

Дис 493359

ГОСКОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.9.015

АЛЕШИН Виктор Федорович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ШУМА ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СТАНКОВ

Специальности: 05.02.08 - Технология машиностроения,
05.03.01 - Процессы механической и
физико-химической обработки, станки
и инструмент

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени Высшем Техническом Училище имени Н.Э.Баумана

- Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент О.Ф.Полтавец
- Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Нахапетян Е.Г.
- кандидат технических наук,
доцент Васильев А.С.
- Ведущее предприятие - МЗКРС, г. Москва

Защита состоится "17" октября 1988г.
на заседании специализированного совета К 053.15.15
в Московском Высшем Техническом Училище им. Н.Э.Баумана
по адресу: 107005, Москва Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5.
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н.Э.Баумана.

Диссертация в одном экземпляре, заверенная
по указанному адресу.

17 октября 1988г.

Р.К.Мещеряков

Дано к печати 29.06.88г.
100 экз.

Дел 493339

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Необходимость ускорения темпов широкого внедрения прогрессивной технологии и техники ставит перед машиностроением задачу создания более мощных быстроходных технологических машин. Для их узлов и механизмов характерны высокие динамические нагрузки и уровень шума.

Известно, что шум оказывает неблагоприятное воздействие на организм человека. Но проблема борьбы с шумом на производстве имеет не только социальное, но и чисто техническое значение. Как правило, высокий уровень шума указывает на серьезные недостатки конструкции машины, на низкое качество ее изготовления.

Самая многочисленная группа оборудования машиностроительного производства - металлорежущие станки. Их узлы и механизмы являются активными источниками шума. Среди них особое место занимают шпиндельные узлы. Большинство из них имеют зубчатые передачи. Они являются наиболее нагруженными и быстроходными узлами станка. Поэтому их отличает высокая акустическая активность.

Шпиндельные узлы, с одной стороны, в значительной степени определяют качество станка в целом, а с другой, - являются сложным в технологическом плане объектом производства. В этой связи очевидна важность и актуальность проблемы выявления основных источников шума в шпиндельных узлах металлорежущих станков и разработка эффективных технологических методов его снижения.

Технологические методы уменьшения уровня шума, как правило, направлены на повышение точности обработки элементов шпиндельного узла. В то же время процессы сборки в этом плане изучены явно недостаточно. Поэтому на этом этапе высокая точность обработки деталей шпиндельного узла в значительной степени теряется, обесценивая тем самым ранее затраченный труд. Следует отметить также, что технологические методы повышения качества шпиндельных узлов все еще слабо базируются на результатах таких этапов производства, как аттестация деталей перед сборкой, обкатка и аттестация собранного узла.

При этом одной из наиболее важных погрешностей, снижа-

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана



1493339

Алешин В. Ф. Разработка и ис

МГТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

щей практически все параметры качества шпиндельного узла, является отклонение от соосности его опор. В процессе сборки отклонение от соосности формируется в результате сложного взаимодействия погрешностей деталей, получаемых на этапе обработки, с собственными погрешностями сборочного процесса. Результатом этого является нарушения закономерностей зацепления зубчатых передач в высокоточном шпиндельном узле, возникновение динамических нагрузок, колебательных процессов и шума. Это взаимодействие изучено крайне недостаточно, что затрудняет разработку эффективных технологических методов снижения уровня шума. Указанные соображения и обуславливают актуальность настоящей работы.

Цель работы. Исследование влияния технологического отклонения от соосности опор на уровень шума шпиндельного узла с зубчатой передачей и разработка технологических методов его снижения.

Методы исследования. В работе использованы современные теоретические и экспериментальные методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием фундаментальных положений теоретической механики и технической акустики, методов теории колебаний и численного интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений.

Расчеты выполнялись на ЭВМ ЕС-10Б5. Экспериментальные исследования проводились на специально созданных установках, оснащенных современной измерительной и регистрирующей аппаратурой и на промышленных образцах шпиндельных узлов.

Научная новизна. В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлены закономерности возникновения шума в шпиндельных узлах с зубчатыми передачами под влиянием технологического отклонения от соосности опор. Разработана математическая модель взаимосвязи уровня звуковой мощности шпиндельного узла с комплексом параметров, характеризующих величины и характер отклонений от соосности наружных и внутренних колец подшипников опор, конструкции узла и эксплуатационную нагрузку.

