М 335873

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

КОНДРАТЮК Сергей Валерьевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ НА КАЧЕСТВО ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Специальность 08.00.20 -
Стандартизация и управление качеством продукции (промышленность)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва, 1978 г.

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

КОНДРАТЮК Сергей Валерьевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ НА КАЧЕСТВО ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

1335873

Специальность 08.00.20 –
Стандартизация и управление качеством
продукции (промышленность)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 1978 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1335873
Кондратюк С.В. Исследование

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

Научный руководитель
к.т.н., доцент — А.Н. Виноградов

Научный консультант
Засл.деятель науки и техники РСФСР
д.т.н., профессор — А.И. Якушев

Официальные оппоненты
д.т.н., профессор — А.Д. Никифоров
к.т.н., доцент — В.И. Васильев

Ведущее предприятие — СКБ-К (г. Казань)

Защита диссертации состоится "29" января 1979 г. на заседании специализированного Ученого Совета К053.I5.I6 по организации производства и стандартизации МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу.

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

Автореферат разослан " " _____ 197 г.

Ученый секретарь специализированного Ученого Совета
к.т.н., доцент — Ю.Н. Мымрин

Л - 72598 Подп. к печати 22.I2.78 Объем I п.л.

Заказ I564 Типография МВТУ Тираж I00 экз.

МВТУ им. Н.Э. Баумана ФУНДАМЕНТ...

Актуальность проблемы. XXУ съезд КПСС поставил перед промышленностью задачу всемерного повышения качества выпускаемой продукции. Развитие тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения, строительства, судостроения, внедрение непрерывных технологических процессов в горнорудной, химической, пищевой и других отраслях промышленности потребовали разработки и промышленного освоения целой гаммы винтовых компрессоров, являющихся новым и прогрессивным типом компрессорных машин объемного сжатия. Технический прогресс в винтовом компрессоростроении связан с выпуском более совершенных машин, обладающих высокими эксплуатационными показателями. Однако качество отечественных винтовых компрессоров по параметрам, которые определяют показатели надежности и долговечности, уровни шума и вибрации, не всегда соответствует возрастающим требованиям и уступает лучшим зарубежным образцам.

Целью работы, выполненной в соответствии с перспективным планом развития компрессоростроения в СССР в период с 1970 по 1985 гг., является повышение качества выпускаемых винтовых компрессоров: обеспечение взаимозаменяемости деталей, увеличение среднего ресурса и безотказности работы, уменьшение времени конструкторской и технологической доводки узлов и сопряжений, разработка методик по расчету величин и точности основных функциональных параметров компрессора.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились на основе теории рабочего процесса винтовых компрессоров, теории точности, гидродинамической теории смазки, теории прочности, теории математического планирования эксперимента и др. При проведении экспериментальных исследований были использованы современные технические средства и способы измерений исследуемых величин. Производственные исследования включали методы статистического анализа точности технологических процессов и др.

Научная новизна. В результате теоретических и экспериментальных исследований изучен комплекс вопросов, направленных на повышение качества винтовых компрессоров. Разработаны теоретические методы расчета нагрузки опорных подшипников, движения центра цапфы ротора с учетом погрешностей формы шипа и подшипника и действия ряда нестационарных факторов, прогнозирования надежности и долговечности работы подшипниковых узлов компрессора с учетом влияния различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Разработаны новые конструктивные методы профилирования опорных поверхностей под-

шипников, увеличивающие ресурс их работы. Для исследования полученных уравнений автором разработаны программы для ЭВМ М-222 и ЕС-1020.

Разработаны методики экспериментальных исследований по определению температурных полей опорных поверхностей подшипников, траекторий движения роторов, толщин масляной пленки одновременно во всех опорах винтового компрессора в режиме его эксплуатации.

Практическая ценность. Внедрение в практику проектирования винтовых компрессоров методики точностных расчетов с учетом действия технологических и эксплуатационных факторов позволило научно обоснованно рассматривать точностные требования к деталям подшипников жидкостного трения, в результате чего увеличивается диапазон устойчивой работы подшипников скольжения, сокращается время расчетных работ при конструировании и сроки доводки компрессоров по ряду важнейших функциональных параметров, повышаются ресурс и безотказность работы винтовых компрессоров. В ПТО "Компрессор" внедрена методика и средства измерения зазоров в подшипниковых узлах в процессе их работы, а также рекомендации по назначению оптимальных точностных требований к деталям компрессора. Экономический эффект от внедрения результатов исследований составил около 58 тыс. рублей в год.

