

## ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА

*Денисенко А.Ф., Михайлов В.В.*

*Самарский государственный технический университет, г. Самара*

**Ключевые слова:** шпиндельный узел, стенки, пластины, упругая волна, энергетический баланс, затухание колебаний.

**Аннотация.** Виброакустические характеристики являются комплексным показателем, оценивающим рациональность решений, принятых при проектировании и изготовлении станка, и определяющим степень изменений его параметров при эксплуатации. Поскольку корпус шпиндельного узла токарного станка представляет собой коробчатую конструкцию с поперечными перегородками, предназначенными для крепления опор валов привода и осей механизмов переключения, то для оценки виброакустической характеристики шпиндельного узла необходимо рассмотреть прохождение упругой волны по всем стенкам корпуса передней бабки. Учитывая особенности распространения виброакустического сигнала по корпусу шпиндельного узла, для анализа формирования виброакустической характеристики предлагается использовать метод энергетического баланса. На его основе представлены зависимости, полученные при составлении баланса поступающей энергии в систему от внешних источников, при обмене и поглощении энергии между элементами шпиндельного узла токарно-винторезного станка мод. 16Б16П. Полученные уравнения позволяют оценить виброакустические характеристики шпиндельного узла в зависимости от диссипативных свойств элементов расчетной модели.

## VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF THE SPINDLE UNIT OF THE SCREW-CUTTING LATHE

*Denisenko A.F., Mikhailov V.V.*

*Samara State Technical University, Samara*

**Keywords:** spindle unit, walls, plates, elastic wave, energy balance, vibration damping.

**Abstract.** Vibroacoustic characteristics are a comprehensive indicator that evaluates the rationality of decisions made during the design and manufacture of the machine, and determines the degree of change in its parameters during operation. Since the casing of the spindle unit of the lathe is a box-shaped structure with transverse partitions designed to mount the supports of the drive shafts and the axes of the switching mechanisms, to evaluate the vibroacoustic characteristics of the spindle unit, it is necessary to consider the passage of an elastic wave along all the walls of the headstock body. Given the characteristics of the propagation of the vibroacoustic signal through the housing of the spindle assembly, it is proposed to use the energy balance method to analyze the formation of the vibroacoustic characteristic. Based on it, the dependences obtained when compiling the balance of incoming energy to the system from external sources are presented, during the exchange and absorption of energy between the elements of the spindle assembly of a model 16Б16П screw-cutting lathe. The obtained equations allow us to evaluate the vibroacoustic characteristics of the spindle unit depending on the dissipative properties of the elements of the calculation model.

Конструктивно корпус шпиндельного узла (ШУ) токарно-винторезного станка представляет собой литую чугунную коробчатую конструкцию с поперечными перегородками, предназначенными для крепления опор валов привода и осей механизмов переключения.

Корпус ШУ испытывает вибрацию с частотами, соответствующими частотам вращения шпинделя и валов, пересопряжения зубьев в зубчатых зацеплениях, вибрации подшипников качения. При этом в процессе работы на станке могут меняться режимы обработки (скорость, подача, глубина резания), сопровождающиеся изменением зубчатых колес, участвующих в передаче крутящего момента, и частот вращения валов ШУ. Вибрации от указанных источников накладываются друг на друга и в виде упругих волн через зубчатые колеса, валы, подшипники и воздушную среду передаются на корпус. Внутри корпуса шпиндельного узла волны распространяются в разных направлениях, а длина волны зависит от геометрических параметров замкнутого пространства корпуса: длины, ширины и высоты стенок.

Одной из характерных особенностей волнового процесса является падение интенсивности волны по мере ее удаления от источника.

Снижение интенсивности волны характеризуется уменьшением амплитуды колебаний частиц в волне и связано с ее расхождением и затуханием колебаний.

