

Заключение

Согласно полученным данным величина деформации упругого элемента будет невелика, что доказывает работоспособность предложенной схемы. Соответственно, необходимо в дальнейшем исследовать другие упругие элементы для применения их в проектируемом сверлильном инструменте, что связано с различным осевым усилием при изменении технологических режимов или плотности обрабатываемого материала.

Использование данного типа инструмента при сверлении плитных материалов позволит улучшить качество получаемых отверстий при возможном увеличении производительности процесса.

Библиографический список

1. Волынский В. Н. Технология древесных плит и композитных материалов : учеб.-справ. пособие. – СПб.: Лань, 2010. – 336 с.
2. Бершадский А. Л. Расчет режимов резания древесины. – Минск : Вышэйш. шк., 1966. – 176 с.
3. Цуканов Ю. А., Амалицкий В. В. Обработка резанием древесностружечных плит. – М. : Лесн. пром-сть, 1966. – 94 с.
4. Любченко В. И. Резание древесины и древесных материалов: учеб. пособие. – М.: Лесн. пром-сть, 1986. – 296 с.
5. Аникеенко А. Ф., Гришкевич А. А., Гаранин В. Н. Влияние элементов режима сверления ламинированных древесностружечных плит на качество поверхности // Труды БГТУ. Сер. 1. Лесн. хоз-во, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2017. – № 2 (198). – С. 391–394.
6. ГОСТ 18793-80. Пружины сжатия. Конструкция и размеры. – Введ. 1992-12-17. – Минск : Гос. Ком. по стандартизации Респ. Беларусь, 1992. – 88 с.
7. Грубе А. Э. Дереворежущие инструменты : учеб. пособие. – М. : Лесн. пром-сть, 1971. – 344 с.
8. Глебов И. Т. Обработка древесины на станке с ЧПУ : учеб. пособие. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2018. – 142 с.

УДК 674.05:621.91: 621.815

В. Г. Новоселов¹, А. А. Гришкевич²
(V. G. Novoselov¹, A. A. Grishkevich²)

¹(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) kوزيرog54@yandex.ru

²(БГТУ, г. Минск, РБ) dosy@belstu.by

ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ГЛАВНЫХ ВАЛОВ И ШПИНДЕЛЕЙ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

PROBABILITY OF FAILURE-FREE OPERATION OF MAIN SHAFTS AND SPINDLES OF WOODWORKING MACHINES

Главные валы и шпиндели деревообрабатывающих машин подвержены действию циклических нагрузок изгибающими и крутящими моментами. Наличие в их конструкции различных геометрических концентраторов напряжений уменьшает усталостную прочность и вероятность безотказной работы, что учитывается существующими методиками расчетов. Наличие установленных на валы ступиц шкивов, режущих инструментов, подшипников приводит к возникновению фреттинг-коррозии, влияние

которой на безотказность не учитывается. Предложена методика расчета вероятности безотказной работы с учетом влияния на усталостную прочность фреттинг-коррозии от насаженных на валы деталей.

The main shafts and spindles of woodworking machines are subject to the action of cyclic loads by bending and torque. The presence of various geometric stress concentrators in their structure reduces fatigue strength and the probability of failure-free operation, which is taken into account by existing calculation methods. The presence of pulleys, cutting tools, bearings fitted on the shafts leads to fretting corrosion, the effect of which on reliability is not taken into account. Method is proposed for calculation of probability of failure-free operation taking into account influence on fatigue strength of fretting-corrosion from parts fitted on shafts.

В процессе работы деревообрабатывающих машин их главные валы и шпиндели подвергаются циклическому воздействию изгибающих и крутящих моментов от сил сопротивления резанию древесины и сил инерции неуравновешенных масс звеньев механизмов. Возникающие в опасных сечениях напряжения определяются режимами эксплуатации, зависящими как от характеристик обрабатываемого сырья (размеры, порода, влаготермическое состояние), так и от режимов обработки, т.е. представляют собой случайные величины. В свою очередь, структурная неоднородность, межплавочное рассеяние химического состава и механических свойств металла, отклонение фактических размеров деталей от номинальных, вариация технологических параметров порождают рассеяние характеристик сопротивления усталости. Поэтому усталостное разрушение вала является случайным событием, вероятность наступления которого можно считать равной вероятности того, что в определенной ситуации коэффициент его запаса усталостной прочности (коэффициент безопасности) n_σ окажется менее единицы.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (1)$$

где σ_{-1} – предел выносливости; σ_a – амплитуда и σ_m – среднее значение цикла эксплуатационных напряжений; k_{σ_d} – коэффициент концентрации напряжений; ψ_σ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

Для деталей с «геометрическими» концентраторами напряжений типа галтелей, канавок, отверстий вероятностные методы расчета на прочность хорошо разработаны [1, 2], для соединений типа вал – втулка, подверженных фреттинг-коррозии, таких работ не обнаружено. Используя зависимости по расчету прочности данных сопряжений [2] и аппарат теории вероятностей [3], получим приближенные выражения для оценки вероятности усталостного разрушения вала с напрессовкой.

