

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ ИСТОЧНИКОВ КОЛЕБАНИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

© 2021 А.Ф. Денисенко, В.В. Михайлов

Самарский государственный технический университет

Статья поступила в редакцию 10.06.2021

Контроль состояния шпиндельных узлов современных металлорежущих станков методами безразборной диагностики предполагает возможность установки датчиков контроля в местах, обладающих максимальной вибрационной информативностью. В связи с этим, оценка информативности вибрационного поля шпиндельного узла, которая может быть проведена заранее с учетом особенностей конструкции, геометрических и размерных характеристик является актуальной задачей. На основании энергетического подхода на примере шпиндельного узла универсального токарного станка предложена расчетная модель, построенная по срединным плоскостям стенок. На основании расчетной модели составлены уравнения энергетического баланса с учетом условий передачи вибрационной мощности между стенками корпуса. Приведена методика определения вибрационной мощности основных источников в шпиндельных узлах: шпинделя, имеющего остаточный дисбаланс, приводной зубчатой передачи и подшипников. Установлено, что наиболее значимыми факторами, определяющими вибрационную мощность, вводимую в корпус шпиндельного узла, являются работа подшипников, вес шпинделя и расположение его центра масс. Полученный результат дает возможность обнаружить зарождающиеся дефекты именно в подшипниках, являющихся, как показывает практика, определяющими элементами параметрической надежности шпиндельных узлов. Полученная модель вибрационного поля может быть использована для определения эталонных значений виброскоростей, которые формируются от источников при отсутствии дефектов.

Ключевые слова: шпиндельный узел, опора шпинделя, энергетическая модель, вибрационная мощность, дисбаланс, подшипники качения

DOI: 10.37313/1990-5378-2021-23-3-55-61

ВВЕДЕНИЕ

Современное станкостроение характеризуется тем, что постоянно возрастают требования по точности обработки при длительном обеспечении параметрической надежности. Это позволяет отказаться от системы планового предупредительного ремонта, которая имеет ряд существенных недостатков в условиях многономенклатурного производства и максимальной загрузки оборудования с ЧПУ, и перейти на систему обслуживания металлорежущих станков по их фактическому состоянию [1]. Система обслуживания станков по фактическому состоянию требует реализации возможности оценки состояния станка при эксплуатационных режимах и условиях, когда вибрационные процессы, характерные для работы отдельных узлов, существенно интенсифицируются, что и должно быть зафиксировано методами вибрационной диагностики [2].

В современных станках основным источником вибрационных процессов является привод

Денисенко Александр Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты». E-mail: sammortor@yandex.ru
Михайлов Виктор Вячеславович, аспирант.
E-mail: witek3308@yandex.ru

главного движения. Несмотря на его существенное конструктивное упрощение, что ведет к снижению числа возможных источников колебаний, и всевозможные мероприятия по снижению их интенсивности параллельно ужесточаются и требования к уровню колебаний узлов станка, вытекающие из постоянно повышающихся требований по точности обработки.

Шпиндельный узел (ШУ) является сложной многокомпонентной системой, техническое состояние которой определяется совместным влиянием большого числа факторов (вид компоновки, геометрические размеры элементов, их физико-механические параметры и др.). Указанные факторы зависят от качества изготовления деталей и сборки и меняются по мере эксплуатации вследствие влияния процессов изнашивания.

При контроле вибрационного состояния сложных технических систем, к которым относятся и металлорежущие станки, обычно пользуются общим правилом: измерения следует проводить в точке, наиболее приближенной к критическому узлу на жестких элементах конструкции. При этом число сопряженных поверхностей на пути распространения вибрационного сигнала должно быть минимально [2]. Однако, так как часто осуществить это не удается, то воз-

никает проблема оценки уровня возрастания вибрационного сигнала в источнике по анализу сигнала в виде упругой волны в доступных для контроля точках стенки корпуса шпиндельного узла. Для этого необходимо разработать модель, позволяющую оценить уровень вибрационного сигнала в контрольных точках в зависимости от уровней сигнала в источниках его возникновения, который определяет состояние проверяемого узла и развитие возможного дефекта.

В открытой печати имеется ограниченное число работ, посвященных анализу механизма передачи вибрационного сигнала от места возникновения к месту измерения. В основном это работы в области судостроения и строительства [3...6]. В области машиностроения есть отдельные работы А.Н. Чукарина и его сотрудников [7...9], посвященные формированию акустического уровня объектов, соответствующих действующим санитарным нормам условий труда.

