференции “Актуальные проблемы механики сплошных сред” (Ереван, 2015 г);
- Международной конференции по основам вибрационной диагностики “Передовые технологии эксплуатации ремонта промышленного оборудования. Практические аспекты внедрения современных методов и средств вибрационной диагностики и балансировки”. Организатор “Диамех”, г.Москва (Ереван, 2012 г.);
- 3-й научно-технической конференции НИИЭлектромаш (Ереван, 1990 г.);
- секции “Качество и надежность” НТС НПО “Электромаш” (г. Елгава, Латвия, 1990 г.).

**Публикации.** Основные положения диссертации опубликованы в пятнадцати научных трудах, список которых представлен в конце автореферата.

**Структура и объём диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка использованной литературы из 115 наименований и 4 приложений. Работа изложена на 126 страницах, включая 26 рисунков и 11 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи работы, представлены методы исследования, научная новизна, практическая ценность и основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** проведен критический анализ литературных источников, посвященных тематике диссертационной работы. Показано, что для обеспечения прочностных и надежностных характеристик конструктивных элементов электрических машин необходимо решение сформулированных выше задач.

**Вторая глава** посвящена исследованию виброактивности электрических машин, вызванной внешними и внутренними возбудителями колебаний. Показано, что от кинематического возмущения, наличия зазора и нелинейной жесткости подшипников качения при перекатывании ротора через шарик на корпус машины через подшипник действует возбуждающая сила вида

$$P(t) = \frac{m_p \Delta A^2}{\pi} \sum_{i=1}^{\infty} B_i \cos iAt + m_p \ddot{S}, \quad (1)$$

где  $i$  – номер соответствующей гармоники возмущающей силы  $i = 1, 2, 3, \dots$ ;

$A$  и  $B$  – постоянные коэффициенты;  $S$  – смещение ротора от волнистости, гранности и разноразмерностей деталей подшипника;  $\Delta$  – радиальный зазор;

$$A = \frac{\omega_0}{2} \left( 1 - \frac{d_w}{D_0} \right) z; \quad B_i = \frac{1}{4i^2 - 1}.$$

Получено дифференциальное уравнение ротора с учетом нелинейной жесткости и кинематического возмущения подшипников в виде

$$\begin{cases} m_p \ddot{y}_1 = P_p - F_{y_1} + P(t), \\ F_{y_1} = F_{y_2}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $m_p, P_p$  – масса и вес ротора:

$$P_p = C_p (\lambda_{1cr} - \lambda_{2cr});$$

$C_p$  – жесткость ротора;  $\lambda_{1ст}, \lambda_{2ст}$  – статические перемещения ротора от деформации подшипников;  $F_{y_1}$  – восстанавливающая сила, обусловленная жесткостью ротора:

$$F_{y_1} = C_p (y_1 - y_2 + \lambda_{1ст} - \lambda_{2ст});$$

$y_1, y_2$  – перемещение ротора и упругая деформация подшипника соответственно;

$F_{y_2}$  – восстанавливающая сила, обусловленная контактной нелинейной жесткостью подшипника:

$$F_{y_2} = CB(y_2 - \lambda_{2ст})^{3/2};$$

$C$  – коэффициент Герца;  $B$  – периодическая функция времени.

Разлагая функцию  $(y_2 - \lambda_{2ст})^{3/2}$  в ряд Фурье, после соответствующих преобразований система уравнений (2) примет вид

$$\begin{cases} \ddot{y}_2 + \ddot{\xi} = \omega_1^2 \xi + P'(t), \\ C_p \xi = (h^2 - q \cos \omega_0 t) y_2 - \vartheta \cos \omega_0 t, \end{cases} \quad (3)$$

где  $\xi = y_1 - y_2$ ;  $3/2 CB_0 \lambda_{2ст}^{1/2} = h^2$ ,  $3/2 CB_1 \lambda_{2ст}^{1/2} = q$ ,  $\vartheta = CB_1 \lambda_{2ст}^{3/2}$ ,

$$C_p / m_p = \omega_1^2, \quad P'(t) = \frac{P(t)}{m_p}.$$

Решение системы уравнений (3) характеризует спектр вибраций ротора электрической машины, обусловленными эксплуатационным радиальным зазором и нелинейной жесткостью подшипников.

Показано, что существует оптимальное значение радиального зазора, при котором зазор не влияет на вибрацию машины, и что с увеличением статической нагрузки на подшипники значение оптимального радиального зазора в подшипнике увеличивается.

Показано также, что при использовании подшипников определенного класса точности регулирование оптимального зазора может быть достигнуто за счет изменения посадки на вал.

Далее рассмотрена устойчивость жесткого уравновешенного ротора на нелинейных опорах. Реакция подшипников приведена к одной равнодействующей силе  $F_0$ , зависящей от радиального перемещения  $\delta$  центра оси ротора за счет деформации подшипника.

При  $F_0 = 0$ ,  $\delta = 0$  и  $dF_0/d\delta > 0$   $\delta > 0$ , и  $d^2 F_0/d\delta^2$  непрерывна в тех же пределах.

Кинетическая и потенциальная энергия определяются равенствами

$$T = \frac{1}{2}m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad \Pi(x, y) = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta, \quad \delta = \sqrt{x^2 + y^2},$$

где  $T$  - кинетическая энергия;  $\Pi$  - потенциальная энергия.