Апробация работы. Результаты работы доложены и обсуждены: на У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок", г. Москва, 1978 г., на III Всесоюзной конференции "Электромагнитные методы контроля качества изделий", г. Куйбышев, 1978 г. и на научно-методических семинарах кафедры "Метрология и взаимозаменяемость", МВТУ им. Н.Э. Баумана. Основной материал диссертации изложен в шести печатных трудах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 6 глав, выводов по главам и общих выводов, приложений и содержит 143 страницы машинописного текста, 15 таблиц, 83 рисунка, список литературы из 120 наименований.

В I главе приведен обзор литературных и производственных данных, характеристика объекта исследования и анализ влияния основных точностных параметров на качество винтовых компрессоров, которое характеризуется такими показателями, как к.п.д., производительность, коэффициент подачи, степень повышения давления, расход смазки, средний ресурс, уровни шума и вибрации и др.

Совершенствованию конструкций винтовых компрессоров с целью улучше-

ния этих показателей посвящены работы П.А. Андреева, П.Е. Амосова, Б.Л. Гринпресса, И.А. Сакуна, В.Б. Шнеппа, А.И. Шварца, А. Лисхольма, Г. Нильсона и др., в которых исследуются проблемы выбора типа профиля винтов, оптимальных параметров рабочих органов и т.д.

Проведенный автором анализ статистики отказов показал, что компрессоры выходят из строя в результате износа и разрушения опорных шеек и подшипников, заклинивания роторов и др. причин. Установлено, что появление этих отказов обусловлено необоснованным назначением точности на зазоры в сопряжениях винтов, в сопряжениях винтов и корпуса, на зазоры в подшипниках скольжения, на погрешности формы и расположения опорных шеек роторов и вкладышей, на дисбалансы ведущего и ведомого роторов в плоскостях коррекции. Основы теории точности и взаимозаменяемости машин, исходя из их функционального значения, разработаны в основополагающих трудах Н.Г. Бруевича, Б.С. Балакшина, Б.А. Тайца, А.И. Якушева, А.С. Шевелева и др. В компрессоростроении в работах В.Г. Калитенко, А.Н. Мартынова, А.Н. Виноградова и др. Вопросам повышения надежности машин и механизмов посвящены работы И.В. Крагельского, А.С. Проникова, А.И. Кубарева и др.

Точностные параметры опорных подшипников винтового компрессора не только оказывают существенное влияние на формирование зазоров в сопряжениях винтов, но и определяют средний ресурс

работы самих подшипников, специфика работы которых характеризуется значительной пульсирующей нагрузкой, переменной по направлению, и высокими скоростями вращения (до 3000 рад/с). Анализ литературных источников показал, что применяемые в настоящее время методы расчетов подшипников винтового компрессора не учитывают влияния локальных составляющих сил инерции частиц смазки в уравнениях Рейнольдса для давлений, прецессии ротора в зазоре подшипника, а также действие ряда нестационарных факторов, таких, как погрешности формы и расположения, неуравновешенности, износов посадочных мест и увеличения зазоров в процессе длительной эксплуатации компрессора. Влияние погрешностей формы и расположения на несущую способность подшипника при неподвижном центре ротора исследовано в работах М.В. Коровчинского, Л.Б. Хрисановой, И.Н. Поздова и др. авторов. В исследованиях Н.В. Григорьева, А.В. Скворцова движение центра ротора учтено лишь в первом приближении. Однако в этих работах рассматривается только раздельное исследование погрешностей формы или шипа, или вкладыша, в то время, как представляет интерес изучение совместного влияния

овальности, огранки и других погрешностей формы шипа и вкладыша на основные характеристики подшипника. Вследствие этого методика точностных расчетов подшипников требует своего дальнейшего развития и усовершенствования.

При изучении производственных данных было установлено, что значительное число аварий компрессорных установок связано с повышенными уровнями вибрации. Однако в литературе почти не освещен вопрос о влиянии параметров режима работы подшипников скольжения на уровни вибраций опор винтового компрессора.

Анализ литературных данных показал, что в настоящее время отсутствует аналитическая методика прогнозирования надежности и долговечности подшипниковых узлов винтового компрессора, учитывающая закономерности их изнашивания, что приводит к невозможности управления показателями качества на этапах проектирования, изготовления и эксплуатации винтовых компрессоров.