При этом перспективным является метод по оценке колебательной мощности в системе на основании рассмотрения потоков колебательной энергии в стационарных (корпусных) объектах, являющихся связующим звеном с основными источниками вибраций.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИОННОГО ПОЛЯ КОРПУСА ШУ

Корпус ШУ металлорежущего станка, как правило, изготавливается из чугуна и имеет форму прямоугольного параллелепипеда с разделением внутреннего объема перегородками или массивными ребрами.

Таким образом, с точки зрения распространения колебаний корпус ШУ станка представляет собой совокупность пластин, вибрационно связанных между собой в соответствии с геометрией корпуса, колебания которых и формируют вибрационную картину.

Энергетический подход к решению подобных задач широко используется в виброакустике инженерных сооружений, таких как здания, самолеты, суда и т. п. [3...6].

Несмотря на ряд приближений и допущений, принимаемых в этих методах, они позволяют получить сравнительно несложные аналитические выражения, хорошо согласующиеся с экспериментом.

В соответствии с [10] общий поток колебательной энергии в некотором элементе системы равен алгебраической сумме потоков через отдельные участки элемента $N = \sum_i N_i$, причем

для сложных систем некоторые слагаемые могут иметь противоположный знак, что свидетельствует о наличии обратных потоков колебательной энергии.

Для каждого такого элемента можно записать уравнение баланса энергии с учетом поступления энергии от внешних источников, обмена энергией между связанными элементами и поглощения энергии в элементе. Решение системы такого рода уравнений, количество которых равно числу элементов, входящих в состав корпусной детали, позволяет оценить вибрационные характеристики ШУ в зависимости от особенностей его конструкции.

Основными источниками вибраций в приводах главного движения являются вращающиеся валы, подшипники, зубчатые и ременные передачи.

С учетом сказанного система уравнений энергетического баланса для стационарного процесса i -го элемента может быть записана в следующем виде

$$N_{idiss} + N_{ij} = N_{ji} + N_i. \quad (1)$$

Левая часть этого уравнения характеризует энергию, теряемую i -м элементом: первое слагаемое в левой части уравнения N_{idiss} описывает энергию, поглощаемую i -м элементом; второе слагаемое – энергию N_{ij} , теряемую i -м элементом за счет утечки ее в другие элементы; правая часть уравнения характеризует энергию, поступающую в i -й элемент: первое слагаемое в правой части уравнения описывает поступающую энергию N_{ji} из связанных с i -м соседних элементов, второе – энергию N_i , поступающую в i -й элемент из вне через расточки стенки.

На основании уравнения (1) для случая, когда с элементом i связаны элементы j, r, t и v , можно записать [7]:

$$\delta_i S_i q_i + (\alpha_{i-j} l_{i-j} + \alpha_{i-r} l_{i-r} + \alpha_{i-t} l_{i-t} + \alpha_{i-v} l_{i-v}) q_i = (\alpha_{j-i} l_{j-i} q_j + \alpha_{r-i} l_{r-i} q_r + \alpha_{t-i} l_{t-i} q_t + \alpha_{v-i} l_{v-i} q_v) + \sum_{k=1}^{k_i} N_{ik}, \quad (2)$$

где δ_i – коэффициенты поглощения энергии в i -ой стенке корпуса, m^{-1} ;

S_i – площадь i -ой стенки, m^2 ;

$\alpha_{i-j}; \alpha_{j-i}$ – коэффициенты передачи вибрационной мощности между двумя соседними стенками корпуса (в индексе последовательность соответствует направлению потока вибрационной энергии, соответственно первый индекс означает пластину, из которой передается мощность, а второй – в которую);

$l_{i-j}; l_{j-i}$ – длина линии контакта между двумя пластинами, m ;

$q_i; q_j; q_r; q_t; q_v$ – потоки вибрационной мощности в i -ой, j -ой, r -ой, t -ой и v -ой стенке корпуса соответственно, $Вт/м$;

k_i – количество подшипников в i -ой стенке;

N_{ik} – вибрационная мощность, вводимая в корпус через k -ый подшипниковый узел в i -ой стенке корпуса, Вт.

Коэффициенты поглощения энергии в i -й стенке корпуса $\delta_i, \text{м}^{-1}$, для чугунного корпуса по данным работы [7] определяются выражением

$$\delta_i = 1,5 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{f_{0i}}{h_i}}, \quad (3)$$

где f_{0i} – собственная частота колебаний стенки, Гц:

$$f_{0i} = \frac{K_\alpha}{4\pi \cdot a_i^2} \sqrt{\frac{Eh_i^3}{3\rho h_i(1-\mu^2)}}, \quad (4)$$

где K_α – коэффициент, зависящий от способа крепления пластины;

a_i – длина i -й пластины, м;

ρ – плотность, кг/м³;

E – модуль упругости материала пластины, Па;

μ – коэффициент Пуассона для материала пластины;

h_i – толщина стенки.

