

А.Н. ЛЕЩЕНКО

О РАСЧЕТЕ СПЕКТРОВ ВИБРАЦИИ И ШУМА ПРИ ОБРАБОТКЕ ШАРИКО-СТЕРЖНЕВЫМ УПРОЧНИТЕЛЕМ КОРОБЧАТЫХ ДЕТАЛЕЙ

Приведены расчет спектров вибрации и шума при обработке шарико-стержневым упрочнителем коробчатых деталей и результаты теоретических исследований виброакустических характеристик данного вида обработки. Получены зависимости для определения уровней виброскорости и звуковой мощности. Установлено, что снижение уровней шума может быть достигнуто только при уменьшении эффективного коэффициента потерь колебательной энергии.

Ключевые слова: спектры вибраций и шума, шарико-стержневой упрочнитель.

Введение. Виброударная отделочная обработка шарико-стержневым упрочнителем (ШСУ) относится к категории упрочняющих технологий, у которых технологическая нагрузка представляет собой последовательность ударных импульсов на соответствующую поверхность обрабатываемого изделия. Эти процессы при всех их преимуществах с точки зрения обеспечения качества изделий, производительности, обладают существенным недостатком, поскольку неизбежно сопровождаются высоким уровнем излучаемого шума как самой заготовкой, так и корпусом упрочнителя. Исследования в области моделирования шумообразования проведены только для деталей типа тел вращения, для условий шарнирного и консольного закрепления [1] на базе универсальных токарно-винторезных станков, т.е. при вращающейся заготовке.

Между тем чрезвычайно широкий спектр плоских деталей, деталей прямоугольного сечения и корпусных подвергается обработке ШСУ на фрезерных станках, способы закрепления, акустическая система которых существенно отличаются от универсальных токарно-винторезных. Поэтому существующие модели процесса шумообразования для цилиндрических поверхностей неприменимы для расчетов акустических характеристик вышеописанных деталей.

Детали представляют собой полые тонкостенные прямоугольные параллелепипеды и характеризуются максимальным отношением площадей, излучающих звук поверхностей и изгибной жесткости. Поскольку они представляют собой систему энергетически замкнутую с малым значением коэффициента потерь колебательной энергии, то расчет их вибраций основан на уравнениях энергетического баланса [2], традиционно используемого для моделирования подобных конструкций.

Вывод зависимости для расчета виброскоростей коробчатых деталей. Специфика расчета заключается в том, что вводимая в заготовку колебательная мощность (энергия) определяется процессом обработки ШСУ. Обозначим: 1 – передняя стенка; 2 – левая стенка; 3 – задняя стенка; 4 – правая стенка; 5 – дно. Система уравнений энергетического баланса для такой детали имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{12} l_{12} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{14} l_{14} q_1 &= \alpha_{21} l_{21} q_2 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5, \\
 \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{21} l_{12} q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{25} l_{25} q_2 &= \alpha_{12} l_{12} q_1 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{52} l_{25} q_5, \\
 \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{35} l_{35} q_3 &= \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{43} l_{34} q_4 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + N, \\
 \delta_4 S_4 q_4 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{43} l_{34} q_4 + \alpha_{45} l_{45} q_4 &= \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{54} l_{45} q_5, \\
 \delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{54} l_{45} q_5 &= \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где δ_i – коэффициент поглощения, 1/м; q_i – энергетические потоки в стенках, Вт/м; S_i – площадь стенки, м²; α_{ij} – коэффициент передачи энергии между стенками; N – мощность, вводимая в корпус при обработке ШСУ, Вт; l_{ij} – длина линии контакта между двумя соседними стенками, м.

Систему уравнений (1) для чугунной корпусной детали представим в матричной форме для удобства проведения расчетов на ЭВМ:

$$\begin{pmatrix} K_1 & -\alpha_{21}l_{12} & 0 & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} \\ -\alpha_{12}l_{12} & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & 0 & -\alpha_{52}l_{25} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & -\alpha_{43}l_{34} & -\alpha_{53}l_{35} \\ -\alpha_{14}l_{14} & 0 & -\alpha_{34}l_{34} & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где

$$K_1 = 0,03\eta\sqrt{\frac{f_{1i}}{h_1}} + \alpha_{12}l_{12} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15};$$

$$K_2 = 0,03\eta\sqrt{\frac{f_{2i}}{h_2}} + \alpha_{21}l_{12} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15};$$

$$K_3 = 0,03\eta\sqrt{\frac{f_{3i}}{h_3}} + \alpha_{32}l_{12} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15};$$

$$K_4 = 0,03\eta\sqrt{\frac{f_{4i}}{h_4}} + \alpha_{12}l_{12} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15};$$

$$K_5 = 0,03\eta\sqrt{\frac{f_{5i}}{h_5}} + \alpha_{12}l_{12} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15};$$

η_i – коэффициенты потерь энергии в стенках корпуса; h_i – толщина соответствующей стенки, м;
 f_i – собственные частоты колебаний стенок, Гц.