В работе [1] было рассмотрено прохождение упругой волны, возникающей из-за дефектов подшипника, в стенке, в которой смонтирован подшипник. При этом учитывалось направление распространения волны, определяющее ее прохождение через детали подшипника и их соединения с валом и корпусом.

Поскольку корпус ШУ токарного станка представляет собой коробчатую конструкцию с поперечными перегородками, предназначенными для крепления опор валов привода и осей механизмов переключения, то для оценки виброакустической характеристики ШУ необходимо рассмотреть прохождение упругой волны не только в плоскости одной стенки, но и по остальным стенкам корпуса передней бабки.

При анализе распространения колебаний по корпусам ШУ следует учесть ряд особенностей.

1) Несущие стенки и перегородки корпуса ШУ, являющиеся зонами распространения упругих волн, от подшипников, смонтированных на этих элементах, расположены в параллельных плоскостях. Поэтому взаимное влияние колебательных процессов в параллельных стенках возможно как через стенки, расположенные перпендикулярно и связывающие несущие стенки в единую конструкцию, и воздушную среду между стенками.

2) Несмотря на то, что вибрационный сигнал хорошо передается по корпусным деталям, он претерпевает изменения, теряя энергию, проходя как по сплошным деталям и, особенно, через их соединения и препятствия в виде дополнительных конструктивных и технологических расточек, бобышек, приливов, ребер жесткости и т.д. (рис. 1).

3) Частотные и амплитудные параметры источников колебаний варьируются в широких пределах, имея в виду широкий скоростной диапазон приводов станков и изменение нагрузок.

Для учета указанных особенностей конструкции корпуса при расчете виброакустических характеристик может быть использован метод энергетического баланса [2]. Данный метод учитывает виброакустическую связь между пластинами (стенками) и воздушными объемами, заключенными между ними. Зависимости,

полученные при составлении баланса поступающей энергии в модель (систему) от внешних источников, при обмене и поглощении энергии между элементами модели, позволяют оценить виброакустические характеристики конструкции коробки в зависимости от их диссипативных свойств.

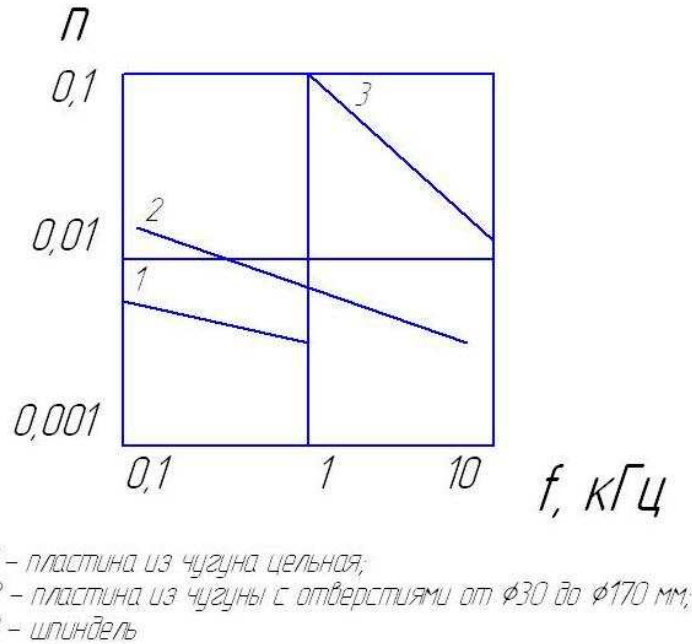


Рис. 1. Коэффициенты потерь при передаче энергии из одной пластины в другую, через препятствия для изгибных волн в конструкции корпуса шпиндельной бабки [2]

Особенно удобно использовать метод энергетического баланса при принятии допущения о равномерном распространении энергии по поверхности или объему элемента. У элементов рассматриваемого узла имеются свои собственные частоты колебаний. Так для пластины их число не менее 5, а для воздушного объема – не менее 10.