При определении коэффициентов передачи вибрационной мощности прохождения изгибных колебаний между двумя соседними стенками корпуса можно использовать зависимость:

$$\alpha_{i-j} = \frac{\tau_{0i-j} \cdot \Psi}{\pi}, \quad (5)$$

где τ_{0i-j} – коэффициент прохождения нормально падающей волны из i -й пластины в j -ю пластину [11];

Ψ – коэффициент, учитывающий соотношение толщин пластин [6].

Ниже на основании обобщенного уравнения (2), приведены уравнения энергетического баланса для корпуса ШУ станка мод. 16Б16КП, расчетная модель которого, построенная по средним плоскостям стенок, показана на рис. 1. В две из 9-и плоских прямоугольных пласти-

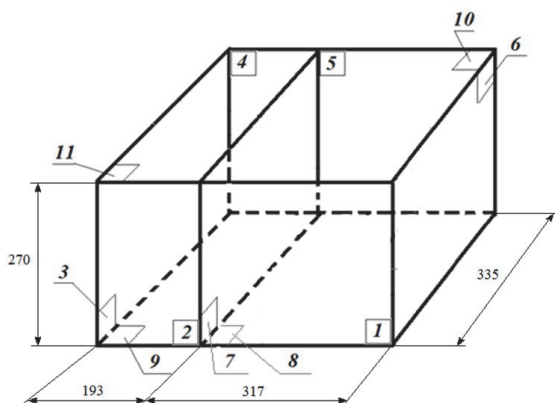


Рис. 1. Расчетная модель ШУ станка мод. 16Б16КП

ны (№ 6 и 7) в корпус через подшипники опор шпинделя поступает колебательная мощность от источников вибрации.

Используя обобщенное уравнение (2), запишем уравнения энергетического баланса для принятой расчетной модели:

$$\begin{aligned} \delta_1 S_1 q_1 + (\alpha_{1-2} l_{1-2} + \alpha_{1-6} l_{1-6} + \alpha_{1-7} l_{1-7} + \alpha_{1-8} l_{1-8}) q_1 &= \\ = \alpha_{2-1} l_{2-1} q_2 + \alpha_{6-1} l_{6-1} q_6 + \alpha_{7-1} l_{7-1} q_7 + \alpha_{8-1} l_{8-1} q_8 \\ \delta_2 S_2 q_2 + (\alpha_{2-1} l_{2-1} + \alpha_{2-3} l_{2-3} + \alpha_{2-7} l_{2-7} + \alpha_{2-9} l_{2-9}) q_2 &= \\ = \alpha_{1-2} l_{1-2} q_1 + \alpha_{3-2} l_{3-2} q_3 + \alpha_{7-2} l_{7-2} q_7 + \alpha_{9-2} l_{9-2} q_9 \\ \delta_3 S_3 q_3 + (\alpha_{3-2} l_{3-2} + \alpha_{3-4} l_{3-4} + \alpha_{3-9} l_{3-9}) q_3 &= \\ = \alpha_{2-3} l_{2-3} q_2 + \alpha_{4-3} l_{4-3} q_4 + \alpha_{9-3} l_{9-3} q_9; \\ \delta_4 S_4 q_4 + (\alpha_{4-3} l_{4-3} + \alpha_{4-5} l_{4-5} + \alpha_{4-7} l_{4-7} + \alpha_{4-9} l_{4-9}) q_4 &= \\ = \alpha_{3-4} l_{3-4} q_3 + \alpha_{5-4} l_{5-4} q_5 + \alpha_{7-4} l_{7-4} q_7 + \alpha_{9-4} l_{9-4} q_9; \\ \delta_5 S_5 q_5 + (\alpha_{5-4} l_{5-4} + \alpha_{5-6} l_{5-6} + \alpha_{5-7} l_{5-7} + \alpha_{5-8} l_{5-8}) q_5 &= \\ = \alpha_{4-5} l_{4-5} q_4 + \alpha_{6-5} l_{6-5} q_6 + \alpha_{7-5} l_{7-5} q_7 + \alpha_{8-5} l_{8-5} q_8; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \delta_6 S_6 q_6 + (\alpha_{6-1} l_{6-1} + \alpha_{6-5} l_{6-5} + \alpha_{6-8} l_{6-8}) q_6 &= \\ = \alpha_{1-6} l_{1-6} q_1 + \alpha_{5-6} l_{5-6} q_5 + \alpha_{8-6} l_{8-6} q_8 + \sum_{k=1}^{k_6} N_{6k}; \\ \delta_7 S_7 q_7 + (\alpha_{7-1} l_{7-1} + \alpha_{7-2} l_{7-2} + \alpha_{7-4} l_{7-4} + \alpha_{7-5} l_{7-5} + \alpha_{7-8} l_{7-8} + \alpha_{7-9} l_{7-9}) q_7 &= \\ = \alpha_{1-7} l_{1-7} q_1 + \alpha_{2-7} l_{2-7} q_2 + \alpha_{4-7} l_{4-7} q_4 + \alpha_{5-7} l_{5-7} q_5 + \alpha_{8-7} l_{8-7} q_8 + \alpha_{9-7} l_{9-7} q_9 + \sum_{k=1}^{k_7} N_{7k}; \\ \delta_8 S_8 q_8 + (\alpha_{8-1} l_{8-1} + \alpha_{8-5} l_{8-5} + \alpha_{8-6} l_{8-6} + \alpha_{8-7} l_{8-7} + \alpha_{8-9} l_{8-9}) q_8 &= \\ = \alpha_{1-8} l_{1-8} q_1 + \alpha_{5-8} l_{5-8} q_5 + \alpha_{6-8} l_{6-8} q_6 + \alpha_{7-8} l_{7-8} q_7 + \alpha_{9-8} l_{9-8} q_9; \\ \delta_9 S_9 q_9 + (\alpha_{9-2} l_{9-2} + \alpha_{9-3} l_{9-3} + \alpha_{9-4} l_{9-4} + \alpha_{9-7} l_{9-7} + \alpha_{9-8} l_{9-8}) q_9 &= \\ = \alpha_{2-9} l_{2-9} q_2 + \alpha_{3-9} l_{3-9} q_3 + \alpha_{4-9} l_{4-9} q_4 + \alpha_{7-9} l_{7-9} q_7 + \alpha_{8-9} l_{8-9} q_8, \end{aligned}$$