На основании вышеизложенного в работе ставятся следующие задачи исследований: 1) разработать методику точностных расчетов подшипников скольжения с учетом специфики их нагружения, регламентирующую величины зазоров, погрешности формы шипа и вкладыша, неуравновешенность роторов; 2) определить влияние технологических факторов на точность обработки и установить фактическую точность изготовления деталей; 3) провести одновременные измерения колебаний ротора, толщины масляной пленки, температуры подшипников в двух опорах и уровней вибраций компрессора; 4) разработать методику аналитической оценки прогнозирования надежности и долговечности подшипниковых узлов; 5) разработать и внедрить рекомендации по назначению точностных требований к деталям подшипниковых узлов, обеспечивающих высокие показатели качества винтовых компрессоров.

Во второй главе приводятся результаты теоретических исследований влияния функциональных параметров подшипников скольжения на показатели качества их работы и методика расчета величин и точности зазоров с учетом действия технологических и эксплуатационных факторов.

Для определения оптимальных точностных требований и обоснованного выбора посадок подшипников скольжения винтовых компрессоров было проведено теоретическое исследование влияния величины зазора в подшипниках, неуравновешенности и др. факторов на такие важнейшие характеристики узла, как минимальная толщина масляной пленки, амплитуда колебаний центра цапфы, потери на трение, расход смазки и др. Исходны-

ми для гидродинамического расчета подшипников скольжения являются уравнения движения центра ротора в поле зазора подшипника S :

$$\begin{cases} MS\dfrac{d^2\chi}{dt^2} - MS\chi\left(\dfrac{d\delta}{dt}\right)^2 = Mg\cos\delta + D\omega^2\cos(\omega t-\delta) + Q(\omega t)\cos[\varphi(\omega t)] + P_e ; \\ MS\dfrac{d^2\delta}{dt^2} + 2MS\dfrac{d\chi}{dt}\dfrac{d\delta}{dt} = -Mg\sin\delta + D\omega^2\sin(\omega t-\delta) - Q(\omega t)\sin[\varphi(\omega t)] + P_\delta , \end{cases} \quad (1)$$

где M – масса ротора; D – дисбаланс; ω – угловая скорость; μ – динамическая вязкость; χ – относительный эксцентриситет; δ – угол отклонения линии центров от вертикали; $Q(\omega t)$ – циклическая нагрузка; P_e, P_δ – текущие значения реакций масляной пленки.

Нагрузка, действующая на опоры от сил давления сжимаемого газа, определялась из следующего соотношения:

$$Q(\omega t) = K(\omega t)\sqrt{\left[\sum_{j=1}^{P}\int_{\ell_i(\omega t)}^{L} q_B(\omega t, z)dz\right]^2 + \left[\sum_{j=1}^{P}\int_{\ell_i(\omega t)}^{L} q_r(\omega t, z)dz\right]^2}, \quad (2)$$

где $q_B(\omega t)$, $q_r(\omega t)$ – проекции интенсивности нагрузки парной полости винта соответственно на вертикальную и горизонтальную плоскости; p – число полостей компрессора, находящихся под действием избыточного давления газа; L – длина винта; $K(\omega t)$ – коэффициент, учитывающий место приложения равнодействующей силы; $\ell_i(\omega t)$ – координата начала грузовой линии парной полости винта:

$$\ell_i(\omega t) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \le \omega t \le \vartheta_1 \\ \dfrac{h}{2\pi}(\omega t - \vartheta_1), & \text{при } \vartheta_1 \le \omega t \le (\tau_z + \vartheta_1), \end{cases}$$

где ϑ_I – начальный угол грузовой линии первой парной полости; h – осевой шаг винта; τ_z – угол закрутки винта.

Мгновенная несущая способность масляного слоя, равная равнодействующей $\sqrt{P_e^2 + P_\delta^2}$, находилась интегрированием функции распределения гидродинамического давления, определенной в результате совместного решения усеченных уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности. Кроме того, с помощью основных положений гидродинамики вязкой жидкости были получены в общем виде интегральные соотношения для важнейших гидродинамических характеристик подшипников с учетом нестационарности режима смазки.