Поскольку потенциальная энергия при  $x = 0, y = 0$  имеет изолированный минимум, то на основании теоремы Ляпунова равновесное положение оси уравновешенного ротора устойчиво относительно  $x, y$  и  $\dot{x}, \dot{y}$ , следовательно, оно устойчиво и относительно

$$\delta = \sqrt{x^2 + y^2} \quad \text{и} \quad V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}.$$

В реальных условиях всегда имеется хотя бы небольшой эксцентриситет, в результате чего в нелинейных шарикоподшипниках возникают большие давления на опоры, приводящие иногда к разрушению последних. Для принятия соответствующих мер предосторожности необходимо, прежде всего, определить стационарное движение оси ротора и его устойчивость.

Дифференциальные уравнения движения оси ротора представлены в виде

$$\begin{cases} m\ddot{\delta} + m\dot{\delta}\dot{\varphi}^2 - \omega^2 m e \cos(\omega t - \varphi) = -m(F(\delta) - \mu\delta), \\ m\ddot{\varphi} + 2m\dot{\delta}\dot{\varphi} - m\omega^2 e \sin(\omega t - \varphi) = -\mu m \dot{\delta}\dot{\varphi}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $F(\delta) = F_0(\delta)/m$ ;  $F_0$  - сила сопротивления  $F_0 = \mu m V_0$ ;  $V_0$  - скорость оси ( $\mu = const$ ).

В установившемся движении  $\delta = r = const$ ,  $\dot{\varphi} = \omega = const$ , а постоянные  $\gamma$  и  $\gamma = \omega t - \varphi$  удовлетворяют равенствам

$$r\omega^2 + \omega^2 e \cos \gamma = F(r), \quad e\omega^2 \sin \gamma = \mu r \omega.$$

Из условия положительности всех коэффициентов характеристического уравнения системы (4) реакция  $F = a\delta^3$ , где для  $a > 0$  сделан вывод, что стационарное движение ротора асимптотически устойчиво относительно  $\delta, \dot{\delta}, \varphi$  и  $\dot{\varphi}$ , а при  $a < 0$  это движение неустойчиво. Значению  $a = 0$  отвечают точки бифуркации, в которых касательные к амплитудно-частотной характеристике параллельны оси  $\gamma$ .

Далее рассматриваются несимметричные колебания ротора на упругих опорах в амортизированном корпусе. Составлена система дифференциальных уравнений движения, из решения которых получены амплитуды колебания массы ротора и корпуса, а также частотные решения и амплитуды угловых колебаний.

Получены собственные частоты ротора и корпуса, а также граничная частота, выше которой начинается зона эффективной виброизоляции ротора от корпуса.

Амплитудно-частотные характеристики, приведенные в работе, показывают, что при невозможности расположения собственных частот ниже рабочей скорости вращения жесткости опор должны быть подобраны так, чтобы рабочая скорость располагалась между критическими скоростями  $\omega_2$  и  $\omega_4$  ( $\omega_4 > 1,3\omega_2$ ), удовлетворяющими условию

$$\omega_r \leq \sqrt{K_1^2 + K_2^2 + \frac{K_1^2 \cdot K_2^2}{K_0^2}}, \quad (5)$$

где  $K_1, K_2, K_0$  - коэффициенты, зависящие от параметров системы.

Для изучения аксиальных колебаний электрической машины её аппроксимировали как пластинчатую систему с присоединенными массами. Рассмотрена механическая система, состоящая из двух параллельных кольцевых пластин, имитирующих подшипниковые щиты, и двух присоединенных масс, имитирующих массы ротора и статора (корпуса).

Свободные аксиальные колебания такой системы описаны системой дифференциальных уравнений в виде

$$\begin{cases} \Delta V + \frac{q_v}{D_v} \frac{\partial^2}{\partial t^2} V = 0, \\ \Delta W + \frac{q_v}{D_v} \frac{\partial^2}{\partial t^2} V = 0, \\ m_1 \ddot{X}_1 + F_v(t) + F_w(t) = 0, \\ m_2 \ddot{X}_2 + F'_v(t) + F'_w(t) = 0, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$  - дифференциальный оператор Лапласа в полярных координатах;  $q_w, q_v, D_w, D_v$  - прогиб и цилиндрическая жесткость верхней и нижней пластин соответственно.

С учетом граничных условий частотное уравнение в матричной форме представлено в виде

$$\left| a_{ij} \right| = 0, \quad (7)$$

и получены значения коэффициентов  $a_{ij}$ , зависящих от начальных параметров.

Дальнейшее решение проведено численно, а результаты расчетов представлены в соответствующих таблицах.

Результаты расчетов и экспериментальных исследований имеют довольно близкие значения. Первая резонансная частота обусловлена относительно малой



жесткостью пружинных колец осевого поджатия. Она является наиболее опасной, т.к. в технических условиях на двигатели налагаются требования по внешним нагрузкам в диапазоне, включающем в себя и эту частоту. Более того, на первой резонансной частоте, когда амплитуда внешней нагрузки достаточно большая, подшипниковый щит теряет устойчивость, и подшипник претерпевает значительные аксиальные нагрузки.

Показано, что возникает необходимость применения таких пружинных колец, которые либо сдвинули бы первую резонансную частоту за указанный диапазон частот, либо имели бы соответствующий нелинейный характер.

В работе предложена конструкция прижимного кольца с нелинейной характеристикой.

Далее исследована нелинейная инерционность гибкого вращающегося ротора электрической машины. Исследование направлено на необходимость учета нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора. Показано, что нелинейная инерционность возникает за счет продольного перемещения закрепленной на свободном конце ротора массы (Рис.1) при его поперечных колебаниях.