где N_6, N_7 – вибрационная мощность, поступающая в стенки № 6 и 7 соответственно.

Решение системы уравнений (6) для рассматриваемой расчетной модели в символьном виде получено с использованием пакета Mathcad:

$$\begin{aligned} q_1 &= 4172,042 N_6 + 4169,799 N_7; \\ q_2 &= 4145,148 N_6 + 4151,947 N_7; \\ q_3 &= 3657,987 N_6 + 3662,830 N_7; \\ q_4 &= 3712,605 N_6 + 3717,709 N_7; \\ q_5 &= 3714,209 N_6 + 3712,252 N_7; \\ q_6 &= 5350,126 N_6 + 5304,585 N_7; \\ q_7 &= 5271,039 N_6 + 5305,238 N_7; \\ q_8 &= 2783,797 N_6 + 2782,947 N_7; \\ q_9 &= 2802,730 N_6 + 2805,311 N_7. \end{aligned} \quad (7)$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ ИСТОЧНИКОВ КОЛЕБАНИЙ

Особенностью формирования виброакустической картины приводов станков является наличие элементов, которые даже при отсутствии

в них дефектов являются источниками колебаний. К таким источникам относятся валы, имеющие остаточный дисбаланс, зубчатые передачи и подшипники.

Для шпинделей металлорежущих станков предпочтительным классом точности балансировки является G0,4 согласно ГОСТ ИСО 1940-1-2007, для которого значение показателя класса точности балансировки, мм/с, составляет $e_{per} \cdot \Omega = 0,4$ мм/с, где e_{per} – допустимый удельный остаточный дисбаланс; Ω – угловая скорость ротора при максимальной частоте вращения, рад/с.

Допускаемый остаточный дисбаланс U_{per} , г×мм, в соответствии с ГОСТ ИСО 1940-1-2007, определяется как

$$U_{per} = 1000 \frac{(e_{per} \Omega) m}{\Omega}, \quad (8)$$

где m – масса шпинделя, кг.

В свою очередь, центробежная сила F_U , Н, приложенная в центре масс, при допустимом значении остаточного дисбаланса U_{per} , г×мм, определится как:

$$F_U = 10^{-6} U_{per} \Omega^2. \quad (9)$$

Если рассматривать шпиндель как балку на жестких опорах, то, принимая во внимание расположение центра масс, можно определить реакции опор:

$$R_{AU} = F_U \frac{b}{a+b}; \quad R_{BU} = F_U \frac{a}{a+b}, \quad (10)$$

где a ; b – расстояние от центра масс шпинделя до середины передней и задней опор соответственно.

Учитывая вращение шпинделя, имеем

$$\begin{aligned} R_{AU}(t) &= R_{AU} \sin \omega t; \\ R_{BU}(t) &= R_{BU} \sin \omega t, \end{aligned} \quad (11)$$

где R_{AU} ; R_{BU} – амплитудные значения сил в опорах от дисбаланса;

ω – угловая частота: $\omega = \pi n / 30$,

где n – частота вращения вала, об/мин.