Система (I) с учетом уравнения (2) решалась на ЭВМ методом Рунге-Кутта, в результате чего были определены траектории движения центра цапфы, амплитуды колебаний, минимальные толщины масляного слоя и другие показатели качества подшипниковых узлов. При этом было установлено преобладающее влияние величины зазора, угловой ско-

рости и дисбаланса на амплитуды прецессионного движения центра ротора и толщины масляной пленки. При расчете $\gamma(t)$ и $\beta(t)$ вязкость масла в несущем слое подшипника определялась итерационным методом на каждом шаге интегрирования уравнений движения вала. Баланс тепла при этом проводился для каждого мгновенного положения вала в зазоре подшипника.

Проведенные теоретические исследования легли в основу методики точностных расчетов подшипниковых узлов винтового компрессора, разработанной с применением теории математического планирования эксперимента. В результате анализа планов второго порядка был выбран центральный ортогональный композиционный план с "ядром" в виде 2^n плана полного факторного эксперимента, где n – число входных факторов. Под экспериментом в данном случае понимается расчет траектории и вычисление основных показателей качества подшипников скольжения. Полученные уравнения регрессии позволяют не только количественно определять влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на основные параметры подшипников, но и проводить оптимизацию любого из них. При этом существенно упрощается расчетная модель исследуемого процесса, а также затраты машинного времени ЭВМ. Проведенные на ЭВМ расчеты винтовых компрессоров 5ВХ-350 и 6ВХ-700 позволили рекомендовать вместо специальных посадок подшипников стандартные посадки ϕ 90 E6/h6 и ϕ 110 E6/h6 по ЕСДП СЭВ, уменьшающие амплитуды колебаний роторов на 10-15 %. Разработанная методика может быть рекомендована для расчетов точности сопряжений подшипников компрессоров других типов, а также подшипников станков и двигателей.

В третьей главе приводятся теоретические исследования влияния погрешностей формы цапфы и вкладыша на несущую способность и траекторию движения центра цапфы, а также методы управления размерной точностью при изготовлении деталей и узлов винтового компрессора.

Наибольшее приближение к реальным условиям дает разработанная методика расчетов подшипников скольжения винтового компрессора с учетом взаимного влияния погрешностей формы шипа и подшипника и действия ряда нестационарных факторов. В этом случае зазор в подшипнике является переменной величиной и находится с точностью до 3-ей гармоники ряда Фурье из следующего выражения:

$$S = R_0 - r_0 + \sum_{k=1}^{3} A_k \cos(k\beta + \varphi_k) - \sum_{k=1}^{3} B_k \cos(k\omega t + \alpha_k), \qquad (3)$$

где r_0 и R_0 – средние значения радиусов шипа и подшипника; A_k, B_k и

$\varphi_к, \alpha_к$ – амплитуды и фазы погрешностей формы шипа и подшипника.

Вследствие этого относительный эксцентриситет χ будет функцией двух аргументов e и S и система (I) примет вид:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2e}{dt^2} = \left\{\left[Me\left(\dfrac{d\gamma}{dt}\right)^2 + Mg\cos\gamma + D\omega^2\cos(\omega t-\gamma) + Q\cos\varphi + P_e\right]\dfrac{S^2}{M} + eS''S + 2e'S'S - 2eS'^2\right\}\dfrac{1}{S^2} \quad (4) \\ \dfrac{d^2\gamma}{dt^2} = \dfrac{1}{Me}\left[\dfrac{2M(es'-e's)}{S}\dfrac{d\gamma}{dt} - Mg\sin\gamma - Q\sin\varphi + D\omega^2\sin(\omega t-\gamma) + P_\gamma\right], \end{cases}$$

где составляющие поддерживающей силы P_e и P_γ определяются из преобразованных уравнений проф. Бургвица А.Г.

$$\begin{cases} P_e = \dfrac{6\mu r_o^3 \ell S^3}{(2S^2+e^2)(S^2-e^2)^{3/2}}\left\{\dfrac{2e^2}{S^3}\left[(S^2-e^2)^{1/2}(\omega-2\dfrac{d\gamma}{dt}) - \bar{\pi}\left[\dfrac{16}{\bar{\pi}^2} - \dfrac{(2S^2+e^2)}{S^2}\right]\dfrac{(e'S-e'S)}{S^2}\right\} - \dfrac{48\mu r_o^4}{\bar{\pi}S^2}\sum_{n=2}^{\infty}\dfrac{\operatorname{th}n\dfrac{\ell}{2r_o}}{n(n^2-1)} \times \right. \\ \left. \times\left\{\dfrac{e}{S}\left(\omega-2\dfrac{d\gamma}{dt}\right)I_1^n + 2I_2^n\dfrac{(e'S-eS')}{S^2} + \dfrac{S^2}{2S^2+e^2}\left[3\left(\omega-2\dfrac{d\gamma}{dt}\right)\dfrac{e^2}{S^2} - \dfrac{8}{\bar{\pi}S}\sqrt{S^2-e^2}\,\dfrac{(e'S-eS')}{S^2}\right]I_3^n\right\}; \quad (5) \\ P_\gamma = \dfrac{6\mu r_o^3 \ell S^3}{(2S^2+e^2)(S^2-e^2)^{1/2}}\left[\left(\omega-2\dfrac{d\gamma}{dt}\right) + \dfrac{4}{\bar{\pi}(S^2-e^2)^{1/2}}\dfrac{(e'S-eS')}{S}\right]\left(1-\dfrac{2r_o}{\ell}\operatorname{th}\dfrac{\ell}{2r_o}\right). \end{cases}$$