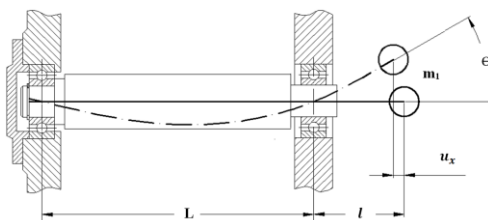


Рис.1 Закрепленный одним концом гибкий ротор с распределенной массой и сосредоточенной массой  $m_1$  на свободном конце

Получены функция нелинейной инерционности

$$2\chi \cdot y^2 \left[ y \cdot y'' + (y')^2 \right] = \psi(y, y', y'') \quad (8)$$

и уравнение колебания гибкого ротора в виде

$$y'' + \Omega_0^2 y + 2\chi y' \left[ y \cdot y'' + (y')^2 \right] = \omega^2 e \sin \omega t. \quad (9)$$

Обобщение результатов исследования позволило получить уравнение колебания ротора с распределенной по длине массой. С помощью метода Галеркина полученные нелинейные дифференциальные уравнения приведены к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, что позволило представить приближенное решение в виде суммы двух периодических функций с медленно изменяющимися координатами.

Определение неизвестных переменных коэффициентов для стационарного режима колебаний проведено с помощью приближенного метода Ван-дер-Поля. Такой подход позволил получить систему из двух обыкновенных дифферен-

циальных уравнений, содержащих искомые коэффициенты. Далее разложение функции нелинейной инерционности в ряд Фурье, подстановка его в исходное уравнение и приравнивание коэффициентов при одинаковых периодических функциях позволили получить систему из двух алгебраических уравнений, содержащих искомые коэффициенты. Для упрощения расчетов произведена замена распределенной массы эквивалентной массой, сосредоточенной на консольном конце.

Получены формулы для определения эквивалентной массы и амплитуды колебания ротора с распределенной массой.

$$A = \frac{2\Omega_0}{\omega \cdot \sqrt{\chi'}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega^2}{4\Omega_0^2} \pm k \frac{\omega}{\Omega_0^2}}; \quad (10)$$

Построен график амплитудно-частотных характеристик (Рис.2), где видно, что частотные кривые имеют наклон в сторону меньших частот. Причиной этого явля-

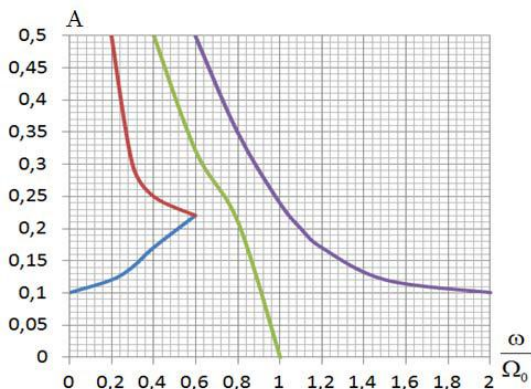


Рис. 2 Амплитудно–частотная характеристика гибкого ротора с распределенной массой, с учетом нелинейной инерционности.

ется нелинейная инерционность системы, и если система будет иметь и нелинейную упругость, то она может попасть в область динамической неустойчивости. В этом случае может возникнуть параметрический резонанс. Тогда конечность амплитуды колебания может быть обеспечена лишь за счет ввода в систему нелинейного затухания.

**Третья глава** посвящена исследованию динамического качества стыковых соединений электрических машин. Показано, что динамическое качество соединений подшипниковых щитов с корпусом машины с помощью стяжных шпилек обусловлено уровнем и характеристиками внешних и внутренних возмущений. Показано также, что на процесс ослабления и самоотвинчивания гаек влияют, в основном, характер нагружения и жесткостные параметры системы. Получены критерии оценки динамического качества соединений и критерии оценки ста-

бильности затяжения. Выявлены основные факторы, вызывающие самоотвинчивание и ослабление затяжки стяжных шпилек.

Показано также, что оптимальная жесткость стяжных шпилек исходит из двух условий:

- . условие обеспечения плотности стыка;
- . условие минимизации коэффициента передачи сил, характеризующих динамическое качество соединения.

Выявлено, что при правильном выборе жесткостей соединяемых деталей динамические нагрузки, действующие на болт, существенно снижаются, при этом болт должен обладать достаточной жесткостью для обеспечения плотности стыка.

При расчете на прочность резьбовых соединений усилия, действующие на отдельные детали, определяются по упругим деформационным характеристикам.

Существующие методы расчета не рассматривают резьбовые соединения как колебательную систему, и поэтому не принимаются во внимание масса присоединяемых деталей и частота изменения нагрузки, т.е. не учитывается динамический эффект. Резьбовые соединения современных высокоскоростных машин и аппаратов находятся под действием переменных нагрузок, частота колебания которых изменяется в широком диапазоне (от 20 до 20000 Гц).

Указанные обстоятельства показывают, что резьбовые соединения необходимо рассматривать как упругую колебательную систему, что и сделано в данной работе. Точное решение задачи о колебаниях такой системы в общем виде затруднено ввиду того, что их характер обусловлен контактными силами циклического характера, начальными условиями и рядом других свойств, присущих нелинейным системам.

