

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2020 Issue: 10 Volume: 90

Published: 27.10.2020 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



Akmal Jurakulovich Mamadiyarov

Navoi State Mining Institute
Assistant to Department of Technology Engineering,
Navoi, Republic of Uzbekistan
amamadiyarov09@gmail.com

STUDY OF SPINDLE UNIT DYNAMICS METAL CUTTING MACHINE

Abstract: The methods of conducting an experiment to study the dynamic characteristics of the elements of the spindle assembly are considered. The results of experimental studies of the dynamics of the spindle assembly of a cutting machine are presented.

Key words: spectrum, oscillations, diagnostics, machine tools, spindle, dynamics, field tests, mathematical modeling.

Language: Russian

Citation: Mamadiyarov, A. J. (2020). Study of spindle unit dynamics metal cutting machine. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 10 (90), 325-331.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-10-90-56> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2020.10.90.56>

Scopus ASCC: 2200.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

Аннотация: Рассмотрены методы проведения эксперимента по исследованию динамических характеристик элементов шпиндельного узла. Представлены результаты экспериментальных исследований динамики шпиндельного узла металлорежущего станка.

Ключевые слова: спектр, колебания, диагностика, металлорежущие станки, шпиндель, динамика, натурные испытания, математическое моделирование.

Введение

Получение поверхностей изделий требуемого качества при механической обработке зависит, как правило, от обеспечения оптимального сочетания динамического состояния станка с технологическими факторами. Проявляющаяся зачастую при обработке нестабильность процесса резания приводит к ухудшению показателей качества обработки вследствие возбуждения в зоне резания колебаний недопустимо высокого уровня. С целью уменьшения вероятности формирования детерминированной вибрации на частотах собственных и вынужденных колебаний обычно используют ограничение режимов резания, что нежелательно отражается на производительности процесса. Улучшение динамических показателей станка чаще всего обеспечивает смещение допустимой границы режимов в сторону их увеличения. Отсюда следует вывод о потенциальной возможности повышения качества

обработки путем улучшения динамического состояния станка. В работах [1, 2] проведено теоретическое изучение и моделирование динамических характеристик шпиндельных узлов станков.

Шпиндельный узел (ШУ) – один из наиболее ответственных элементов динамической системы станка, поскольку через колебания переднего конца шпинделя оказывается воздействие на показатели качества и точности обработки, стойкость режущего инструмента и т. д. Исходя из этого определение частот собственных колебаний (ЧСК) шпиндельного узла необходимо уже на этапе конструкторско-технологического проектирования [1,2,3]. Учитывая сложность динамической системы шпиндельного узла металлорежущего станка НТ-250М и количество факторов, которые непосредственно оказывают влияние на формирование ЧСК узла, возникает необходимость проведения всестороннего

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

исследования и определения наиболее значимых элементов системы, которые необходимо учитывать в процессе моделирования.

С целью подтверждения теоретических

положений проведено экспериментальное исследование шпиндельного узла станка НТ-250М, упрощенное изображение которого приводится на рис. 1.

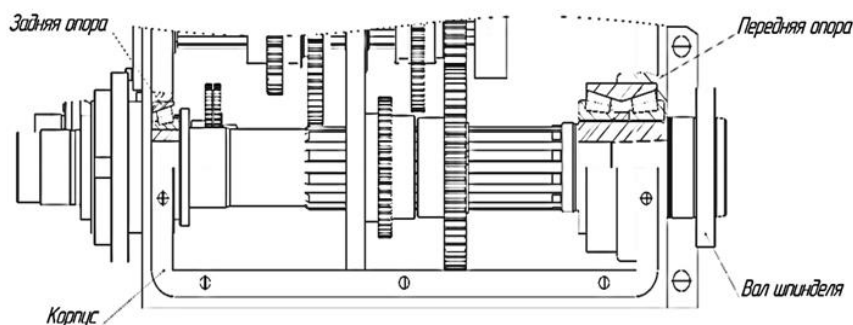


Рис. 1. Упрощенное изображение шпиндельного узла НТ-250М

Для определения технического состояния ШУ станка НТ-250М с помощью вибрационных измерений разработана методика сбора и обработки информации, а также проведения исследований по выявлению эксплуатационных факторов, влияющих на параметры вибрационного сигнала.

В процессе эксперимента измерялись и регистрировались следующие характеристики ШУ: виброперемещения, виброскорости и виброускорения, а также спектры вибрации элементов шпиндельного узла НТ-250М, при различных режимах обработки.