Если для передачи движения на шпиндель используется переборная группа, то на него дополнительно действует сила в приводном зубчатом зацеплении. Учитывая, что при работе зубчатого зацепления последовательно реализуется однопарное и двухпарное зацепления, можно принять, что сила, действующая по линии зацепления, может быть представлена в виде (рис. 2)

$$P = P_{cm} + P_0 \sin \omega t. \quad (12)$$

Имея в виду, что в момент перехода от одно-

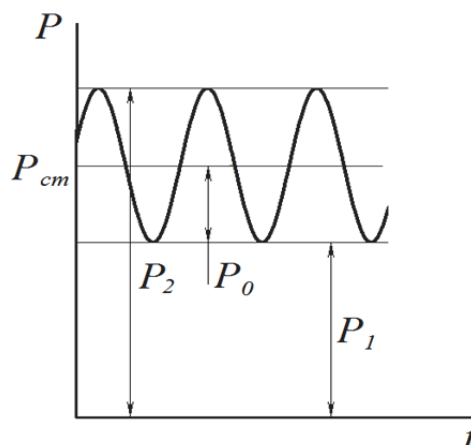


Рис. 2. Изменение силы в зубчатом зацеплении

парного зацепления к двухпарному нагрузка меняется в два раза [12...14], значение P_0 для зубчатого зацепления может быть найдено следующим образом

$$\begin{cases} P_2 - P_1 = 2P_0 \\ P_2 + P_1 = 2P_{cm} \\ P_2 = 2P_1 \end{cases} \quad (13)$$

Из системы (13) находим

$$P_0 = P_{cm} / 3. \quad (14)$$

Радиальная составляющая от действующей силы равна:

$$P_{0r} = P_{cm} \sin 20^\circ / 3. \quad (15)$$

Значение P_{cm} , Н, определяется по передаваемому крутящему моменту, Н×м, и параметрам колеса (модулю m , в мм, и числу зубьев Z):

$$P_{cm} = 2000M / (mz \cos 20^\circ). \quad (16)$$

Так как мониторинг состояния ШУ обычно выполняется на холостом ходу, то крутящий момент будет определяться преодолением трения в опорах шпинделя.

Момент трения в опорах шпинделя M , Н×м, зависит от типа подшипника, условий смазывания и вязкости смазочного материала [15]:

$$M = 10^{-10} (vn)^{2/3} (f_{0П} d_{cpП}^3 + f_{0З} d_{cpЗ}^3), \quad (17)$$

где v – кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре подшипника, мм²/с;

$f_{0П}$; $f_{0З}$ – коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазывания для передней и задней опоры соответственно;

$d_{cpП}$; $d_{cpЗ}$ – средний диаметр подшипника передней и задней опоры соответственно, мм.

Радиальная сила, действующая в зубчатом зацеплении, вызовет соответствующие силы в передней и задней опорах шпинделя,:

$$R_{AZ} = P_{0r} \frac{b_z}{a_z + b_z}; \quad R_{BZ} = P_{0r} \frac{a_z}{a_z + b_z}, \quad (18)$$

где a_z ; b_z – размеры, определяемые расположением приводного колеса на шпинделе от середины передней и задней опор соответственно.

В соответствии с [10] на практике колебательную мощность в данной точке определяют через приложенную силу и виброскорость в этой точке, согласно равенству

$$N = \frac{1}{T} \int_0^T F(t)V(t)dt, \quad (19)$$

где T – время усреднения (в случае гармонического процесса равно периоду);

$F(t)$ – мгновенное значение силы;

$V(t)$ – мгновенное значение виброскорости.

Для опор шпинделя значения $F(t)$ определяются, как реакции в опорах $R_{AU}(t)$, $R_{BU}(t)$ и $R_{AZ}(t)$, $R_{BZ}(t)$.

В соответствии с [8, 16, 17] водимую в стенки корпуса шпиндельной бабки вибрационную мощность от подшипниковых узлов можно определить, используя известные зависимости соотношения деформации в опоре и жесткости опоры:

$$N_i = R_i(t) \cdot \frac{d\Delta_i}{dt}, \quad (20)$$

где $R_i(t)$ – реакция в опоре, Н;

Δ_i – деформация опоры, м;

$\frac{d\Delta_i}{dt}$ – скорость деформации.