В первом приближении для упрощения задачи резьбовое соединение представлено как линейно-колебательная система. Уравнение колебания такой системы представлено в виде

$$m_i \ddot{y} + (C_\delta + C_\partial) y = Q(t) \quad (11)$$

или 
$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{Q(t)}{m_i}, \quad (12)$$

где  $y$  - величина деформации болта;  $\ddot{y}$  - ускорение;  $m_i$  - масса детали, приходящаяся на  $i$  - й болт;  $p$  - частота собственных колебаний, равная:

$$p^2 = \frac{C_\delta + C_\partial}{m_i} = \frac{Q_3}{m_i \delta_\delta} \left( 1 + \frac{C_\partial}{C_\delta} \right). \quad (13)$$

Здесь  $C_\delta$  и  $C_\partial$  - коэффициенты жесткостей болта и детали;  $\delta_\delta$  и  $\delta_\partial$  - величины деформации болта и детали от предварительной затяжки;  $Q_3$  - величина затяжения.

Используя обозначение  $q=Q_m/m_i$ , где  $Q_m$  - максимальная возмущающая сила, и не учитывая свободные колебания (т.к. они быстро затухают), получен так называемый установившийся режим вынужденных колебаний в виде

$$y = \frac{Q_m}{C_\delta + C_\partial} \frac{p^2}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t. \quad (14)$$

Для обеспечения плотности стыка необходимо, чтобы

$$\frac{C_\delta + C_\partial}{C_\delta} \left| \frac{p^2 - \omega^2}{p^2} \right| > \frac{Q_m}{Q_0}, \quad (15)$$

где  $Q_0$  - величина начальной затяжки.

Показано, что несоблюдение этого условия, несомненно, приведет к самоотвинчиванию резьбового соединения.

**Четвертая глава** посвящена разработке усовершенствованных методов расчетного определения долговечности и надежности подшипниковых узлов электрической машины.

Известно, что долговечность и надежность подшипниковых узлов зависят от воздействующих статических и динамических сил. Частота и величина силовых импульсов в подшипниках качения обусловлены погрешностями геометрии деталей, нелинейной жесткости, взаимных смещений деталей и перекоса колец, разноразмерности шаров, гранности и волнистости дорожек качения, трениями в смазочном слое и т.д.

Показано, что силовые импульсы, возникающие от кинематического возмущения подшипников и внешних возбудителей, в зависимости от динамических характеристик системы передаются на подшипники, усиливаясь или ослабляясь, т.е. уровень воспринимаемых подшипником нагрузок зависит не только от уровня интенсивности возбудителей, но и от конструктивно-технического исполнения машин, и реальные условия работы подшипников обусловлены теми силовыми и температурными воздействиями, которые возникают в процессе эксплуатации машины. С учетом указанных явлений получена формула расчетного определения долговечности подшипников в виде

$$L = L_n \exp(K_1 + K_2), \quad \text{где} \quad K_1 = 1 - \left( \frac{n_k - n_p}{n_k - n_0} \right)^{-m_1}, \quad K_2 = 1 - \left( \frac{t_k^0 - t_p^0}{t_k^0 - t_0^0} \right)^{-m_2}, \quad (16)$$

где  $L_n$  - долговечность подшипника в часах, определяемая из условия усталостной прочности:

$$L_n = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{Q} \right)^3. \quad (17)$$

Здесь  $Q$  – эквивалентная нагрузка на подшипнике;  $C$  – динамический коэффициент работоспособности;  $n$  - число оборотов ротора;

$$Q = \left[ x(vF_r + R_g) + y(F_\alpha + R_\alpha) \right] K_\sigma, \quad (18)$$

где  $F_r$  и  $F_\alpha$  – статические радиальная и осевая реакции опоры соответственно;

$R_g$  и  $R_\alpha$  – динамические радиальные и осевые реакции опор, определяемые по формулам

$$R_g = 0,5m_p \sqrt{\sum_{i=1}^n W_{Ri}^2 K_i^2 / v_i}, \quad (19)$$

$$R_\alpha = 0,5m_p \sqrt{\sum_{i=1}^n W_{ai}^2 K_i^2 / v_i},$$

$$K_i = \left( \frac{f_i}{N_e} \right)^2; \quad N_e = \frac{Z}{2} \left( \frac{D_0 + d}{2D_0} \right) \frac{n}{60}; \quad (20)$$

$m_p$  – масса ротора;  $W_{Ri}$  и  $W_{ai}$  – амплитудные значения спектральных составляющих виброускорений в радиальном и осевом направлениях соответственно;  $i$  – число гармоник в спектре;  $x$  и  $y$  - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок вращения колец;  $K_\sigma$  – коэффициент безопасности;  $Z$  - число шариков в подшипнике;  $D_0$  - средний диаметр подшипника;  $d$  - диаметр шарика.

Расчеты, проведенные по предложенным формулам для электродвигателей габаритов 50÷63 мм, показали хорошую сходимость расчетных значений долговечности подшипниковых узлов с данными, полученными статистическими запросами эксплуатации машин.

Вероятность безотказной работы подшипниковых узлов на заданном отрезке времени является одним из основных показателей надежности.

Вероятность отказа узла на отрезке времени  $(0 - t)$  выражается формулой

$$Q(t) = 1 - P(t), \quad (21)$$

где  $P(t)$  – надежность рассматриваемого узла.

В расчетах на надежность широко применяется еще один показатель – интенсивность отказа, который связан с функцией надежности выражением

$$\lambda(t) = -P'(t)/P(t), \quad (22)$$

где  $P'(t)$  – производная функции надежности по времени.