Практическая ценность. Результаты работы могут быть использованы для снижения уровня шума шпиндельного узла на стадии его проектирования, изготовления и аттестации. Разработана методика расчета ожидаемого уровня звуковой мощности на

стадии конструирования шпиндельного узла, позволяющая итеративным путем находить наиболее рациональные его конструктивные параметры.

Предложена методика, позволяющая на основании аттестации деталей шпиндельного узла перед их сборкой производить коррекцию технологического процесса сборки, с целью обеспечения требуемого уровня шума.

Разработана методика комплексной диагностики технологических дефектов собранного шпиндельного узла по амплитудно-частотному спектру его шума, которая дает возможность эффективно находить технологические источники брака и устранять их.

Реализация работы. На базе результатов теоретических и экспериментальных исследований разработан промышленный образец автоматизированного стенда для комплексной диагностики технологических дефектов шпиндельных узлов с зубчатыми передачами и пакет прикладных программ. Стенд изготавливается и будет внедрен на одном из машиностроительных предприятий.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на научных семинарах кафедры "Комплексная технология" в 1983-1986 гг.; Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин", Алма-Ата, 1985 г.; Всесоюзной научной конференции "Современные проблемы технологии машиностроения", Москва, 1986 г.

Публикации. Материал диссертации отражен в 10 публикациях.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и списка литературы из 86 наименований, приложения, содержит 121 страниц машинописного текста, 88 рисунков, 21 таблицу.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи, дана общая характеристика работы.

В первой главе диссертации рассмотрено состояние проблемы снижения шума металлорежущих станков.

На основе литературных источников и производственного опыта было установлено, что наиболее интенсивным источником

шума в металлорежущем станке следует считать шпиндельный узел с зубчатой передачей. До 10% колебательной энергии в нем порождается динамическим процессом в зубчатой передаче. Шум в зубчатой передаче возникает в результате действия переменных сил. Причиной их возникновения являются, главным образом, погрешности изготовления и сборки зубчатых передач. Несмотря на то, что, главное внимание до сих пор уделяется разработке конструкторских методов снижения уровня шума изделий.

Анализ литературных и производственных данных показал, что технологические методы уменьшения уровня шума используются недостаточно эффективно, а их число крайне ограничено. Как правило все они связаны с повышением точности обработки элементов изделия. Такое направление полностью основано на повышении производственных затрат, размеры которых не соизмеримы с достижением результатов. При этом упускается из виду связь этапа обработки деталей с их последующей сборкой, когда собственно и формируются внутренние связи элементов в изделии. В то же время производственный опыт говорит о том, что влияние сборочных погрешностей на уровень шума изделия существенно. Одной из типичных сборочных погрешностей является отклонение от соосности опор.

Анализ ряда работ показал, что следует различать конструкторские и технологические отклонения от соосности. Конструктор регламентирует только величину отклонения от соосности и только таких ответственных поверхностей как шейки шпинделя, расточки корпуса и т.д., следовательно, отдельных элементов узла.

При сборке в результате очень сложного процесса силового взаимодействия сопрягаемых деталей формируется отклонение от соосности наружных и внутренних колец подшипников в опорах вала. Это отклонение, которое по своей природе является чисто технологическим, характеризуется значительным числом параметров. Одни параметры определяют величину отклонения от соосности каждого кольца подшипника относительно общей оси одноименных колец. Другие - пространственное расположение осей колец в выбранной системе координат - пространственное расположение оси каждого кольца подшипника, взаимное расположение осей одноименных колец в опорах, взаимное расположение осей разноименных колец подшипников в каждой опоре.

Одни из указанных параметров приводят к изменению формы и расположения относительно номинальной оси вращения вала, другие - его геометрической оси.

Отсюда следует, что параметры технологического отклонения от соосности будут оказывать существенное влияние на характер зацепления зубчатых колес, в частности на величину и закон изменения переменной силы в зацеплении. Поэтому для разработки эффективных методов снижения уровня шума в механизмах с зубчатой передачей необходимо установить, какое влияние оказывают параметры технологического отклонения от соосности на переменные силы в зацеплении, а следовательно и на уровень шума.