Учитывая, что $\Delta_i = \frac{R_i(t)}{j_i}$, где j_i – жесткость

опоры, Н/м, получим

$$N_i = \frac{R_i(t)}{j_i} \cdot \frac{dR_i(t)}{dt}. \quad (21)$$

Тогда в соответствии с (21) имеем

$$N_A = \frac{R_A(t)}{j_A} \cdot \frac{dR_A(t)}{dt}; \quad N_B = \frac{R_B(t)}{j_B} \cdot \frac{dR_B(t)}{dt}. \quad (22)$$

В случае учета амплитудных значений получаем – для дисбаланса

$$N_{AU} = \frac{R_{AU}^2}{j_A} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad \text{и} \quad N_{BU} = \frac{R_{BU}^2}{j_B} \cdot \frac{\pi n}{30}; \quad (23)$$

– для зубчатой приводной шестерни

$$N_{AZ} = \frac{R_{AZ}^2}{j_A} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad \text{и} \quad N_{BZ} = \frac{R_{BZ}^2}{j_B} \cdot \frac{\pi n}{30}. \quad (24)$$

Аналогичные выражения получены и использованы в работе [16] для возмущающей силы в виде силы резания.

Даже в случае действия статической нагруз-

ки (вес шпинделя) в корпус будет поступать вибрационная мощность, связанная с переменной жесткостью подшипников опор.

В соответствии с [8, 16, 17] водимую в стенки корпуса шпиндельной бабки вибрационную мощность от подшипниковых узлов можно определить, используя выражение (20), принимая при этом:

$$R_i(t) = R_i = const, \quad \text{а} \quad \Delta_i = \frac{R_i}{j_i(t)}, \quad (25)$$

где $j_i(t)$ – жесткость опоры, Н/м.

Тогда получим

$$N_{iII} = R_i^2 \cdot \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{j_i(t)} \right]. \quad (26)$$

В соответствии с [18]

$$j_i(t) = j_{icp} [1 - \mu_i \cos(z_i \omega_{ic} t)], \quad (27)$$

где j_{icp} – среднее значение жесткости;

z_i – число тел качения;

$$\omega_{ic} = \frac{\omega_B}{2} \left[1 - \frac{D_{iГ}}{0,5(D_i + d_i)} \cos \gamma_i \right] = \frac{\pi n}{60} \left[1 - \frac{D_{iГ}}{0,5(D_i + d_i)} \cos \gamma_i \right], \quad (28)$$

где ω_B – угловая скорость вала, 1/с;

n – частота вращения вала, об/мин;

$D_{iГ}$ – средний диаметр тел качения;

D_i – наружный диаметр подшипника;

d_i – внутренний диаметр подшипника;

γ_i – угол контакта.

Так как в [18] приведены значения коэффициента μ при небольших значениях z ($z \leq 9$) по сравнению с применяемыми в шпиндельных подшипниках, то была построена регрессионная зависимость:

$$\mu_i = e^{-0,47z_i} + 0,006. \quad (29)$$

Выражение (20) с учетом (21) можно записать как

$$N_{iII} = R_i^2 \cdot \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{j_i(t)} \right] = - \frac{R_i^2}{j_{icp}} \cdot \frac{\mu_i z_i \omega_{ic} \sin(z_i \omega_{ic} t)}{[1 - \mu_i \cos(z_i \omega_{ic} t)]^2}. \quad (30)$$

Учитывая малую величину μ_i , можно принять $1 - \mu_i \cos(z_i \omega_{ic} t) \approx 1$.

Тогда для амплитудного значения скорости деформации будем иметь

$$N_{iII} = \frac{R_i^2}{j_{icp}} \cdot \mu_i z_i \omega_{ic} \quad (31)$$

и

$$N_{АП} = \frac{R_{AG}^2}{j_{Асп}} \cdot \mu_{AZA} \omega_{Ac}; \quad N_{ВП} = \frac{R_{BG}^2}{j_{Всп}} \cdot \mu_{BZB} \omega_{Bc}, \quad (32)$$

где R_{AG} и R_{BG} – реакции в опорах шпинделя от его веса.

Рассмотрим определение вибрационной мощности в источниках на примере универсального станка мод. 16Б16КП, имеющего ШУ с переборной группой. Максимальная частота вращения шпинделя составляет: $n = 2000$ об/мин или $\Omega = 209,44$ рад/с.

Масса шпинделя с установленным патроном (рис. 3) составляет 56,514 кг.

Передняя опора шпинделя – роликовый конический двухрядный 4-697716, задняя – роликовый конический однорядный 4-17814. Радиальная жесткость передней опоры – $2153 \cdot 10^6$ Н/м, задней опоры – $821,6 \cdot 10^6$ Н/м.

Центробежная сила, приложенная в центре масс, при допустимом значении остаточного дисбаланса $U_{per} = 107,934$ г*мм, и при максимальной частоте вращения 2000 об/мин составит $F_U = 4,735$ Н.