Покажем использование метода энергетического баланса для расчета виброакустических характеристик передней бабки станка мод. 16Б16П (рис. 2). В таблице 1 приведены геометрические параметры стенок для расчета виброакустических характеристик.

Табл. 1 Геометрические параметры стенок корпуса ШУ станка мод. 16Б16П

Обозначение стенки на рис. 1	Размеры стенки, мм	Площадь стенки, мм <sup>2</sup>
1	377x305x48	114985
2	377x305x32	114985
3	305x550x14	167750
4	305x550x14	167750
5	377x550x20	207350
6	349x265x32	92485

На основании зависимостей, приведенных в работе[3], составим уравнения энергетического баланса для элементов корпуса ШУ станка мод. 16Б16П. Предварительно, наряду с позициями, обозначенными на рис. 2, введем в модель шпиндель, обозначенный как 7, с опорами качения, обозначенными как 8.

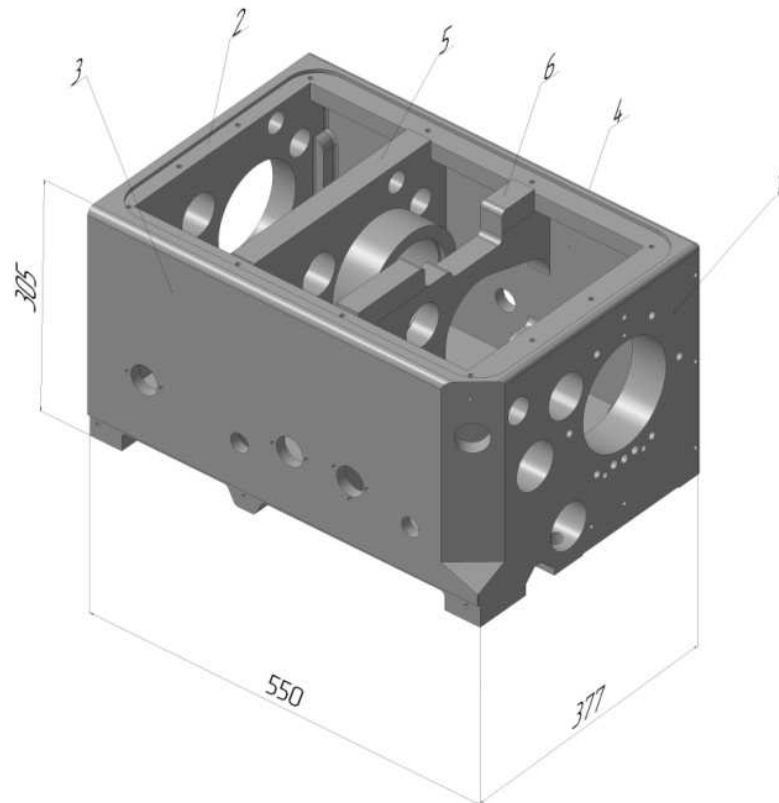


Рис. 2. 3-Dмодель корпуса передней бабки станка 16Б16П

Система уравнений для каждого геометрического элемента, примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \delta_1 S_1 q_1 + 2\alpha_{1-8} I_{1-7} q_1 &= 2\alpha_{8-1} I_{1-8} q_8 + \alpha_{7-1} I_{1-7} + 2\pi R_{H1} \sum_1^{K1} N1i; \\ \delta_2 S_2 q_2 + 2\alpha_{2-8} I_{2-7} q_2 &= 2\alpha_{8-2} I_{2-8} q_8 + \alpha_{7-2} I_{2-7} + 2\pi R_{H1} \sum_1^{K1} N1i; \\ \delta_3 S_3 q_3 + 2\alpha_{3-8} I_{3-7} q_3 &= 2\alpha_{8-3} I_{3-8} q_8 + \alpha_{7-3} I_{3-7} + 2\pi R_{H2} \sum_1^{K1} N2i; \\ \delta_4 S_4 q_4 + 2\alpha_{4-8} I_{4-7} q_4 &= 2\alpha_{8-4} I_{4-8} q_8 + \alpha_{7-4} I_{4-7} + 2\pi R_{H2} \sum_1^{K1} N2i; \\ \delta_5 S_5 q_5 + 2\alpha_{5-8} I_{5-7} q_5 &= 2\alpha_{8-5} I_{5-8} q_8 + \alpha_{7-5} I_{5-7} + 2\pi R_{H1} \sum_1^{K1} N1i; \\ \delta_6 S_6 q_6 + 2\alpha_{6-8} I_{6-7} q_6 &= 2\alpha_{8-6} I_{6-8} q_8 + \alpha_{7-6} I_{6-7} + 2\pi R_{H1} \sum_1^{K1} N1i; \\ \delta_7 S_7 q_7 + \alpha_{7-1} I_{1-7} q_7 + \alpha_{7-2} I_{2-7} q_7 + \alpha_{7-3} I_{3-7} q_7 + \alpha_{7-4} I_{4-7} q_7 &= \\ &= \alpha_{1-7} I_{1-7} q_1 + \alpha_{2-7} I_{2-7} q_2 + \alpha_{3-7} I_{3-7} q_3 + \alpha_{4-7} I_{4-7} q_4; \\ \delta_8 S_8 q_8 + \alpha_{8-1} I_{1-8} q_8 + \alpha_{8-2} I_{2-8} q_8 + \alpha_{8-3} I_{3-8} q_8 + \alpha_{8-4} I_{4-8} q_8 &= \\ &= \alpha_{1-8} I_{1-8} q_1 + \alpha_{2-8} I_{2-8} q_2 + \alpha_{3-8} I_{3-8} q_3 + \alpha_{4-8} I_{4-8} q_4; \end{aligned}$$