К задачам проведения исследований относились:

- установление зависимости вибрационного сигнала ШУ от условий эксплуатации;
- установление критериев технического состояния ШУ станка НТ-250М;

- установление режимов обязательного контроля при диагностировании.

Исходя из необходимости получения достаточного количества данных о техническом состоянии ШУ станка НТ-250М, к информации предъявлялись требования: непрерывности, полноты, достоверности, однородности.

Данные об изменении технического состояния ШУ, работающих в одинаковых условиях, учитывая эргодическое свойство случайных процессов при обработке материала, записывались на прибор «VIBXPERT II» позволяющий осуществлять частотный анализ вибросигнала. Измерения вибраций производились согласно блок-схеме (рис. 2), которая включает датчик (пьезо акселерометр), анализирующее устройство (прибор «VIBXPERT II»), компьютер с пакетом программ для вибромониторинга.

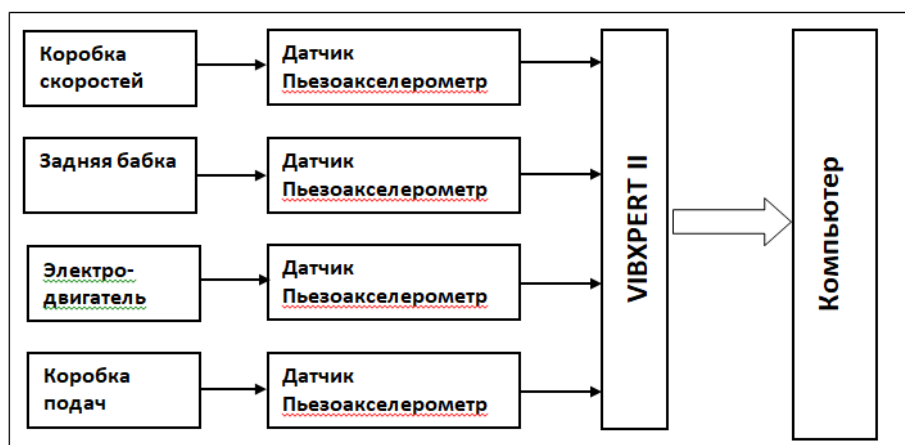


Рис. 2. Блок схема аппаратуры для анализа вибрации станка НТ-250М

Для преобразования механических колебаний в цифровую форму использовался датчик пьезоакселерометр с широким частотным

диапазоном. Пьезоакселерометры имеют наименьшую погрешность измерения и обладают достаточно широким частотным диапазоном от 5

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИНЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

Гц до 25 тыс. Гц. Масса датчика мала по отношению к массе исследуемых объектов и поэтому не оказывает влияния на колебательные характеристики.

В процессе измерений виброперемещений, виброскоростей и виброускорений

пьезоэлектрический датчик устанавливался с помощью специального магнита на корпусе шпиндельной бабки в непосредственной близости от опор в вертикальном и горизонтальном направлении. Схема проведения эксперимента представлена на рис. 3.

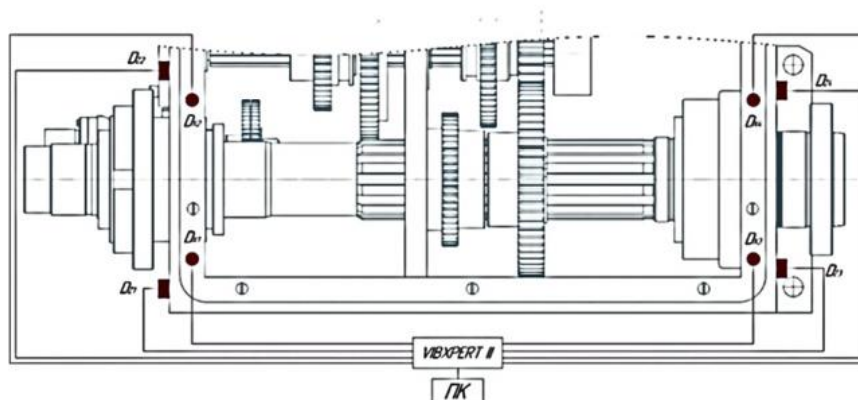


Рис. 3. Схема проведения эксперимента:

ЭДВ - электродвигатель; D_{x1} , D_{x2} , D_{z1} , D_{z2} - пьезоэлектрический акселерометр; VIBXPERT II - переносной анализатор сигналов - сборщик данных VIBXPERT II; ПК - персональный компьютер для обработки и анализа результатов измерения.