При этом необходимо отметить, что теоретические исследования шума, возникающего в зубчатых механизмах, представляют значительные математические трудности, поскольку применение результатов теории звука к реальным конструкциям зубчатых механизмов связано с рядом существенных ограничений. Предлагаемые рядом авторов математические модели колебательных процессов не обладают достаточной полнотой и в первую очередь не учитывают такие важные параметры как технологические отклонения расположения ответственных элементов узла.

На основе проведенного анализа в данной работе поставлены следующие задачи:

1. Теоретически и экспериментально исследовать влияние технологического отклонения от соосности на уровень шума шпиндельного узла с зубчатой передачей.
2. Разработать и исследовать технологические методы снижения уровня шума шпиндельных узлов с зубчатыми передачами.
3. Разработать методику выявления причин повышенного уровня шума шпиндельных узлов.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию влияния технологического отклонения от соосности опор на уровень шума шпиндельного узла с зубчатыми передачами.

На первом этапе было исследовано влияние технологического отклонения от соосности опор на кинематику зубчатой передачи. В этом случае кинематические характеристики передачи подчинены уравнению

$$\varphi_1 = -\frac{R_2}{R_1} \varphi_2 + \frac{R_2 + R_1}{R_1} \left\{ \arctg \frac{y_2 - y_1}{A_0 - x_1 + x_2} + \sqrt{\frac{(A_0 - x_1 + x_2)^2 + (y_2 - y_1)^2}{(R_1 + R_2)^2}} - \arccos \frac{R_1 + R_2}{\sqrt{(A_0 - x_1 + x_2)^2 + (y_2 - y_1)^2}} \right\}, \quad (1)$$

где

$$X_{1,2} = e_{1,2} \cos \gamma_{1,2} + \delta_{1,2} \cos V_{1,2}$$

$$Y_{1,2} = e_{1,2} \sin \gamma_{1,2} + \delta_{1,2} \sin V_{1,2}$$

- δ, V - величина смещения и угловая координата центра вращения зубчатого колеса, определяемая параметрами отклонения от соосности наружных колец подшипников опор;
- e, γ - величина смещения и угловая координата геометрического центра зубчатого колеса, определяемая параметрами отклонения от соосности внутренних колец подшипников опор;
- X, Y - радиальное перемещение центра массы колеса;
- φ - угол поворота колеса;
- R - радиус основной окружности колеса;
- A_0 - номинальное межцентровое расстояние;
- $1, 2$ - здесь и далее индекс 1 относится к параметрам ведущего зубчатого колеса, индекс 2 - ведомого.

приняты допущения, что движение колес является произвольным плоским, их взаимодействие - непрерывным и геометрические центры совпадают с центрами масс колес. Исследования показали, что отклонения от соосности опор приводят к непостоянству межцентрового расстояния, угла зацепления и передаточного отношения зубчатой передачи. численными расчетами на ЭВМ установлено, что отклонение от соосности поверхностей качения наружных колец подшипников опор оказывает незначительное влияние на отклонение передаточного отношения. При отклонении от соосности внутренних колец погрешности передаточного отношения изменяются по закону близкому к синусоидальному, а ее величина достигает 6% от номинального значения.

Исследование динамических и акустических процессов в шпиндельном узле с зубчатой передачей осуществляется на основе численного моделирования его динамики, как детерминированного процесса. Для этой цели была разработана динамическая модель одноступенчатой зубчатой передачи, состоящая из двух зубчатых колес (рис. 1). При этом приняты следующие допущения: зубчатые колеса не имеют отклонения формы и расположения поверхностей; корпус узла и зубчатые колеса - абсолютно жесткие; шпиндель и его опоры - упругоподатливые; податливость опор - изотропная. Влияние отклонений расположения поверхностей качения опор на динамику системы моделируется через кине-

матику зубчатой передачи. При этом выражение (1) целесообразно представить в дифференциальном виде, это дает удобство сопряжения с дифференциальными уравнениями движения и гарантирует асимптотический характер поведения погрешности при численных расчетах динамики зубчатой передачи на ЭВМ.