Решение системы (2) может быть выполнено по методу Крамера и для энергетического потока в первой стенке имеет вид:

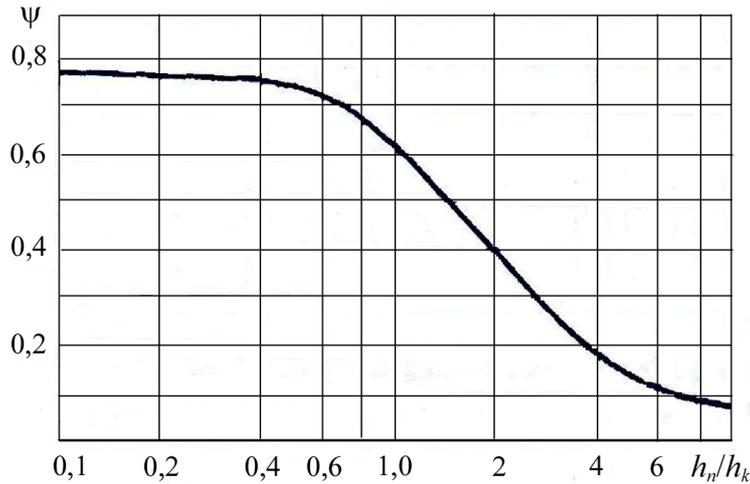
$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & -\alpha_{21}l_{12} & 0 & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & 0 & -\alpha_{52}l_{25} \\ N & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & -\alpha_{43}l_{34} & -\alpha_{53}l_{35} \\ 0 & 0 & -\alpha_{34}l_{34} & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & -\alpha_{21}l_{12} & 0 & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} \\ -\alpha_{12}l_{12} & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & 0 & -\alpha_{52}l_{25} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & -\alpha_{43}l_{34} & -\alpha_{53}l_{35} \\ -\alpha_{14}l_{14} & 0 & -\alpha_{34}l_{34} & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 \end{vmatrix}}. \quad (3)$$

Необходимо отметить, что система уравнений (1) записана для случая, когда обрабатывается стенка 3. Когда упрочнитель будет воздействовать на другую стенку, то в соответствующем уравнении в правой части будет добавляться мощность, вводимая в корпус при обработке ШСУ, и система будет решаться аналогичным образом.

Коэффициент прохождения энергии изгибной волны из стенки в стенку (α_{ij}) [2] и собственные частоты колебаний определяются по известным формулам:

$$\alpha_{ij} = 2 \left(\frac{h_i}{h_j} \right)^{2,5} \left[1 + \left(\frac{h_i}{h_j} \right)^{2,5} \right]^{-2} \frac{\Psi}{\pi},$$

где h_i, h_j – толщины стенок, м; Ψ – функция, учитывающая соотношение толщин пластин (определяется по графику, см. рисунок).



Зависимость коэффициента Ψ от соотношения толщин пластин

Собственные частоты колебаний пластины определяем по формуле [2]:

$$f_{mn} = \frac{\pi}{4} h \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-\mu^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right),$$

где μ – коэффициент Пуассона; h – толщина пластины, м; l_1 и l_2 – длина и ширина пластины, м; ρ – плотность, кг/м³; E – модуль упругости, Па; m и n – постоянные числа, определяющие форму колебаний.

На основании рассчитанных энергетических потоков определяем скорости колебаний стенок и с учетом зависимостей [2] получаем следующее выражение:

$$v_i = 0,07 q_i^{0,5} m_0^{0,5} (f_i h_i)^{-0,25}, \quad (4)$$

где m_0 – распределенная масса стенки, кг/м².

Значение $\left(\frac{E}{3\rho(1-\mu^2)} \right)^{0,125}$ для стали в 1,06 раза больше, чем для чугуна. Поэтому для технических расчетов шума не только чугунных, но и стальных корпусов эта величина может быть принята постоянной и равной $0,135 \text{ (м/с)}^{0,25}$.