Таблица 1. Расчет характерных частот подшипников НТ-250М

№ п/п	м.кг	п.ш Г	d, мм	D, мм	B, мм	Z, шт	$D_{ш}$, мм	$F_{об}$, Гц	$f_{ш}$, Гц	f_c , Гц	f_p , Гц	f_s , Гц
2-697920.12	5,49	1	98,425	152,4	92	26	18,5	40	16,8	6,8	864	176
4-7716.11	3,11	1	80	140	77,07	14	15	40	30,8	10,4	415,2	144,8
7308	0,703	2	40	90	23	12	13,1	33	22,8	7,9	301,8	94,2
36208	0,36	1	40	80	18	9	12,7	33	15,5	5,9	242,9	54,2
36209	0,41	2	45	85	19	9	12,7	33	16,2	6,3	239,6	57,4
112	0,39	1	60	95	18	12	11,11	33	15,6	5,9	323,7	72,3

Примечание: $f_{ш}$ - частота вращения вала; $f_{ш}$ - частота вращения тел качения; f_c - частота вращения сепаратора; f_p - частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу; f_s - частота перекатывания тел качения по наружному кольцу; f_s - частота перекатывания вала через тела качения.

Результаты замеров обрабатывались с помощью микропроцессора прибора «VIBXPERT II». Каждый опыт проводился по 10 линейным усреднениям, что гарантирует надежность измерения. В каждом замере определялись характеристики общего уровня виброперемещения, виброскорости, виброускорения типа пик и среднеквадратичное отклонение, а также усредненный спектр указанных характеристик. По результатам проведенных измерений отслеживались величины вибрации на выбранной частоте по имеющемуся спектру при помощи анализатора «VIBXPERT II» на персональном компьютере, после передачи

данных со сборщика.

По результатам эксперимента наблюдается удовлетворительная сходимость спектров собственных частот системы с данными, полученными аналитическими данными. На рис. 4 показаны зависимости интенсивности вибрации подшипниковых опор ШУ от режимных параметров станка.

Из экспериментальных зависимостей видно, что интенсивность вибрации прямо зависит от частоты вращения шпинделя и режимов резания

Для анализа динамики колебаний воспользуемся методикой, изложенной в работе В.А. Кудинова [2, 3, 4, 5].

Impact Factor:

ISRA (India)	= 4.971	SIS (USA)	= 0.912	ICV (Poland)	= 6.630
ISI (Dubai, UAE)	= 0.829	РИИЦ (Russia)	= 0.126	PIF (India)	= 1.940
GIF (Australia)	= 0.564	ESJI (KZ)	= 8.997	IBI (India)	= 4.260
JIF	= 1.500	SJIF (Morocco)	= 5.667	OAJI (USA)	= 0.350

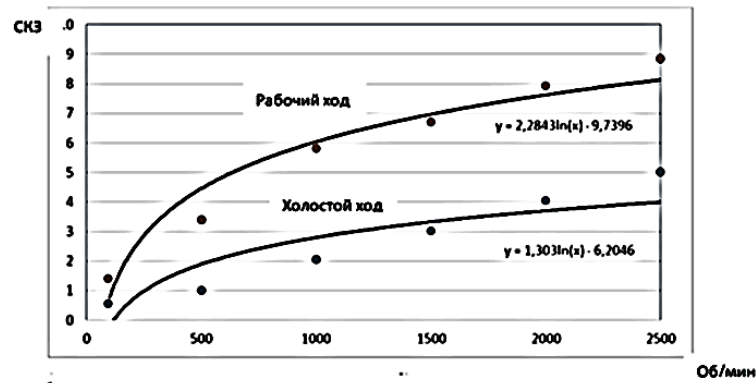


Рис. 4. Зависимость интенсивность вибрации ШУ от частоты вращения.

Основные допущения, принимаемые при составлении расчетной схемы подшипниковых опор, состоят в следующем:

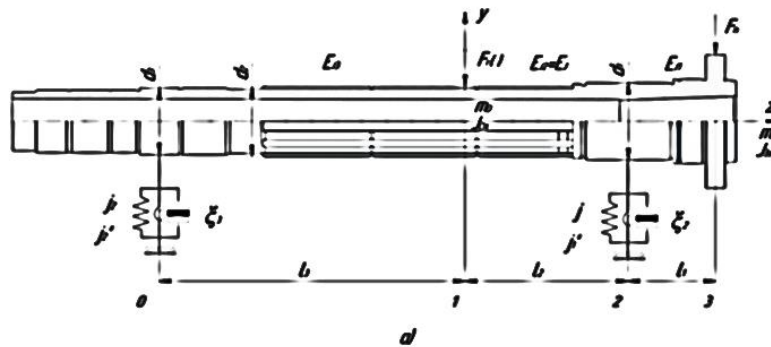
опорные узлы рассматриваются в виде линейной динамической системы с распределенными и сосредоточенными параметрами;