Составление динамической модели для пары зубчатых колес производилось с учетом их поперечных и крутильных колебаний. нелинейные дифференциальные уравнения плоского движения зубчатых колес с горизонтальными осями вращения в условиях отклонения от соосности их опор имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + M_1 \ddot{x}_1 + C_1(x_1 - \delta_{1x}) = -F \sin(\alpha + \psi) \\ m_1 \ddot{y}_1 + M_1 \ddot{y}_1 + C_1(y_1 - \delta_{1y}) = -F \cos(\alpha + \psi) - m_1 g \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + h_1 \dot{\varphi}_1 + K_1(\varphi_1 - \varphi_{np}) = -FR_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + M_2 \ddot{x}_2 + C_2(x_2 - \delta_{2x}) = F \sin(\alpha + \psi) \\ m_2 \ddot{y}_2 + M_2 \ddot{y}_2 + C_2(y_2 - \delta_{2y}) = F \cos(\alpha + \psi) - m_2 g \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + h_2 \dot{\varphi}_2 = M_n - FR_2, \end{cases} \quad (2)$$

где m_1, m_2 - массы вращающихся элементов соответственно ведущего и ведомого валов;

J_1, J_2 - моменты инерции вращающихся элементов соответственно ведущей и ведомой части систем;

M_1, h_1, C_1 - коэффициенты вязкого трения и жесткости опор в любом радиальном направлении;

K_1 - коэффициент крутильной жесткости ведущего вала;

M_n - заданный момент нагрузки на ведомом валу;

α - текущий угол зацепления;

g - ускорение поля сил тяжести;

φ_{np} - угол поворота вала привода;

$$\tan \psi = (y_2 - y_1) / (A_0 - x_1 + x_2).$$

В качестве начальных условий системы дифференциальных уравнений движения принимают условия, соответствующие неподвижному квазистатическому положению центров масс.

Численное интегрирование (1, 2) на каждом k -том шаге позволяет рассчитать величины перемещений, линейные и угловые скорости центров масс, а также энергию перевозбуждения системы, которая равна разности кинетической энергии нестационарного движения и кинетической энергии в режиме номинального движения системы. Через энергию перевозбуждения системы опре-

делается среднее значение механической мощности колебательного процесса, а с учетом коэффициента передачи среднее значение акустической мощности P . Тогда уровень звуковой мощности излучения шпиндельного узла определяется как

$$L_p = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad (3)$$

где P_0 - стандартная пороговая величина звуковой мощности, равная 10^{-12} Вт.

На основе изложенной методики проведены численные расчеты на ЭВМ влияния отклонения от соосности опор на динамику зубчатой передачи шпиндельного узла с различными конструктивными параметрами. Анализ амплитудно-частотных спектров перемещений показал, что перемещения имеют место в широком диапазоне частот (от 0 до 5000), но наибольшие их амплитуды соответствуют 0-ой частоте и частоте вращения зубчатого колеса. Перемещения на частоте $f = 0$ определяют величину смещения центра вращения зубчатого колеса, относительно номинального положения, которое зависит от отклонения от соосности поверхностей наружных колец подшипников опор. Компенсировать смещение центра вращения можно более, чем в 4 раза, за счет целенаправленного варьирования параметрами отклонения от соосности наружных колец при сборке, например, пространственной ориентации их осей. При этом можно изменить не только величину, но и направление этого смещения. На 50% можно уменьшить это смещение за счет увеличения передаточного отношения и более чем в 2 раза за счет увеличения жесткости системы. Отклонение от соосности внутренних колец является причиной возникновения перемещений на частоте вращения зубчатого колеса и в широком диапазоне более высоких частот. Эти явления приводят к нарушению закона зацепления зубчатой передачи и возникновению динамического процесса. Так расчетами установлено, что колебание силы взаимодействия в зацеплении за счет даже небольших отклонений от соосности внутренних колец ($\delta_{\text{вн}} = 4 \text{ мкм}$) за период достигает 160Н, а с увеличением погрешности эта величина резко возрастает.