Учитывая зависимость виброскорости (4), получаем формулу для расчета звуковой мощности такого источника в следующем виде:

$$W_{\text{ист}} = 6 \cdot 10^{-6} \frac{q_i S_i}{h_i^2} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)^{-0,5}.$$

По полученным зависимостям находим уровни вибростороности и звуковой мощности соответственно:

$$L_V = 10 \lg q_i m_0 - 5 \lg(f_i h_i) + 123, \quad L_W = 10 \lg q_i + 10 \lg S_i - 20 \lg h_i - 5 \lg \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right) + 68. \quad (5)$$

Как видно из выражения (5), снизить уровни шума реально можно только за счет уменьшения значений эффективного коэффициента потерь колебательной энергии. Технически это можно реализовать различными способами. Более технологичными и эффективными являются использование сыпучих поглотителей и вибродемпфирование стенок корпусной детали. В этом смысле практический интерес представляет обратная задача – теоретическое определение требуемых частотно-зависимых значений коэффициентов потерь колебательной энергии, вычисленных по критерию выполнения санитарных норм шума. Для этого в левую часть выражения (5) подставим предельно допустимые значения, уменьшенные на 4-5 дБ. Такая поправка должна быть учтена при условии одновременной работы нескольких установок ШСУ. Поскольку аналитически коэффициенты потерь колебательной энергии из системы уравнений (2) не выражаются, то из зависимости (5) определяются энергетические потоки q_{ir} непосредственно зависящие от η_i :

$$\lg q_i = \lg S_i - 20 \lg h_i - \lg \sqrt{\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2}} - 0,1 L_{W_{Ci}} + 73,$$

где $L_{W_{Ci}}$ – октавные предельно допустимые уровни звуковой мощности, дБ.

Выводы. Изложенный подход позволяет решить задачу обеспечения санитарных норм шума при обработке ШСУ широкого класса деталей типа коробчатых оболочек при проектировании подобных технологических процессов.

Библиографический список

1. Чукарина И.М. Снижение шума и вибраций при виброударной отделочной обработке фасонных деталей / И.М. Чукарина, Л.М. Щерба // Процессы абразивной обработки, абразивные инструменты и материалы: сб. ст. междунар. науч.-техн. конф. / Волж. инж.-строит. ин-т филиал ВолгГАСА. – Волжский, 2002. – С.127-130.
2. Никифоров А.С. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах / А.С. Никифоров, С.В. Будрин. – Л.: Судостроение, 1968. – 216 с.

Материал поступил в редакцию 17.11.10.

References

1. Chukarina I.M. Snijenie shuma i vibracii pri vibroudarnoi otdelochnoi obrabotke fasonnyh detalei / I.M. Chukarina, L.M. Scherba // Processy abrazivnoi obrabotki, abrazivnye instrumenty i materialy: sb. st. mejdunar. nauch.-tehn. konf. / Volj. inj.-stroit. in-t filial VolgGASA. – Voljskii, 2002. – S.127-130. – In Russian.
2. Nikiforov A.S. Rasprostranenie i pogloschenie zvukovoi vibracii na sudah / A.S. Nikiforov, S.V. Budrin. – L.: Sudostroenie, 1968. – 216 s. – In Russian.

A.N. LESHCHENKO

ON CALCULATION OF VIBRATION AND NOISE SPECTRA IN PROCESSING BOX BODIES WITH BALL-POINT REINFORCER

Calculation of the vibration and noise spectra in processing box bodies with the ball-point reinforcer and theoretical research results of vibro-acoustic performance of this kind of treatment are presented. Dependences for the vibro-speed and acoustic power levels are detected. It is established that abatement of noise can be achieved only by decreasing the vibrational energy loss factor.

Key words: *vibration and noise spectra, ball-point reinforcer.*

ЛЕЩЕНКО Андрей Николаевич (р.1977), аспирант кафедры «Основы проектирования машин» Ростовского государственного университета путей сообщения. Окончил Ростовскую государственную экономическую академию (1998).

Область научных интересов: виброакустика технологического процесса шарико-стержневого упрочнения.

TO_DSRU@mail.ru

Andrey N. LESHCHENKO (1977), Postgraduate student of the Machine Design Baseline Department, Rostov State Transport University. He graduated from Rostov State Academy of Economics (1998). Research interests: vibro-acoustics of the ball-point hardening technological process.