Проведенные на ЭВМ расчеты позволили установить возрастание абсолютных значений амплитуд колебаний на 100–250 %, по сравнению с идеальной формой опорных поверхностей. При этом погрешности формы в виде трехвершинной огранки, по сравнению с погрешностями формы в виде овальности, обусловливают более интенсивные колебания ротора. Возрастание амплитуды колебаний составляет примерно 20–60 %, в зависимости от величины погрешности формы. Было установлено, что чем меньше величина начального зазора в подшипнике, тем строже следует регламентировать величины погрешностей формы с целью уменьшения амплитуд колебаний. При увеличении погрешностей формы до 30–35 мкм может наступить режим ударной нагрузки, поэтому для новых роторов отклонения формы не должны превышать 5–10 мкм, т.е. необходимо иметь запас точности для обеспечения надежной работы подшипникового узла при длительной эксплуатации компрессора.

Управление размерной точностью деталей предполагает систематическое исследование фактической точности их изготовления. С этой целью, а также для определения соответствия точности действующего технологического оборудования оптимальным точностным требованиям к геометрическим параметрам деталей и сопряжений на Казанском компрессорном заводе было проведено исследование фактической точности изготовления деталей винтовых компрессоров 5ВХ-350 и 6ВХ-700 и произве-

дана оценка точностной надежности производства. Установлено, что рассеяние большинства размеров находится в пределах поля допуска, однако у некоторых наиболее ответственных размеров велик процент неправильно принятых и неправильно забракованных деталей, а также теоретический процент брака. Это объясняется нестабильностью технологического процесса и неправильным выбором измерительных средств. На основании проведенных исследований были сделаны рекомендации по выбору рациональных измерительных средств, что позволило сократить количество неправильно принятых и неправильно забракованных деталей в 3-4 раза, а теоретический процент брака - на 55 %.

Наряду с исследованием фактической точности было проведено исследование влияния погрешностей металлорежущего оборудования и режимов обработки на точность деталей подшипниковых узлов. Экспериментальные исследования проводились на станке 16К20, предназначенном для чистовой обработки подшипников.

Исследование влияния величины рабочей подачи на величину погрешностей формы в продольном и поперечном направлениях показало, что их средние значения в партии деталей (более 20 штук) возрастают с увеличением рабочих подач в применяемых пределах с 3,18 до 8,42 мкм и с 3,56 до 6,5 мкм соответственно. Возрастают также и величины полей рассеяния: для конусообразности - с 10 до 20 мкм, для овальности - с 10 до 16 мкм. С увеличением скорости вращения шпинделя станка в применяемых пределах имеем увеличение средних значений с 8,17 до 10,15 мкм для конусообразности и с 4,13 до 7,5 мкм - для овальности. Возрастают также и величины полей рассеяния и среднеквадратических отклонений. На основании этих исследований были разработаны рекомендации по выбору оптимальных режимов обработки деталей подшипниковых узлов винтового компрессора, обеспечивающих допустимые значения погрешностей формы. Установлено, что в ряде случаев имеется резерв по точности, позволяющей уменьшить используемые в настоящее время величины допусков на отклонения формы деталей подшипников.

При экспериментальных исследованиях определялись точностные параметры станка и их влияние на образование погрешностей формы подшипников. Исследованием установлено, что эти параметры по точности не соответствуют требуемым. Поэтому были разработаны рекомендации по назначению норм технологической точности металлорежущего оборудования в зависимости от допустимых отклонений обрабатываемых деталей и погрешностей их измерения. Внедрение полученных результатов позволило

уменьшить погрешности формы рабочих поверхностей подшипниковых узлов в 1,5-1,8 раза.