вал и его корпус (в случае цилиндрического корпуса) представляются упругой балкой ступенчато-переменного сечения;

шпиндельные узлы обладают радиальной, осевой и угловой жесткостью с линейными характеристиками жесткости и демпфирования;

упруго-инерционные и демпфирующие свойства вала и его опор не изменяются по углу поворота вала, т.е. изотропны.

Входными воздействиями на упругую систему опорного узла являются силовое воздействие (крутящий момент) от электродвигателя $P(t)$ и переменная нагрузка от резца держателя, на котором расположена резец $\delta(t)$ (рис. 5).



(t) (рис. 5).

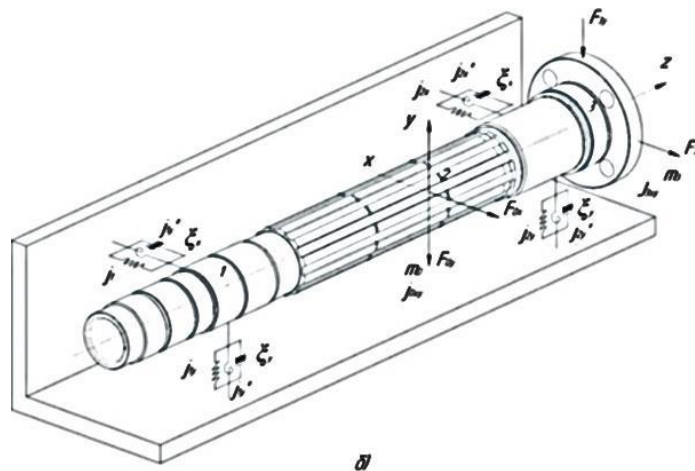


Рис. 5. Схематическое изображение упруго-демпферных элементов ШУ

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

Среди численных методов расчета статических и динамических характеристик шпиндельных узлов механизмов, представляемых как линейные упругие системы, получил распространение метод начальных параметров (в матричной формулировке - метод переходных матриц).

Шпиндель узел (рис. 5) рассматривают как ступенчатую балку длиной l на упругих опорах с вязким демпфированием, пропорциональным скорости колебаний. Балку разбиваем на 3 участка, разграниченных изменением диаметра (геометрического момента инерции), опорой, сосредоточенной массой и внешней сосредоточенной нагрузкой. Каждый i -й участок имеет постоянные (в пределах участка) распределенную массу m_i и изгибную жесткость EJ_i .

Смонтированные на шпинделе детали (коробка скоростей, и резец) представляем в виде сосредоточенных грузов, расположенных на обоих концах шпинделя и имеющих массу μ_i и момент инерции J_{ix} . Расчет динамических характеристик шпиндельного узла сводится к определению амплитуд установившихся колебаний шпинделя в сечении расположения опор от воздействия гармонических силовых возмущений со стороны процесса резания и привода электродвигателя.

Линейная постановка задачи позволяет использовать принцип суперпозиции и последовательно определять характеристики узла при всех указанных выше воздействиях.

На шпинделя расположены сосредоточенные нагрузки – возмущающая сила $F_1(t)$ и момент M_1 , действующие со стороны резца, а также сила $F_2(t)$ и момент M_2 , действующие со стороны привода.

При составлении уравнения колебаний опорных узлов в матричной форме записи имеем:

$$[M] \cdot \Delta'' + [B] \cdot \Delta' + [K] \cdot \Delta = F(t), \quad (1)$$

где Δ - вектор узловых перемещений ($3n$); $F(t)$ - вектор узловых динамических нагрузок ($3n$); $[M]$, $[B]$, $[K]$ - матрицы масс, демпфирования и жесткости ($3n \times 3n$), n - число узлов в расчетной схеме (рис. 5).