Считая интенсивность отказа заданной для начальных условиях  $P(0)=1$ , получим

$$P(t) = \exp \left[ - \int_0^t x(t) dt \right], \quad (23)$$

$$\lambda(t) = (t/t_c)^\beta, \quad t_c = \sum_{i=1}^n t_{ci} t_p. \quad (24)$$

Здесь  $n$  – число наблюдений;  $t_{ci}$  – вероятность случайной величины за время  $t_i = \alpha_i t_p$ ;  $t_p$  – расчетное время наработки.

С учетом приведенных формул и значений вероятности  $t_{ci}$  получена величина математического ожидания, равная  $t_c = 5,112 t_p$ , а надежность подшипникового узла представлена в виде

$$P(t) = \exp \left[ - \frac{t}{5,112 t_p} \right]^\beta, \quad (25)$$

где  $P_i(t)$  – надежность подшипникового узла для  $i$ -го промежутка времени;

$\beta$  – коэффициент, определяемый выражением

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \ln(1 - \ln P_i(t))}{\sum_{i=1}^n \ln \left( \frac{t_i}{5,112 t_p} \right)}. \quad (26)$$

Усредненное значение  $\beta$  для двигателей габаритов 50÷63 мм -  $\beta = 1,34$ .

Окончательное значение надежности представлено в виде

$$P_t = \exp \left[ - \frac{t}{5,112 t_p} \right]^{1,34}. \quad (27)$$

Расчетное время наработки подшипника с учетом динамических нагрузок и температурных воздействий представлено выражением

$$t_p = L_n e^{K_1 + K_2}. \quad (28)$$

Результаты расчетов и экспериментальных данных испытаний для двигателей габаритов 50÷63 мм в диссертационной работе представлены в соответствующих таблицах.

На основании проведенных исследований разработана методика экспрессных испытаний электродвигателей на надежность.

Существующие методы ускоренных испытаний на надежность не всегда пригодны в условиях серийного производства, когда, помимо контроля количественных показателей надежности (КПН), требуется оперативно выявлять дефекты изготовления и вводить необходимые коррективы в технологию производства. Такие задачи, как правило, решаются применением экспрессных методов испытаний, максимально обеспечивающих сокращение длительности испытаний и обладающих необходимой чувствительностью выявления изменений КПН в зависимости от технологических дефектов производства.

Экспрессные методы испытаний на надежность не нашли широкого применения в электромашиностроении прежде всего из-за отсутствия соответствующих методов и средств их реализации.

В этом смысле настоящая работа является одной из первых.

В работе предлагается модель экспрессных испытаний на надежность на примере асинхронных двигателей малой мощности (АДММ), но ее основные положения могут быть распространены на электродвигатели всех типоразмеров.

Модель базируется на классическом законе изменения интенсивности отказов во времени.

На кривой интенсивности отказов (Рис.3) выделяются три участка: период повышенной интенсивности отказов ( $T$ ), период установившегося состояния ( $t^*$ ) и период интенсивного износа и старения ( $t_u$ ).

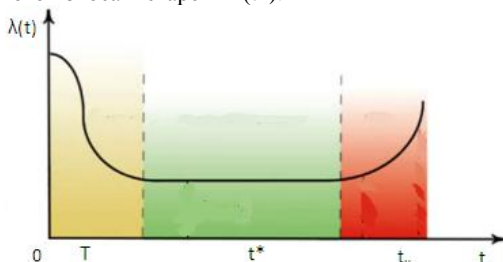


Рис.3 Изменение интенсивности отказов АДММ во времени.

Исследования показывают, что дефекты изготовления двигателей связанные с недостаточным уровнем входного контроля, нарушением технологии изготовления, а также низким уровнем межоперационного и конечного контроля, проявляются в основном на участке эксплуатации около 1000ч., а для АДММ – в пределах 1500...2000ч.

Выбор теоретических законов распределения времени безотказной работы за периоды  $T$  и  $t^*$  осуществлен на основе сбора и обработки экспериментальных и эксплуатационных данных надежности АДММ.

Было показано, что для периода  $T$  распределение времени безотказной работы описывается двухпараметрической зависимостью Вейбула, а для периода  $t^*$  - экспоненциальной.

При разработке метода экспрессных испытаний на надежность учитывалось,

что время  $t$ , в течение которого задается вероятность безотказной работы (ВБР) двигателя, складывается из времени периода повышенной интенсивности  $T$  и времени установившегося состояния  $t^*$ :

$$t = T + t^* . \quad (29)$$

Тогда

$$P(t) = P(T + t^*) = P(T)P(t^*) . \quad (30)$$

Базируясь на приведенных аналитических представлениях, при экспрессных испытаниях достаточно подтвердить  $P(T)$  и, используя расчетное значение  $P(t^*)$ , найти ВБР двигателя за наработку  $t$ . При этом испытание за период  $T$  можно проводить как в ускоренном режиме, так и при номинальных условиях эксплуатации.

Разработанная методика доведена до уровня отраслевого руководящего документа (РД 16.528–89 «Двигатели асинхронные малой мощности»). Методика экспрессных испытаний на надежность двигателей габаритов 50÷63мм).

Разработаны также оборудования для реализации ускоренных и экспрессных испытаний на надежность, которые внедрены на ряде крупных заводов отрасли.

В состав оборудования входят:

- климатическая испытательная камера собственной разработки;
- трехъярусная конструкция рамочного типа для одновременного испытания 50 двигателей с виброизолированными друг от друга нагрузочными устройствами;
- нагрузочные устройства;
- блок питания;
- шкаф управления процессами испытания.