В четвертой главе изложена методика и приведены результаты экспериментальных исследований влияния параметров режима работы винтового компрессора на толщину масляной пленки, температуру подшипников скольжения и траекторию движения ротора. Целью экспериментальных исследований являлась качественная и количественная оценка работоспособности подшипников в широком диапазоне изменения скоростей и нагрузок, а также проверка основных теоретических разработок. Экспериментальные исследования проводились на экспериментальном винтовом компрессоре ВКЭ с винтами окружного и эллиптического профиля зубьев, установленном на испытательном стенде ПТО "Компрессор". При этом измерялись траектории движения ротора, толщины масляной пленки одновременно в четырех опорах скольжения при помощи специально разработанных индуктивных преобразователей (пределы измерения зазоров 0-0,5 мм; максимальное давление в слое смазки 15-20 МПа; диапазон изменения температуры подшипников 283-423°К; суммарная относительная погрешность измерения 4-5,5 %), включенных по дифференциальной схеме, температурные поля рабочих поверхностей подшипников, расходы смазки и др. Во время испытаний варьировались следующие факторы: частота вращения ведущего ротора - от 600 до 1000 рад/с, степень повышения давления - от 1,5 до 7,0, вид охлаждения компрессора, тип профиля зубьев, давление и температура подаваемого в подшипники масла - от 0,12 до 0,4 МПа и от 293 до 313°К соответственно.

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено появление нестационарной круговой прецессии ротора при установившемся режиме работы винтового компрессора. При этом двойная амплитуда колебаний ротора в подшипниках, установленных на стороне всасывания и нагнетания, составляла 15-30 % от величины зазора, что подтверждает значения, полученные при расчетах на ЭВМ. При всех параметрах режима работы компрессора увеличение угловой скорости при неизменной степени повышения давления приводило к возрастанию амплитуды колебаний, что объясняется увеличением динамической составляющей действующей нагрузки от остаточной неуравновешенности роторов компрессора. Установлено существенное влияние на характер колебаний температуры и давления масла на входе в подшипник. Так, на режиме с впрыском воды при степени повышения давления $\varepsilon = 2,5$ и частоте вращения $\omega = 490$ рад/с повышение давления масла до 0,2-0,3 МПа приводи-

ло к резкому возрастанию амплитуд колебаний, при этом увеличение температуры масла на входе обусловливало более интенсивные колебания. Исследования показали, что при одинаковых скоростных и нагрузочных режимах амплитуды колебаний у винтов с эллиптическим профилем зубьев в 1,3-1,5 раза выше, чем у винтов с окружным профилем зубьев. Толщина масляной пленки на исследуемых режимах составляла порядка $(8-30)\cdot10^{-6}$ м. Здесь меньшее значение относится к высоким степеням повышения давления и низким угловым скоростям вращения. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало их удовлетворительную сходимость.

Исследованиями установлено преобладающее влияние скоростного режима работы компрессора, по сравнению с нагрузочным режимом, при формировании температурного состояния несущей зоны подшипников скольжения. Вследствие этого на всех исследуемых режимах температуры опорных поверхностей подшипников ведущего ротора превышали на 5-10° температуры подшипников ведомого ротора. В работе приводятся графики изменения температурного поля по длине подшипника в зависимости от режима работы, из которых следует, что наличие перекоса от силовых деформаций приводит к возрастанию максимальной температуры вкладыша в месте сближения трущихся поверхностей на $8-12^{\circ}$.

В пятой главе приводятся теоретические и экспериментальные исследования факторов, влияющих на показатели качества в процессе эксплуатации винтовых компрессоров.

Для определения отклонений расположения шипа в подшипнике, возникающих при действии давления воздуха на роторы во время работы компрессора, был проведен расчет силовых деформаций. Деформации находились путем численного интегрирования на ЭВМ дифференциального уравнения упругой линии ротора. При этом предварительно были выведены в общем виде аналитические выражения для расчета инерционных характеристик поперечных сечений винтовых нарезок ведущего и ведомого винтов в зависимости от диаметра начальной окружности и числа зубьев. Проведенные на ЭВМ расчеты позволили установить, что перекос ротора при эксплуатации винтового компрессора составляет, в зависимости от режима нагружения, 0,002-0,005 мм на длине подшипника и соизмерим с толщинами масляной пленки, что необходимо принимать во внимание при назначении точностных требований к взаимному расположению шипа в подшипнике.