Центробежная сила обеспечит реакции в опорах шпинделя: $R_{AU} = 4,592$ Н; $R_{BU} = 0,143$ Н.

Момент трения в подшипниках шпинделя при частоте вращения $n = 2000$ об/мин (при использовании масла для смазки И-5А (кинематическая вязкость $\nu = 6$ мм²/с) равен $M = 0,43$ Н*м.

Силы в зубчатом зацеплении $P_{cm} = 5,547$ Н и $P_{0r} = 0,632$ Н вызовут реакции в опорах шпинделя $R_{AZ} = 0,459$ Н и $R_{BZ} = 0,173$ Н.

С учетом расположения центра тяжести (рис. 3) имеем $R_{AG} = 537,694$ Н и $R_{BG} = 16,708$ Н.

Таким образом, в случае учета амплитудных значений получаем следующие значения вибрационных мощностей, вводимых в корпус ШУ через опоры шпинделя:

- от дисбаланса

$$N_{AU} = 2,051 \cdot 10^{-6} \text{ Вт}; \quad N_{BU} = 5,213 \cdot 10^{-9} \text{ Вт};$$

- от зубчатой приводной шестерни

$$N_{AZ} = 2,049 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}; \quad N_{BZ} = 7,629 \cdot 10^{-9} \text{ Вт};$$

- от подшипников

$$N_{АП} = 1,437 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}; \quad N_{ВП} = 3,529 \cdot 10^{-6} \text{ Вт}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная модель вибрационного поля ШУ позволяет получить распределение потоков вибрационной мощности по стенкам в зависимости условий их сопряжения, геометрии и размеров корпуса. Полученные зависимости q_i от уровня вибромощности, поступающей от основных источников, дают возможность выбрать места корпуса, доступные для контроля, обладающие наибольшей информативностью. Полученная модель вибрационного поля может быть использована для определения эталонных значений виброскоростей, которые формируются от источников при отсутствии дефектов. Это позволит при безразборной диагностике обнаружить возникновение дефекта на ранних стадиях, а при наличии дефекта оценить уровень его развития.

Сравнение полученных результатов, показывает, что наиболее значимыми факторами, определяющими вибрационную мощность, вводимую в корпус ШУ, являются работа подшипников, вес шпинделя и расположение его центра масс. Это дает возможность в первую очередь обнаружить зарождающиеся дефекты именно в подшипниках, являющихся, как показывает практика, определяющими элементами параметрической надежности ШУ.