Если возмущение имеет установившийся гармонический характер:

$$F(t) = F_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad (2)$$

то решение системы (3) методом комплексных амплитуд следует искать в виде [5]:

$$\Delta(t) = \Delta_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad (3)$$

где F_0 и Δ_0 - комплексные амплитудные значения векторов узловых нагрузок и перемещений; ω - частота возмущения; i - мнимая единица. Подставляя (2) и (3) в (1) получим

$$([K] - \omega^2 \cdot [M] + i \cdot \omega \cdot [B]) \cdot \Delta_0 = F_0. \quad (4)$$

Откуда комплексные амплитуды колебаний в опорах:

$$\Delta_0 = ([K] - \omega^2 \cdot [M] + i \cdot \omega \cdot [B])^{-1} \cdot F_0. \quad (5)$$

Полагая, что силы демпфирования в опорах пропорциональны силам упругости, т.е. $\omega \cdot [B] = \eta \cdot [K]$, запишем (4) в виде:

$$[V^T]^{-1} \cdot [V^T] \cdot [K] \cdot [V] - \omega^2 \cdot [V^T] \cdot [M] \cdot [V] + i \cdot \eta \cdot [V^T] \cdot [K] \cdot [V] \cdot [V]^{-1} \cdot \Delta_0 = F_0$$

Откуда вектор комплексных амплитуд Δ_0 выражается через матрицу собственных форм $[V]$ и собственные частоты колебаний ω_j (j - номер собственной частоты):

$$\Delta_0 [V] \cdot \text{diag} \left[\frac{1}{(1+i\eta) \cdot \omega_j^2 - \omega^2} \right] \cdot [V^T] \cdot F_0 = [W] \cdot F_0 \bar{\Delta}_0, \quad (6)$$

с учетом того, что модальная матрица $[V]$ имеет свойства ортогональности [2,5,6]:

$$[V^T] \cdot [M] \cdot [V] = [E] \text{ (единичная матрица)}, \\ [V^T] \cdot [K] \cdot [V] = \text{diag}[\omega_j^2].$$

Таким образом, решение (6) основано на представлении амплитуд вынужденных колебаний в виде разложения в ряд по формам собственных колебаний, что дает существенный выигрыш в скорости вычислений по сравнению с формулой (5). Выигрыш еще более увеличивается, если учитывать только низшие формы колебаний опорного узла (3-5 форм). В случае применения относительно коротких стержневых элементов для учета влияния поперечных сил на искажение формы поперечных сечений необходимо использовать модифицированные выражения для матриц масс $[M]^e$ и жесткости $[K]^e$ элементов, приведенные в [2, 5].

При составлении уравнений колебаний упругой системы опорного узла, запишем следующие матрицы.

Матрица инерционных характеристик M_j в j -й точке:

$$M_j = \begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 & 0 & S_z & -S_y \\ 0 & m_y & 0 & -S_z & 0 & S_x \\ 0 & 0 & m_z & S_y & -S_x & 0 \\ 0 & -S_z & S_y & J_x & -\psi_{xy} & -\psi_{xz} \\ S_z & 0 & -S_x & -\psi_{xy} & J_y & -\psi_{yz} \\ -S_y & S_x & 0 & -\psi_{xz} & \psi_{yz} & J_z \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где m - массы; J — моменты инерции; S и ψ — соответственно статические и центробежные моменты инерции.

Корпус, в котором устанавливается шпиндельный узел, условно принимается как абсолютно жесткое тело, поэтому в местах присоединения шпиндельного узла к корпусу с помощью болтовых соединений задаются нулевые перемещения по всем трем осям. Поскольку на шпиндельном узле выполнено два точных диаметра для центрирования узла в корпусе, то по указанным поверхностям задаются нулевые

Impact Factor:	ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 0.829	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.997	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

перемещения по осям X и Z, при этом по оси Y перемещения не ограничены.

Физико-механические свойства элементов ШУ приводятся в табл. 2.

Таблица 2. Физико-механические свойства элементов, входящих в состав шпиндельного узла

Элемент	Материал	Плотность кг/м ³	Модуль Юунга, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести [МПа]
Шпиндель Станка НТ250-М	Сталь45 ГОСТ 1050-2013	7810	200	0,3	560

Результаты моделирования. В табл. 3 приведены первые десять частот собственных колебаний шпиндельного узла, полученные в

результате модального анализа разработанной математической модели.

Таблица 3. Результаты расчета частоты собственных колебаний ШУ

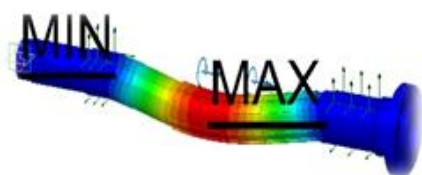
№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота Гц	1327	1327.6	2039	2039.8	2862	3090	3091	3502	3503	4290

В результате проведенных экспериментов установлены зависимости амплитуды колебаний в подшипниковых опорах узла при различных частотах вращения шпинделя.