На основе прикладной теории колебаний и полученных ранее соотно-

шений для гидродинамических реакций смазочной жидкости были получены уравнения, позволяющие установить математическую модель взаимосвязи параметров режима работы подшипников скольжения с уровнями вибраций опор винтового компрессора с учетом конечных значений податливостей и демпфирующей способности отдельных элементов расчетной схемы: ротора, масляной пленки, подшипниковых опор компрессора. Для экспериментального подтверждения расчетов была разработана методика и проведены измерения уровней вибрации подшипниковых опор с использованием пьезоэлектрических преобразователей в широком диапазоне режимов эксплуатации компрессора. Сравнение результатов показало их удовлетворительную сходимость. Исследованиями было установлено, что вибрационные нагрузки опор компрессора от прецессионного движения ротора в 2,0-2,5 раза выше нагрузок, источником которых являются погрешности формы цапа.

Шестая глава посвящена разработке методики по расчету показателей качества подшипниковых узлов компрессора, описанию новых методов профилирования рабочих поверхностей подшипников, внедрению результатов исследований и расчету экономической эффективности.

С использованием математических методов теории надежности была разработана методика аналитической оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов винтового компрессора с учетом действия основных технологических и эксплуатационных факторов. Применение экспериментальных данных по износу подшипниковых узлов в условиях эксплуатации обеспечивает идентичность разработанной математической модели реальным процессам. Результаты расчетов, выполненных по разработанному алгоритму на ЭВМ, показали, что при учете влияния неравномерного износа поверхностей трения на несущую способность подшипника и траекторию движения ротора, средний ресурс работы узла ограничивается по параметру допустимых погрешностей формы, а не по величине предельного зазора в подшипнике. Данная методика позволяет аналитически при знании особенностей изнашивания, с учетом возможных изменений исходных показателей работоспособности и условий эксплуатации прогнозировать потерю работоспособности подшипникового узла винтового компрессора и количественно определять основной показатель надежности - средний ресурс работы подшипникового узла винтового компрессора.

Высокие скорости вращения и значительные переменные нагрузки предъявляют особые требования к профилированию опорных поверхностей

подшипников скольжения винтовых компрессоров. С целью повышения несущей способности и расширения диапазона устойчивой работы нами были разработаны новые конструктивные методы профилирования рабочей поверхности подшипника скольжения, позволяющие существенно увеличить долговечность работы узла. На разработанные конструкции подшипников скольжения повышенной долговечности получено авторское свидетельство.

В работе приводятся рекомендации, направленные на повышение качества выпускаемых винтовых компрессоров. Внедрение рекомендаций, по данным ПТО "Компрессор", позволило уменьшить трудоемкость доводки вновь проектируемых компрессоров в 1,5 раза и снизить интенсивность отказов в 6 раз. Экономический эффект, достигнутый за счет уменьшения затрат от снижения трудоемкости доводки и за счет экономии на капитальных вложениях от сокращения потребного парка компрессоров в результате повышения их надежности, составил около 58 тыс. рублей в год.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В результате теоретических исследований разработан уточненный метод расчета нагрузки опорных подшипников, учитывающий циклический характер работы винтового компрессора. Проведенные на ЭВМ расчеты позволили установить, что величины и направления реакций опор за цикл работы компрессора характеризуются существенной нестационарностью, возрастающей с увеличением геометрической степени сжатия.

2. На основании гидродинамической теории смазки получены аналитические зависимости для основных показателей качества подшипниковых узлов винтовых компрессоров с учетом нестационарности процесса смазки, а также с учетом взаимного влияния овальности, огранки и других погрешностей формы шипа и подшипника. Разработана методика точностных расчетов подшипников. Проведенные на ЭВМ расчеты позволили определить возрастание абсолютных значений амплитуд колебаний ротора на 100–250 %, по сравнению с идеальной формой опорных поверхностей. При этом погрешности формы в виде трехвершинной огранки, по сравнению с погрешностями формы в виде овальности поперечного сечения шипа и вкладыша, обусловливают более интенсивные колебания ротора. Возрастание амплитуды колебаний составляет примерно 20–60 %, в зависимости от величины погрешности формы. Установлено, что увеличение погрешностей формы до 30–35 мкм может привести к режиму ударной нагрузки. Применение методики позволяет управлять качеством сопряже-

ний подшипниковых узлов посредством регламентирования величин отклонений формы шипа и вкладыша, обеспечивающих минимальные амплитуды колебаний ротора при эксплуатации компрессора.