Однако не все линейные и угловые перемещения центров масс, вызванные отклонением от соосности внутренних колец подшипников опор, оказывают одинаковые влияния на уровень шума узла. Доминирующими будут те, которые имеют наибольшие величины

скоростей, так как именно они вызывают резкое возрастание энергии перевозбуждения системы. Анализ амплитудно-частотных спектров скоростей показал (рис. 2), что резкое возрастание скоростей центров масс имеет место на частотах, которые соответствуют частотам вынужденных колебаний системы, собственным частотам ее элементов, а также на кратных им частотах. Именно на этих частотах наблюдается резкое возрастание энергии перевозбуждения системы, а следовательно и уровня шума. С ростом величины отклонения от соосности поверхностей качения внутренних колец подшипников скорости на этих частотах растут. В таком соответствии с этим закономерно возрастает и уровень звуковой мощности узла (рис. 3). Например, для исследуемого узла в небольшом диапазоне отклонения от соосности внутренних колец подшипников расчетный уровень звуковой мощности возрос более чем на 10 дБ.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований влияния отклонения от соосности опор на уровень шума шпиндельного узла.

Эксперименты проводились на специальной установке, основой которой является шпиндельный узел с зубчатой передачей, установленной в среднем сечении шпинделя. Все элементы установки были изготовлены с высокой точностью и прошли тщательную аттестацию. Для создания различных вариантов отклонения от соосности поверхностей качения наружных колец подшипников опор конструкция установки предусматривает контролируемое линейное и угловое смещение опор. В экспериментах использовался также комплект подшипников, поверхности внутренних колец которых были изготовлены с требуемыми отклонениями от соосности. Для определения уровня звукового давления и получения спектрограмм (рис. 4) применялся комплекс виброакустической аппаратуры фирмы "RFT", определение положения геометрического центра и центра вращения зубчатого колеса осуществлялось измерительной системой «14 с индуктивными преобразователями.

Исследования проводились в диапазоне отклонения от соосности поверхностей качения колец в опорах относительно общей оси от 5 до 20 мкм при различном пространственном расположении осей одноименных колец в опорах.

Эксперименты показали достоверность теоретических результатов, что отклонение от соосности опор вызванное перекосом

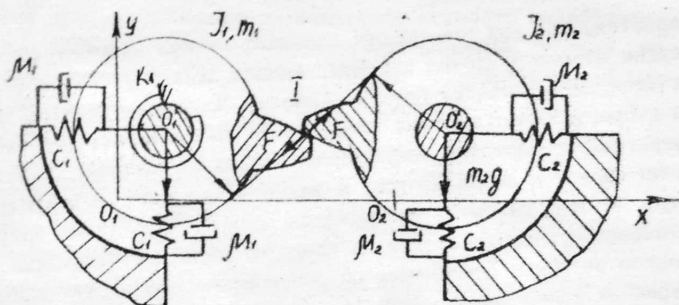


Рис. 1. динамическая схема одноступенчатой зубчатой передачи, работающей в условиях отклонения от соосности ее опор

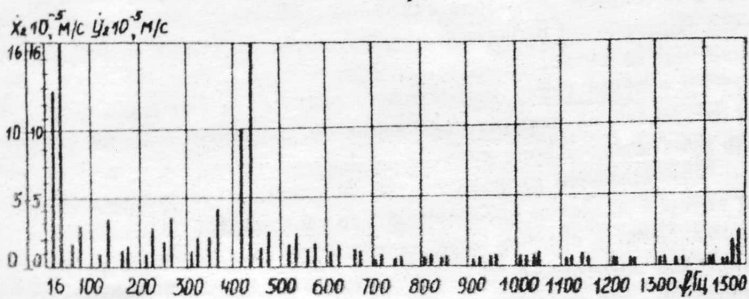


Рис. 2. пример амплитудно-частотного спектра скоростей центров масс ведомого зубчатого колеса:

$$b_{\text{ш}} = 0; e_1 = 0; e_2 = 2 \text{ мкм}; M_H = 0; f_{\text{сш}} = 400 \text{ Гц}; n_0 = 16,6 \text{ с}^{-1}$$

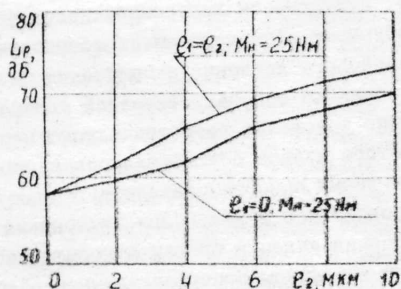


Рис. 3. влияние отклонения от соосности внутренних колес подшипников опор на уровень звуковой мощности узла

наружных колец подшипников не приводит к изменению уровня звукового давления шпиндельного узла с зубчатой передачей.