где  $\delta_i$  – коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса,  $m^{-1}$ ;  $S_i$  – площадь излучения стенки корпуса,  $m^2$ ;  $I_{i-j}$  – длина линии контакта между двумя пластинами, м;  $\alpha_{i-j;j-i}$  – коэффициенты передачи вибрационной энергии из одной

пластины в другую (значения коэффициентов определяется по формулам работы [2] исходя из толщины пластин);  $q_i$  – поток вибрационной энергии, поступающий в данную стенку;  $N_i$  – вводимая в корпус вибрационная мощность через наружное кольцо подшипника, Вт;  $R_{Hi}$  – радиус наружного кольца подшипника, м;  $K1$  – количество стенок.

Значения  $N_i$ ,  $\alpha_{i-j}$  определяются по формулам из работ [3,4].

### **Выводы**

1. Проведен анализ формирования виброакустической характеристики шпиндельного узла токарно-винторезного станка.

2. С использованием метода энергетического баланса составлены уравнения распространения колебательной энергии по элементам шпиндельного узла, которые позволяют решить задачу по снижению виброакустических характеристик путем использования вибропоглощающих материалов, подбора толщины отдельных элементов, конструкционных изменений.

### **Список литературы**

1. Денисенко А.Ф., Михайлов В.В. Анализ колебательных процессов шпиндельного узла методом диагностики сигнала на его корпусе // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация: Материалы международной, научно-практической конференции. – Санкт – Петербург: СПбф НИЦ МС, 2020. – №3. – С. 24-29.
2. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. – Л.: Судостроение, 1979. – 284 с.
3. Голосной С.В., Ермолаев М.В. Моделирование вибраций корпусов шпиндельных бабок копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных деревообрабатывающих станков: Интернет журнал «Науковедение». 2017. Т. 9, №2.
4. 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.

### **Сведения об авторах:**

*Денисенко Александр Федорович* – д.т.н., профессор, профессор кафедры "Технология машиностроения, станки и инструменты", СамГТУ, г.Самара;

*Михайлов Виктор Вячеславович* – аспирант, СамГТУ, г.Самара.