Входящие в формулу (1) параметры, наряду с амплитудой и средним значением эксплуатационных напряжений, можно считать случайными величинами, являющимися функциями других случайных величин, определяемыми по формулам

$$k_{\sigma_d} = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) \frac{1}{\beta_{\text{упр}}}, \quad (2)$$

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right)_0 \xi' \xi'', \quad (3)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s, \quad (4)$$

где k_σ – коэффициент концентрации напряжений в неупрочненной шлифованной детали; ε_σ – масштабный коэффициент; β , $\beta_{\text{упр}}$ – коэффициенты влияния на усталостную

прочность технологии обработки и упрочнения детали; ξ', ξ'' – поправочные коэффициенты на давление напрессовки q и на предел прочности материала σ_B .

Данные коэффициенты определяются по приведенным в [2] графическим зависимостям, а давление напрессовки q – как для контакта толстостенного кольца со сплошным цилиндром

$$q = \frac{\delta E}{d(c_1 + c_2)}, \quad (5)$$

где δ – натяг в посадке; E – модуль упругости; d – номинальный диаметр посадки; c_1, c_2 – коэффициенты влияния на давление напрессовки размеров вала и втулки.

Известно, что математическое ожидание функции случайных величин $\bar{\varphi}(x_i)$ есть функция того же вида от их математических ожиданий $\varphi(\bar{x}_i)$, а ее дисперсия определяется по формуле

$$D\{\varphi\} = \sum \left[\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)^2 D\{x_i\} + 2 \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \frac{\partial \varphi}{\partial x_{i+1}} cov(x_i, x_{i+1}) \right], \quad (6)$$

где $D\{x_i\}$ – дисперсии случайных величин; $cov(x_i, x_{i+1})$ – ковариации случайных величин, определяемые по формуле

$$cov(x_i, x_{i+1}) = \rho_{i, i+1} \sqrt{D\{x_i\} D\{x_{i+1}\}}, \quad (7)$$

где $\rho_{i, i+1}$ – коэффициент корреляции между x_i и x_{i+1} .

Полагая случайные величины, входящие в формулы (1)–(5), независимыми, можно считать корреляцию между ними незначимой и в формуле (6) пренебречь ковариациями. Тогда задача сведется к определению математических ожиданий и дисперсий случайных величин.

В первом приближении, зная диапазон изменения случайных величин и полагая их распределение нормальным с нулевым коэффициентом асимметрии, можно принять

$$\bar{x}_i = \frac{x_{imax} + x_{imin}}{2}, \quad (8)$$

$$D\{x_i\} = \left(\frac{x_{imax} - x_{imin}}{6} \right)^2. \quad (9)$$

Учитывая, что параметры запаса прочности связаны линейными соотношениями либо монотонными функциями с медленно меняющимися производными и ввиду малости их вариаций примем закон его распределения также нормальным. Тогда вероятность безотказной работы (неразрушения) будет определяться следующим выражением:

$$P = 0,5 + \Phi \left(\frac{\bar{n}_\sigma - 1}{S_n} \right), \quad (10)$$

где Φ – оператор Лапласа; \bar{n}_σ и S_n – математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение запаса прочности.

$$S_n = \sqrt{D\{n_\sigma\}}. \quad (11)$$

По предлагаемой методике оценена вероятность безотказной работы (неразрушения) коренного вала лесопильной рамы Р63-4Б, работающего в пульсирующем цикле изгиба, в месте посадки коренного подшипника. Параметры эксплуатационных напряжений и размеры посадки приведены в таблице.

Данные к расчету вероятности безотказной работы (неразрушения)
коренного вала лесопильной рамы Р63-4Б

Параметр	x_{min}	x_{max}	\bar{x}	$D\{x\}$
Предел прочности, МПа	600	750	675	625
Предел выносливости, МПа	250	340	295	225
Амплитуда напряжений, МПа	50	78	64	22
Среднее напряжение, МПа	50	78	64	22
Диаметр вала, мм	110,013	110,035	110,024	$0,146 \cdot 10^{-4}$
Диаметр подшипника, мм	109,98	110	109,99	$0,111 \cdot 10^{-4}$

Математическое ожидание предела прочности составило $\bar{n}_\sigma = 1,243$, а его среднее квадратическое отклонение $S_n = 0,0885$. При этом вероятность безотказной работы $P = 0,997$.

Полученное значение указывает на достаточно высокую вероятность безотказной работы данного элемента, однако, экстраполируя его на объемы выпуска лесопильных рам Даниловским заводом деревообрабатывающих станков в период его максимума (до 4000 рам в год), можно предполагать усталостные поломки примерно у 10–12 единиц. Случаи таких поломок отмечались в рекламационных материалах. Учитывая тяжесть последствий таких поломок, пренебрегать их малой вероятностью не следует.

Вывод. Предлагаемая методика оценки безотказности главных валов и шпинделей деревообрабатывающих машин может быть использована для инженерной оценки.

Библиографический список

1. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М. : Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М. : Машиностроение, 1975. – 488 с.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике : для научных работников и инженеров. – М. : Наука, 1978. – 832 с.