Экспериментальные исследования подтвердили качественный и количественный характер влияния отклонения от соосности поверхностей качения внутренних колец подшипников опор на уровень шума узла. Расхождение теоретических и экспериментальных результатов не превышает 20%.

Большое значение имеет экспериментальные исследования спектрального состава уровня звукового давления, что является существенным дополнением к теоретическим моделированиям акустических явлений в узлах с зубчатыми передачами. Анализ спектрограмм уровней звукового давления (рис. 4) показал, что при увеличении отклонения от соосности внутренних колец подшипников опор имеет место значительный рост тех спектральных составляющих, которые имеют частоту, равную или кратную частотам вынужденных колебаний и собственным частотам элементов узла.

Таким образом, достоверно подтверждено, что акустические явления, возникающие под влиянием отклонения от соосности внутренних колец подшипников, обусловлены не только вынужденными колебаниями элементов системы, но и резонансными процессами в ней.

Эксперименты подтвердили также возможность технологического воздействия на интенсивность акустических явлений в шпиндельном узле. Эффективным путем является целенаправленное формирование при сборке параметров технологического отклонения от соосности внутренних колец подшипников. Так результаты экспериментов показали, что большое влияние на уровень шума шпиндельного узла оказывает характер взаимного положения внутренних колец подшипников опор при сборке. Если при сборке оба внутренних кольца в опорах разворачиваются в одной плоскости $\varphi_B = 0^\circ$, то уровень звукового давления зубчатой передачи будет минимальным $L = 78$ дБ. Наибольший уровень шума $L = 83$ дБ имеет место при такой установке внутренних колец, когда их оси развернуты в различных направлениях $\varphi_B = 180^\circ$ рис. 5.

Таким образом, эксперименты полностью подтвердили все основные теоретические положения и выводы.

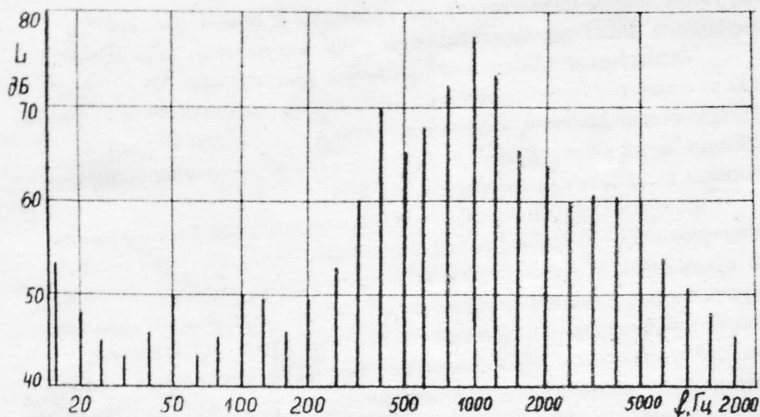


Рис. 4. пример спектрограммы уровня звукового давления

экспериментального шпиндельного узла:

$$\Delta A = \Delta \delta = 11 \text{ мкм}; \quad V_{\beta} = 180^{\circ}; \quad n_1 = 16,6 \text{ с}^{-1}$$

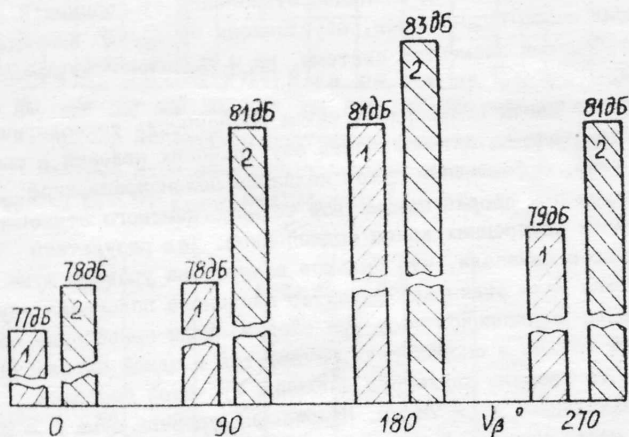


Рис. 5. влияние взаимной ориентации плоскостей перекоса внутренних колец подшипников опор на уровень шума узла:

$$\Delta A = \Delta \delta = 16 \text{ мкм}; \quad 1 - 10 \text{ с}^{-1}; \quad 2 - 16,6 \text{ с}^{-1}$$

Четвертая глава посвящена разработке и исследованию методов уменьшения уровня шума изделий. Результаты проведенных исследований позволяют решать данную проблему комплексно на этапах конструирования, изготовления деталей шпиндельного узла, их аттестации и сборки, а также обкатки собранного узла.