Испытательные температуры, уровень статических и динамических нагрузок и уровень коммутационных перенапряжений (количество реверсов) выбираются исходя из исполнения двигателя и класса нагревостойкости изоляции.

Продолжительность испытаний с форсированными нагрузками на обмотку и подшипниковый узел зависит от коэффициента ускорения ( $K_u$ ). В зависимости от типа двигателя  $K_u$  выбирается в пределах 12 ... 20.

Вибрационные нагрузки на подшипниковые узлы и обмотку электродвигателей создаются путем закрепления дисбалансовых грузов в специальные круговые пазы соответствующих дисков.

Нагрузочные устройства дают возможность:

- широкого форсирования нагрузок на подшипниковый узел;
- проведения как отдельных, так и совместных испытаний на надежность подшипниковых узлов и обмоток при статическом и динамическом нагружении;
- обеспечения точных и фиксированных величин статической и динамической нагрузки на подшипниковый узел электрических машин.

За разработку вышеуказанного нагрузочного устройства получено «Авторское свидетельство №1800410. Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя».



## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. На основании проведенных исследований показано, что эксплуатационный зазор и нелинейный характер контактной жесткости подшипников качения оказывают решающее влияние на уровень спектральных составляющих вибраций электрических машин. Получено максимально допустимое значение эксплуатационного радиального зазора подшипника, при котором его величина не влияет на уровень вибраций для конкретной массы ротора. Показано, что с увеличением веса ротора значение максимально допустимого (оптимального) зазора увеличивается, и снижение уровня вибраций может быть достигнуто либо уменьшением эксплуатационного зазора в подшипнике, либо повышением линейной податливости опор. При использовании в конструкции машины подшипников определенного класса точности рекомендовано регулирование зазора произвести изменением посадки подшипника на вал, при этом эксплуатационный зазор должен быть не менее толщины граничного слоя масляной пленки.
2. С использованием полученных критериев устойчивости вращающихся уравновешенного и неуравновешенного роторов электрических машин на нелинейных опорах определены границы области их неустойчивости. Показано, что область неустойчивости, лежащая вблизи границ двойной частоты вращения, является наиболее опасной и названа главной областью динамической неустойчивости.
3. На основании проведенных исследований динамики гибких роторов получены функции нелинейной инерционности системы и формулы по определению амплитудно-частотных характеристик, что позволило раскрыть причину смещения частотных кривых в сторону низких частот. Показано, что если система имеет еще и нелинейность, то она может попасть в область динамической неустойчивости.
4. Получены критерии предотвращения самоотвинчивания стыковых резьбовых соединений электрических машин и разработана методика выбора оптимальной жесткости элементов соединения из условий сохранения плотности стыка и минимизации коэффициента динамичности.
5. Усовершенствованы существующие методы оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин с учетом физико-механических характеристик конструктивных элементов и параметров теплодинамических превращений смазки.
6. Разработаны и внедрены экспрессный метод испытаний на надежность и долговечность электрических машин на уровне руководящего документа (РД) и соответствующее испытательное оборудование и нагрузочное устройство для проведения экспрессных и ускоренных испытаний, за которое получено авторское свидетельство.
7. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, разработанные методики и испытательные оборудования в настоящее время применяются на ряде предприятий Армении и других стран (ААЭС, НИИ Армагом, Русал-Арменал, РазТЭС, УЗЭД, ТЗМД, ЕЭД и др.). Соответствующие акты приведены в приложении диссертацией работы.

**Основные результаты диссертации опубликованы в  
следующих работах:**

1. **Shekyan H.G., Gevorgyan A.V.** Vibration of high-voltage electric machines with rotors on rolling bearings//Journal of Physics: Conf.Series 991-2018.- 6 p.
2. **Геворкян А.В.** Колебания вращающегося ротора на подшипниках качения в жестко установленном корпусе// Вестник Инженерной академии Армении. - 2017. - Том 14, №3. - С.426-430.
3. **Геворкян А.В.** К вопросу возникновения нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора // Вестник НПУА: Механика, машиноведение, машиностроение. - 2017. - №1. - С.44-54.
4. **Шекян Г.Г., Геворкян А.В.** Колебания высокоскоростных электрических машин с роторами на подшипниках качения// Труды V межд. конф. “Актуальные проблемы механики сплошной среды”, 2-7 октября 2017г. - Ереван, 2017.- С.143-144.
5. **Геворкян А.В., Шекян Г.Г.** Субгармонические колебания ротора на нелинейных опорах // Вестник НПУА: Механика, машиноведение, машиностроение.- 2016. - №2. - С.53-59.
6. **Шекян Г.Г., Геворкян А.В., Дарбинян А.З.** Колебание ротора электрической машины на шарикоподшипниках // Труды IV межд. конф. “Актуальные проблемы механики сплошной среды”, 21-26 сентября 2015г.- Ереван, 2015.- С.418-422.
7. **А.С. №1800410.** Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя / **А.В. Геворкян и др.** - Гос. реестр изобр. СССР. - 9.10.1992 г.
8. **Артемьян Г.Л., Тен Б.Н., Геворкян А.В.** Метод экспрессных испытаний на надежность асинхронных двигателей малой мощности // Изв. высших учеб. завед. Сер. Электромеханика. - М., 1990. - №4.- С.29-32.
9. **№4881974/07** Нагрузочное устройство для испытаний на надежность электродвигателя. **Геворкян А.В. и др.**- Решение ВНИИГПЭ от 30.05.91г. - М., 1991. – 5с.
10. **Геворкян А.В.** Особенности испытаний на надежность АДММ на стадии серийного производства // Доклад на секции “Качество и надежность” НТС “Электромаш” г. Елгава, Латвия, 1990. - 5с.
11. **Артемьян Г.Л., Тен Б.Н., Геворкян А.В.** Об одной модели экспресс испытаний на надежность АДММ // Материалы III НТК в НИИЭлектромаш. – Ереван, 1990. – С.29-31.
12. **РД 16.528-89** Двигатели асинхронные малой мощности. Методика экспрессных испытаний на надежность двигателей габарита 50-63. **Геворкян А.В. и др** - М., Изд. ВНИИ Стандартэлектрo.1989. - 16с.
13. **Артемьян Г.Л., Тен Б.Н., Геворкян А.В.** Новый метод экспериментальной оценки надежности АДММ на стадии их серийного производства //Сб.трудов 26-й НТК, 22 декабря 1989 г.- Ереван, 1989.- С.36-37.
14. **Геворкян А.В., Артемьян Г.Л.** Стенд ускоренных испытаний на надежность АДММ // Промышленность Армении.- Ереван, 1988. - № 6.-С.72-73.
15. **Геворкян А.В., Тен Б.Н.** К вопросу обеспечения надежности подшипниковых опор машин при их проектировании // Сборник трудов 25-й научно-технической конференции общественной аспирантуры, 30 декабря, 1988 г. – Ереван, 1988. - С.58-67.