Учитывая то, что диапазон частот вращения шпинделя лежит в пределах от 40 до 2500 об/мин,

максимальная частота возбуждения колебаний, рассчитанная для ШУ, будет достигать 42 Гц, а минимальная – 0,67 Гц. Таким образом, в данный диапазон не попадает ни одна ЧСК, т. е. колебания ШУ не будут влиять на точность и качество обработки.

1-я форма собственных колебаний



2-я форма собственных колебаний

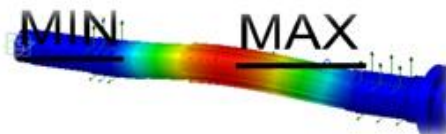


Рис. 6. Формы собственных колебаний шпиндельного узла.

Выводы.

В результате проведенного анализа, что уровень вибрации станка и отдельных ее узлов однозначно определяет ее техническое состояние.

Анализ экспериментальных данных показывает, что вибрационное состояние станка НТ-250М существенно зависит от режимных параметров резания (осевого и радиального усилия, частоты вращения, глубины резания и твердости обрабатываемого материала). При росте осевых и радиальных нагрузок интенсивность колебаний уменьшается, тогда как с возрастанием частоты вращения и глубины резания она увеличивается;

- с увеличением частоты вращения

шпинделя ω_c увеличивается доля высокочастотных составляющих ω_2 в общий дисперсии динамических нагрузок, при этом наблюдается существенное повышение общего уровня вибраций станка;

- спектральный анализ показывает, что главную роль при выявлении причин повышенных вибраций подшипниковых опор металлорежущих станков, играет спектр огибающей;

- на основании кинематического и динамического анализа работы ШУ, рассчитаны характерные частоты вибраций, соответствующие определенными видам дефектов подшипников ШУ станка НТ-250М.

Impact Factor:	ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 0.829	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.997	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

В результате проведенного анализа влияния параметров составных элементов ШУ токарного станка НТ-250 была разработана математическая модель ШУ.

Частота вращения шпинделя изменялась в диапазоне от 40 до 2500 оборотов, которые

соответствуют условиям реальной работы станка. Согласно полученным данным частота колебаний в опорах изменялась в пределах 12... 25 Гц. В свою очередь, амплитуда колебаний не превышала 0,01мм.

References:

- (2008). *Avtomatizirovanniy raschet dinamicheskix xarakteristik uzlov texnologicheskix sistem* / A.M. Xanov [i dr.] // Perspektivnie texnologii i materialy: sb. materialov mejdunarodnoy nauchno-texnicheskoy konferentsii. - 24 noyab. 2008 g. /Perm. gos. texn. un-t. (pp.463-471). Perm`.
- Push, A.V., & Zverev, I.A. (2000). *Shpindel`nie uzli: Proektirovanie i issledovanie*. (p.197). Moscow: «Stankin».
- Kudinov, V.A. (1967). *Dinamika stankov*. Moscow: Mashinostroenie.
- Ataullaev, A.O., Yaxshiev, SH.N., & Mamadiyarov, A.J. (2020). Metodika rascheta dinamicheskix xarakteristik shpindel`nogo uzla. Buxoro muxandislik texnologiya instituti. *Fan va texnologiyalar taraqqiyoti ilmiy-texnikaviy jurnal*. 2020-yil, 1-son., p.47.
- Push, V.E. (1985). *Metallorejushie stanki*. (p.256). Moscow: Mashinostroenie.
- Zenkevich, O. (1985). *Metod konechnix elementov v texnike*. (p.542). Moscow: Mir.
- Rishikesh, B. K., Chetan, S. M., Aditya, S. G., Pranav, A. N., & Gharge, P.D. (2016). "Design, Analysis and Testing of Spindle for high speed CNC Lathe Machine". *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. Vol. 5, Issue 5, May 2016.
- Shivaraj, S. V., & Patil, S.R. (2015). "A Review on Design and Analysis of Machine Tool Spindle". *Journal of Material Science and Mechanical Engineering (JMSME)*, January-March, 2015, pp. 153-157.
- Egamberdiev, I. P., & Ostrovskiy, M.S. (2007). Issledovanie vibratsionnix metodov otsenki texnicheskogo sostoyaniya burovix stankov. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy byulleten`*, № 9, pp. 93-97.