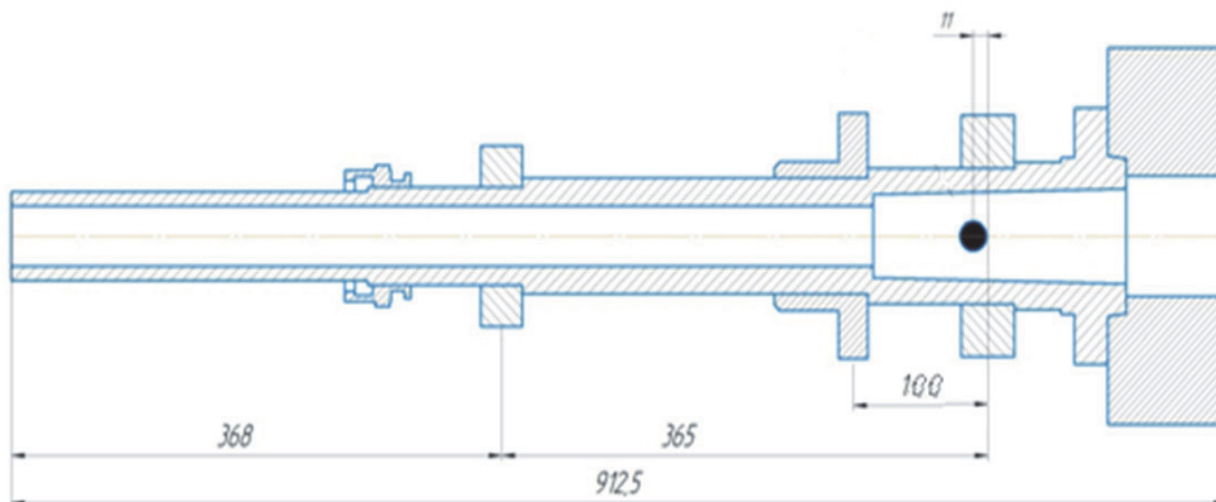


Рис. 3. Шпиндель станка мод.16Б16КП

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писарев В.И., Ваганов А.А., Денисенко А.Ф., Тюттерев И.О. Техническое обслуживание и ремонт металлообрабатывающих станков с ЧПУ на основе безразборной диагностики технического состояния // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1(2). С. 508-514.
2. Неразрушающий контроль / Справочник в 7 томах под ред. В.В.Клюева. Том 7. Кн.2. Вибродиагностика, 2005. 492 с.
3. Никифоров А.С., Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. – Л.: Судостроение, 1968.
4. Овсянников С.Н. Распространение звуковой вибрации в гражданских зданиях. – Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2000. 378 с.
5. Crocker M., Price A. Sound transmission using statistical energy analysis // J. Sound Vib., 1969. V. 9. N 3. Pp. 469-486.
6. Бородицкий Л.С., Спиридонов В.М. Снижение структурного шума в судовых помещениях. – Л.: Судостроение, 1974. 221 с.
7. Бондаренко В.А., Чукарин А.Н. Моделирование шумообразования корпуса редукторов повышенной мощности при виброизоляции подшипниковых узлов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2013. №1 (49). С. 7-11.
8. Кадубовская Г.В., Чукарин А.Н. Теоретические исследования процесса виброакустической динамики шпиндельных бабок сборной конструкции // Вестник Донского государственного технического университета, 2014, Т.14, №4(79). С.86-92.
9. Кобзев К.О., Чукарин А.Н., Бондаренко В.А. Исследование спектров шума в кабинах козловых кранов // Вестник Донского государственного технического университета, 2016. №3(86). С.148-154.
10. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981—Т. 5. Измерения и испытания. – Под ред. М. Д. Генкина. 1981. 496 с.
11. Справочник по технической акустике: Пер. с нем./ Под ред. М. Хекла и Х. А. Мюллера.- Л.: Судостроение, 1980. 440 с.
12. Артоболевский, И.И. Введение в акустическую динамику машин / И. И. Артоболевский, Ю. И. Бобровницкий, М. Д. Генкин. - М.: Наука. 1979. 292 с.
13. Мачнев В.А., Мачнев А.В., Комаров В.А., Салмин В.В. Формирование вибрационных сигналов в коробке передач трактора/ Нива Поволжья. 2015. №1(34). с.50-55.
14. Мачнев В.А. Вибрации в зубчатых колесах коробки передач // Нива Поволжья. 2008. №2(7). с.55-57.
15. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. I: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. 444 с.
16. Русяков Д.В., Мотренко Д.В., Чукарин А.Н. Особенности виброакустической динамика шпиндельных бабок гаммы многошпиндельных фрезерно-пазовальных деревообрабатывающих станков / Известия ТулГУ. Технические науки. 2020. Вып. 7. С.91-98,
17. Голосной С.В., Ермолов М.В. Моделирование вибраций корпусов шпиндельных бабок копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных деревообрабатывающих станков / Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». 2017. Том 9. №2. URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/28TVN217.pdf> (дата обращения 4.05.2021)].
18. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1980 — Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. 1980. 544 с

**DETERMINATION OF VIBRATION POWER
OF VIBRATION SOURCES OF SPINDLE UNITS OF METAL CUTTING MACHINES**

© 2021 A.F. Denisenko, V.V. Mikhailov

Samara State Technical University

Monitoring the state of spindle assemblies of modern metal-cutting machines using CIP methods implies the possibility of installing control sensors in places with maximum vibration information content. In this regard, the assessment of the informativeness of the vibration field of the spindle assembly, which can be carried out in advance, taking into account the design features, geometric and dimensional characteristics, is an urgent task. Based on the energy approach, using the example of the spindle assembly of a universal lathe, a computational model is proposed, built along the median planes of the walls. On the basis of the calculated model, the equations of the energy balance were compiled taking into account the conditions for the transfer of vibration power between the walls of the housing. The method for determining the vibration power of the main sources in the spindle assemblies is given: a spindle with residual unbalance, a drive gear and bearings. It has been established that the most significant factors determining the vibration power introduced into the spindle unit housing are the operation of the bearings, the weight of the spindle and the location of its center of mass. The result obtained makes it possible to detect incipient defects in the bearings, which, as practice shows, are the defining elements of the parametric reliability of spindle assemblies. The resulting model of the vibration field can be used to determine the reference values of vibration velocities that are formed from sources in the absence of defects.

Key words: spindle assembly, spindle support, energy model, vibration power, unbalance, rolling bearings

DOI: 10.37313 / 1990-5378-2021-23-3-55-61

Alexander Denisenko, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanical Engineering, Machine Tools and Tools. E-mail: sammortor@yandex.ru
Viktor Mikhailov, Postgraduate Student.
E-mail: witek3308@yandex.ru