Разработана методика прогнозирования с помощью численного моделирования уровня шума на стадии проектирования шпиндельных узлов. Вариант конструкции шпиндельного узла представляется в виде отдельных моделей одноступенчатых передач (если число передач больше одной), для каждой из которых по разработанной программе на ЭВМ рассчитывается ожидаемый уровень шума. Изменяя конструктивные параметры узла (массы зубчатых колес, валов, допуски на отклонения от соосности опор и т.п.), расчетом находится тот вариант, который обеспечивает наиболее низкий уровень шума. Расчеты, проведенные для шпиндельного узла станка модели АТ 320-МС, показали, что только за счет изменения положения зубчатого колеса на шпинделе уровень шума можно снизить на 5 дБ. Аналогично по данной методике можно оценить влияние величин допусков, назначаемых конструктором, на уровень шума, при этом возможна коррекция их в сторону увеличения и обоснованное снижение требований на обработку элементов узла, а следовательно и снижение затрат.

Широкие возможности дает использование метода прогнозирования шума по информации получаемой со специального аттестационного стенда. В этом случае расчет ожидаемого уровня шума производится по фактическим величинам отклонений, выявленных в результате аттестации изделия, не проводя его сборки. Если расчетный уровень шума оказывается выше допустимого, то имеется возможность вносить также коррективы в технологический процесс сборки, который позволяет получить качественное изделие. Производственная проверка методики была проведена на шпиндельном узле станка модели АТ-320МС. Она показала хорошую сходимость уровня шума, рассчитанного по результатам аттестации ответственных деталей узла шпинделя, корпуса и подшипников качения на специальном контрольно-измерительном стенде с фактическим уровнем шума собранного узла.

Предложена методика комплексной диагностики технологических дефектов шпиндельных узлов на стадии их обкатки. Так

как в реальном шпиндельном узле могут присутствовать различные погрешности, которые могут быть активными источниками шума, то и методика их выявления не одинакова. Одна из них направлена на выявления погрешностей размеров и формы элементов шпиндельного узла, вторая - погрешностей расположения. Первая методика разработана на основе обобщения существующих, вторая - на базе результатов настоящего исследования. Последняя заключается в расчете амплитудно-частотного спектра изделия по динамической модели и сравнения его с фактическими спектральными характеристиками узла. Данная методика позволяет определить не только частоту проявления дефекта, но и его величину. Для этих целей разработан пакет прикладных программ позволяющих проводить диагностику как в ручном, так и в автоматизированных режимах.

В настоящее время спроектирован автоматизированный стенд для комплексной диагностики технологических дефектов шпиндельных узлов. Данный стенд внедряется на одном из машиностроительных предприятий, с ожидаемым экономическим эффектом от внедрения методики комплексной диагностики 30000 руб.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В результате теоретических и экспериментальных исследований раскрыт и аналитически описан механизм возникновения шума в шпиндельных узлах с зубчатыми передачами, под влиянием технологического отклонения от соосности опор.

2. Установлено, что отклонение от соосности внутренних колец подшипников опор приводит к нарушению кинематики зубчатого зацепления, возникновению в нем переменных сил, сложным колебательным процессам и изменению энергетического состояния системы.

3. Наибольшая колебательная энергия имеет место на частотах равных или кратных частотам вращения элементов системы и их собственным частотам. Таким образом акустические явления в шпиндельном узле обусловлены вынужденными и резонансными процессами, которые возникают под влиянием отклонения от соосности внутренних колец подшипников опор.

4. Исследования показали, что различные параметры отклонения от соосности колец подшипников опор оказывают

неодинаковое влияние на уровень шума шпиндельного узла с зубчатой передачей. Это открывает возможности снижения его технологическими методами.