## ԳԵՎՈՐԳՑԱՆ ԱՐԱՄԱՅԻՄ ՎԻԿՏՈՐԻ

### ԷԼԵԿՏՐՈՒԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱՌԱՆՑՔԱԿԱԼԱՑԻՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ՎԻՔՐՈՒՄԿՏԻՎՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԵՐԿԱՐԱԿԵՑՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ԵՂԱՆԱԿՆԵՐԻ ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՈՒՄԸ

#### ԱՄՓՈՓԱԳԻՐ

Ժամանակակից մեքենաշինության մեջ մեծ տեղ է հատկացվում էլեկտրական մեքենաների մեխանիկայի և նրանց կոնստրուկտիվ էլեմենտների դինամիկ ամրության հարցերին:

Եթե հաշվի առնենք, որ էլեկտրական մեքենաների բազմաթիվ հանգույցների դինամիկ ամրությունը, երկարակեցությունը և հուսալիությունը կախված են մեքենայի վիբրոակուստիկ պարամետրերի մակարդակից, ապա էլեկտրական մեքենաների վիբրոակտիվության և նրա էլեմենտների դինամիկական վիճակի ուսումնասիրությունը դառնում են չափազանց ակտուալ:

Էլեկտրական մեքենաների նախագծման և շահագործման տարիների փորձը ցույց է տալիս, որ արագությունների մեծացման և զանգվածատրամաչափային ցուցանիշների փոքրացման ժամանակակից պահանջների իրականացումը բերում է կոնստրուկտիվ էլեմենտների դինամիկ գերլարվածության, մեխանիկական համակարգում ոչ ռեզոնայր տատանումների առաջացման և մեքենայի երկարակեցության և հուսալիության կտրուկ իջեցման:

Մեքենայի տատանման սպեկտրում ոչ ռեզոնայր պրոցեսների հանդես գալը առաջ է բերում համակարգի ֆունկցիոնալ գործունեության խանգարում, միացվող հանգույցների շփամաշման հետևանքով:

Ատենախոսական աշխատանքում ուսումնասիրվել է էլեկտրական մեքենայի վիբրոակտիվությունը, ոչ գծային հենարաններով ռոտորի պտտման դինամիկան, առանցքակալներում կինեմատիկ գրգռումներից առաջացած տատանումները, պտտվող ռոտորի ոչ գծային առանցքակալների ազդեցության գնահատումը առանցքային և շառավղային ուղղություններով սեփական տատանումների վրա, էլեկտրական մեքենաներում ռեզոնայր, ոչ ռեզոնայր տատանումների առաջացման պատճառների ի հայտ բերումը և նրանց վերացման եղանակների մշակումը. ինչպես նաև իրանի և վահանակների միացումների դինամիկական և էլեկտրական մեքենաների առանցքակալային հանգույցների երկարակեցությունը ու հուսալիությունը:

Դրված խնդիրները լուծված են ժամանակակից տատանումների տեսության, սպեկտրալ անալիզի, դինամիկ վերլուծության մեթոդների, ֆունկցիաների ապրոկսիմացիայի մաթեմատիկական եղանակների, դիֆերենցիալ հավասարումների ինտեգրման Պուանկարեյի և Պոպուլիսի մոտավոր եղանակների կիրառմամբ:

Ատենախոսական աշխատանքը բաղկացած է ներածությունից, չորս զըլ-խից, չորս ներդիրներից, շարադրված է 126 էջի վրա, ներառյալ 26 նկար և 11 աղյուսակ, 115 անուն օգտագործված գրականության ցանկից և եզրակա-ցությունից:

**Ներածությունում** բերված են ատենախոսական աշխատանքի կարևո-րության և արդիականության հարցերը, խնդրի դրվածքը, կիրառական նշանա-կությունը, նպատակը և հիմնական խնդիրները

**1-ին** գլուխը նվիրված է ատենախոսական թեմային վերաբերվող գրական աղբյուրների կրիտիկական վերլուծությանը: Ցույց է տրված ատենախոսական թեմայի կատարման անհրաժեշտությունը և հիմնադրված են կատարվող աշխատանքի իրագործման ուղիները:

**2-րդ** գլուխը նվիրված է էլեկտրական մեքենաների դինամիկայի և պտտվող ռոտորի կայունության գնահատման հարցերին: Ստացված են համա-պատասխան մաթեմատիկական արտահայտություններ առանցքակալների վրա պտտվող ռոտորի կայունության գնահատման համար:

Ստացված է առանցքակալների կինեմատիկ գրգռման պայմաններում աշ-խատող ռոտորի կայունության պայմանը:

Ցույց է տրված, որ առանցքային սեղման զսպանակը պետք է ունենա ոչ գծային կոշտություն, որպես մինիմալ վիբրոակտիվության պայման:

**3-րդ** գլուխը նվիրված է իրանի և վահանակների միացումների դինա-միկական որակի գնահատմանը:

Ցույց է տրված, որ մեքենայի իրանի և առանցքակալային վահանակների միացման էլեմենտների դինամիկական վիճակը պայմանավորված է առան-ցքային տատանումների բնույթով և էլեմենտների կոշտության պարամետ-րերով:

Ցույց է տրված, որ միացությունների թուլացման և ինքնաքանդման պրո-ցեսի վրա ազդում է բեռնվածության բնույթն ու համակարգի կոշտության պա-րամետրերը:

Ստացված է ինքնաքանդման և թուլացման պրոցեսի արգելակման կրի-տերիաները:

Ցույց է տրված, որ նախնական ձգվածության թուլացումը տեղի է ունենում ոչ միայն ինքնաքանդման, այլ նաև լարումների ռելակսացիայի պատճառով:

Ստացված են բանաձևեր գամասեղների նախնական ձգվածության օպտիմալ մեծությունը և ռետուրսը որոշելու համար:

**4-րդ** գլուխը նվիրված է էլեկտրական մեքենայի առանցքակալային հան-գույցի երկարակեցության և հուսալիության գնահատման կատարելագործված մեթոդների մշակմանը, ինչպես նաև հուսալիության փորձարկումների արա-գացված և էքսպրես մեթոդների մշակմանը, բերված են այդ փորձարկումների կատարման համար մշակված և ներդրված սարքավորումները և փորձար-կումների արդյունքները:

GEVORGYAN ARAMAYIS VIKTOR

IMPROVEMENT OF METODS FOR ASSESSMENTOF VIBRATION  
ACTIVITY AND DURABILITY OF BEARING UNITS OF  
ELECTRICAL MACHINES

SUMMARY

In modern machinery a great attention is paid to the questions of mechanics' of electrical machines and their constructive elements' dynamic strength. If we take into account that the dynamic strength, durability and reliability of numerous units of electrical machines depends on the level of the machine vibration acoustic parameters, then the study of the electrical machines vibration activity and its elements dynamic state becomes very actual. The years' experience of the machines projection and exploitation shows that the modern demands realization of speeds increase and the massive sizes indexes decrease brings to dynamic overstrain of the constructive elements, to irregular vibration rise in mechanical system and to the strict reduction of the machine durability and reliability.

In the machine vibration spectrum the development of the irregular processes causes a disorder in the system functional activity because of friction wear of the connected loops.

In the thesis the vibration activity of an electrical machine, the rotation dynamics of the rotor with non-linear supports, the vibration in the bearings, caused by kinematic perturbations, the estimation of effect of the rotating rotor non-linear bearings on the own vibrations by axial and radial directions, in electrical machines the reveal of the reason of regular, irregular vibrations rise and the development of the methods of their elimination, as well as the dynamics of the body and shells connections and the durability and reliability of machines the bearing units are studied.

The set problems are solved with the help of the modern vibration theory, dynamic analysis methods of spectral analysis, mathematical methods of functions approximation, Puankare and Populis approximate methods of differential equations integration.

The thesis consists of introduction, four chapters, four inserts, written on 126 pages, 26 figures, 11 tables, 115 names of reference and conclusion.

**In the introduction** the question of thesis necessity and modernity, the setting of the problem, application necessity, purpose and basic problems are brought.

**The 1<sup>st</sup> chapter** is dedicated to the critical analysis of the literature sources related to the thesis topic. The necessity of the thesis fulfillment is shown and the implementing ways of the work are established.

**The 2<sup>nd</sup> chapter** is dedicated to the questions of the estimation of the electrical machines dynamics and the stability of the rotating rotor. The corresponding mathematical expressions for the estimation of the rotating rotor stability on the bearings are obtained.

The conditions of the rotor stability, working in the conditions of the bearings kinematic perturbation is obtained.

It is shown that the spring of the axial compression should have a non-linear rigidity, as a condition of minimal vibration activity.

**The 3<sup>rd</sup> chapter** is dedicated to the estimation of body and shells connections dynamic quality.

It is shown that the dynamic state or the dynamic quality of the body and bearing shells connection elements is conditioned by the nature of the bearing vibrations and the elements rigidity parameters.

It is shown that the loading character and the parameters of the system rigidity effect on the process of the connections relaxation and self-destroy. The criteria of inhibition of the self-destroy and weakening processes are obtained.

It is shown that the initial tension weakening takes place not only because of the self-destroy but also because of the tension relaxation.

A formula to determine the optimal dimension and resource of the clamps initial tension is obtained.

**The 4<sup>th</sup> chapter** is dedicated to the estimation methods of the durability and reliability of the electrical machine bearing loop, to the development of the accelerated and express methods of the reliability tests. The developed devices for the fulfillment of these tests are brought.