3. В результате экспериментальных исследований по определению фактической точности изготовления деталей и узлов винтовых компрессоров и точностной надежности средств измерения были разработаны рекомендации по выбору рациональных измерительных средств, внедрение которых позволяет сократить количество неправильно принятых и неправильно забракованных деталей в 3–4 раза, а теоретический процент брака – на 55 %.

4. На основании экспериментального исследования влияния технологических факторов на точность обработки деталей подшипников проведена оптимизация технологического процесса их изготовления по параметрам, определяющим скорость вращения шпинделя и величину продольной подачи суппорта станка, и разработаны рекомендации по назначению требуемых норм технологической точности металлорежущего оборудования в зависимости от допустимых отклонений обрабатываемых деталей и погрешностей их измерения. Установлено, что при скорости вращения шпинделя станка n = 800 об/мин и величине подачи 0,07 мм/об точность технологического процесса обработки деталей подшипников возрастает в 1,5 раза, что приводит к возрастанию ресурса работы подшипниковых узлов в условиях эксплуатации.

5. Разработаны методика и средства измерения траектории движения ротора и толщин масляной пленки (пределы измерения зазоров 0–0,5 мм; максимальное давление в слое смазки 15–20 МПа; диапазон изменения температуры подшипников 283–423°К; суммарная относительная погрешность измерения 4–5,5 %; наличие термокомпенсации и др.) одновременно во всех опорах жидкостного трения винтового компрессора в режиме эксплуатации. Исследованиями установлено появление нестационарной круговой прецессии ротора при установившемся режиме работы компрессора. При этом двойная амплитуда колебаний ротора в подшипниках, установленных на стороне всасывания и нагнетания, составляла 15–30 % от величины зазора, что подтверждает значения, полученные при расчетах на ЭВМ.

6. На основании теоретических исследований разработана методика оценки влияния параметров режима работы подшипников скольжения на уровни вибраций опор винтового компрессора. Для экспериментального подтверждения расчетов были проведены измерения уровней вибраций с

использованием пьезоэлектрических преобразователей. Сравнение результатов показало их удовлетворительное совпадение. Установлено, что вибрационные нагрузки опор компрессора от прецессионного движения ротора в 2-2,5 раза выше нагрузок, источником которых являются погрешности формы шипа. Применение методики позволяет управлять динамическим качеством при проектировании, изготовлении и эксплуатации винтовых компрессоров.

7. На основании математических методов теории надежности разработана методика аналитической оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов винтового компрессора. Расчетами на ЭВМ установлено, что при учете влияния неравномерного износа поверхностей трения на несущую способность подшипника и траекторию движения ротора ресурс работы узла ограничивается по параметру допустимых погрешностей формы, а не по величине предельного зазора в подшипнике. Методика может быть рекомендована для прогнозирования надежности и долговечности подшипниковых узлов компрессоров других типов.

8. Разработаны новые конструктивные методы профилирования опорных поверхностей подшипников жидкостного трения, применение которых позволит увеличить долговечность и расширить диапазон устойчивой работы высокооборотных подшипниковых узлов.

9. Внедрение рекомендаций, методик расчетов и экспериментальных исследований, по расчетам ПТО "Компрессор", позволило получить технико-экономический эффект около 58 тыс. рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1.Кондратюк С.В.(соавт. Скворцов А.В.) Расчет опор жидкостного трения винтового компрессора."Известия ВУЗов.Машиностроение",№6,1977.

2.Кондратюк С.В.Определение нагрузки опорных подшипников винтового компрессора. "Вестник машиностроения",№10,1977.

3.Кондратюк С.В.Измерение толщины масляной пленки в опорах скольжения. "Известия ВУЗов.Машиностроение",№10,1977.

4.Кондратюк С.В.Экспериментальное исследование функциональных параметров винтового компрессора.Материалы У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, Москва, МВТУ им.Баумана,1978.

5.Кондратюк С.В.(соавт. Скворцов А.В.) Подшипник скольжения. Авт. свид. СССР, кл. F 16 C 17/02 № 620702.

6.Кондратюк С.В.(соавт. Виноградов А.Н. и др.) Применение электромагнитных и других физических методов для контроля качества изделий энергомашиностроения. Материалы III Всесоюзной конференции "Электромагнитные методы контроля качества изделий", Куйбышев, 1978 г.