Отклонение от соосности опор наружных колец подшипников практически не влияет на уровень шума узла, так как, вызывая статическое смещение центров вращения при сборке, не изменяет его энергетического состояния в процессе работы.

Отклонение от соосности внутренних колец подшипников опор оказывает существенное влияние на уровень шума. Так применительно к исследуемым шпиндельным узлам средних размеров установлено, что увеличение отклонения от соосности на 2 мкм приводит к увеличению уровня шума на 2 дБ.

На уровень шума оказывает влияние не только величина отклонения от соосности, но и взаимная пространственная ориентация осей внутренних колец подшипников опор. Исследования показали, что при одинаковой величине отклонения от соосности разворот осей внутренних колец подшипников в одном направлении позволяет снизить уровень шума на 3-5 дБ по сравнению с вариантом их разворота в разных направлениях.

5. На основе единой методологии разработан ряд конструкторских и технологических методов уменьшения уровня шума шпиндельных узлов на этапах конструирования, изготовления их элементов, аттестации перед сборкой, собственно сборки и обкатки.

6. Разработана методика и программное обеспечение позволяющие в процессе проектирования шпиндельного узла выбирать наиболее рациональные его конструктивные параметры по расчетным акустическим характеристикам. Исследование показало, что применение этой методики позволяет уменьшать уровень шума до 5 дБ.

7. Методика расчетного прогнозирования уровня шума шпиндельных узлов по результатам аттестации их элементов перед сборкой, может быть эффективным средством коррекции технологического процесса сборки с целью уменьшения ожидаемого уровня шума.

8. Предложена методика комплексной диагностики технологических дефектов шпиндельных узлов при их обкатке. Она является эффективным средством выявления таких дефектов шпиндельных узлов, как погрешности размеров, формы и расположения его

элементов. В основе методики заложен сравнительный анализ расчетного и фактического амплитудно-частотных спектров соб-ранного узла. Методика реализована в виде прикладных программ и конструкции автоматического стенда, который в настоящее время внедряется на одном из машиностроительных предприятий, с ожидаемым экономическим эффектом около 30000руб.

9. Результаты работы могут быть использованы для сниже-ния уровня шума широкого круга машиностроительных изделий с зубчатыми передачами.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Шестак Ю.Б., Алешин В.Ф., Бухаркин А.Л. Диагностика технологических погрешностей шпиндельных узлов по уровню шума /МВТУ.-М., 1985.-Ис.- деп. во ВНИИТЭМР 27.06.85, №210-мш.

2. Алешин В.Ф., Шестак Ю.Б. Влияние технологического отклонения от соосности опор качения на возникновение динами-ческого процесса в зубчатой передаче/МВТУ.-М., 1985.- Ис.- деп. во ВНИИТЭМР 27.06.85, №211-мш.

3. Алешин В.Ф., Русанов Н.Г. Влияние отклонения от соос-ности опор на кинематику зубчатой передачи //Несущая способ-ность и качество зубчатых передач и редукторов машин: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции.-Алма-Ата, 1985.- С. 15-16.

4. Русанов Н.Г., Алешин В.Ф., Бухаркин А.Л. Оценка уровня шума шпиндельного узла станка с помощью численного моделирова-ния //Известия ВУЗов. машиностроение.- 1985.-№7.- С.133-136.

5. Русанов Н.Г., Алешин В.Ф., Бухаркин А.Л. Оценка влияния отклонения от соосности опор на передаточное отношение зубчатой пары/МВТУ.-М., 1985.-Ис.- деп. во ВНИИТЭМР 9.01.85, №431-мш.

6. Алешин В.Ф., Бухаркин А.Л. Анализ методов расчета ко-лебаний зубчатых передач шпиндельных узлов станков/ МВТУ.- М., 1986.- Ис.- деп. во ВНИИТЭМР 30.06.86, №247-мш.

7. Алешин В.Ф., Бухаркин А.Л. Методы достижения оптималь-ного качества шпиндельных узлов по уровню шума/МВТУ.- М., 1986.- Ис.- деп. во ВНИИТЭМР 12.08.86, №327-мш.

8. Алешин В.Ф. Методы диагностирования технологических дефектов шпиндельных узлов по уровню шума// Труды МВТУ.- 1988.- №301.- С. 111-118.