

3. Порошина, С. Л. Новые подходы к оценке масштабов рассоления коллекторов нефтяных месторождений Беларуси по промысловым гидрохимическим данным / С. Л. Порошина // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2019. – № 4. – С. 3–12.
4. Порошина, С. Л. К вопросу представительности данных о химическом составе попутных вод нефтяных месторождений Беларуси и методических приемах их обработки (интерпретации) / С. Л. Порошина // Літасфера. – 2021. – № 1 (54). – С. 58–70.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА С ЧПУ

Е. С. Глазенкова

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель М. И. Михайлов

Процесс фрезерования всегда сопровождается вибрациями, которые передаются на шпиндельный узел. Точность обработки и качество обработанной поверхности зависит от виброустойчивости шпиндельного узла. Исследованию вибраций при фрезеровании посвящено большое количество работ [1], [2].

Цель работы – анализ виброустойчивости шпиндельного узла станка с ЧПУ.

Исследования выполнялись на примере шпиндельного узла консольного вертикально-фрезерного станка ГФ2171 (рис. 1).

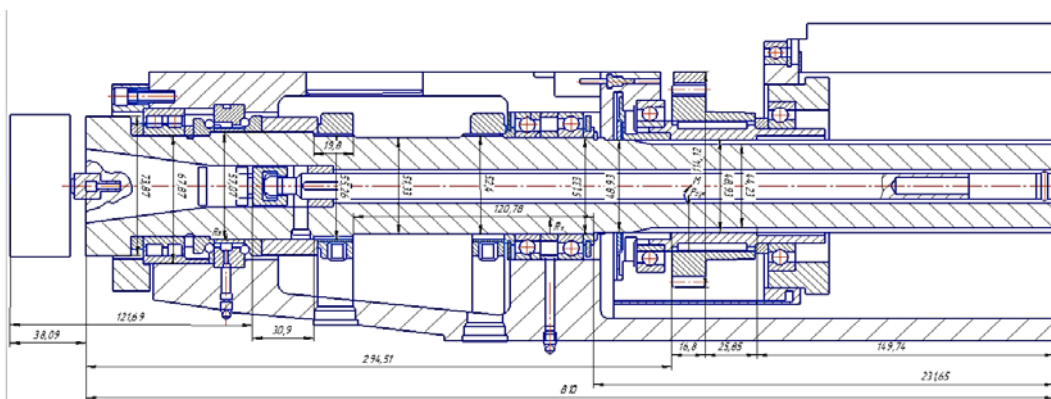


Рис. 1. Шпиндельный узел

Расчет режимов резания производился по методике [3].

Исходные данные: режущий инструмент – торцевая фреза диаметром 125 мм, с числом зубьев – 12, материал обрабатываемой заготовки – ст. 45, подача на зуб – 0,3, глубина резания – $t = 3$.

Окружная сила при фрезеровании: $P_z = 11253$ Н; $P_y = 7502$ Н.

Суммарное усилие резания: $P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = \sqrt{11253,65^2 + 7502,43^2} = 15105,42$ Н.

Усилие в зацеплении зубчатых колес: тангенциальная сила $P_t = 195$ Н; радиальная сила $P_r = 71$ Н; суммарная сила в зацеплении $R = \sqrt{P_t^2 + P_r^2} = \sqrt{195,38^2 + 70,97^2} = 207,56$ Н.

Для определения критической частоты вращения шпинделя $\omega_{кр}$ необходимо знать перемещение каждой его точки. Для этого составляем дифференциальное уравнение упругой линии полученной балки:

$$\begin{aligned} \frac{1}{EJ_0} \frac{d^2y}{dx^2} = & P_{yz}x + Q_1(K-1)(x-a) - M_1(K_1-1)(x-a)^0 - R_{\epsilon}^A K_1(x-b) + \\ & + R_{\epsilon}^B K_2(x-c) - Q_2(K_1-K_2)(x-d) + M_2(K_1-K_2)(x-d)^0 - \\ & - Q_3(K_2-K_3)(x-f) + M_3(K_2-K_3)(x-f)^0 - P_{\epsilon} K_3(x-h) - \\ & - Q_4(K_3-K_4)(x-1) + M_4(K_3-K_4)(x-1)^0. \end{aligned}$$

Выбираем радиально-упорный подшипник на передней опоре 1036918: $d = 90$ мм; $D = 125$ мм; $b = 18$ мм; $T = 18$; $r = 2$; $r_1 = 1$ мм; $r_{s\min} = 1,1$ мм; $r_{i\min} = 0,6$ мм; $m = 0,599$ кг.

Два роликовых радиальных подшипников 1032920 – на задней опоре по ГОСТ 8328–75: $d = 100$ мм; $D = 140$ мм; $B = 20$ мм. Определив коэффициенты жесткости опор, формировали окончательное выражение для уравнения перемещений.

Подставив в полученное уравнение численные координаты участков шпиндельного узла, рассчитывали перемещения и углы поворота (рис. 2, 3).

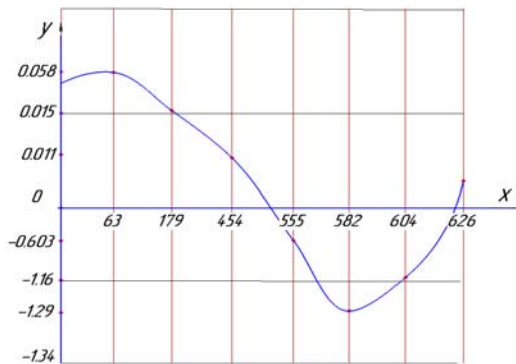


Рис. 2. График перемещения шпинделя

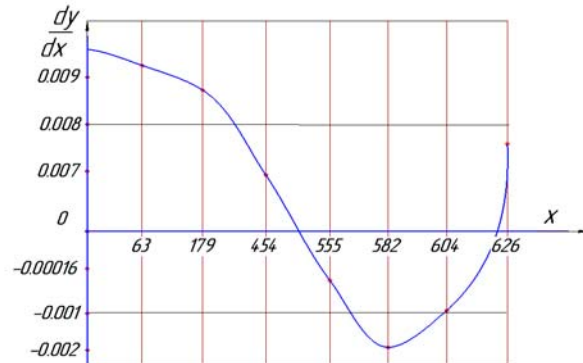


Рис. 3. График углов поворота шпинделя

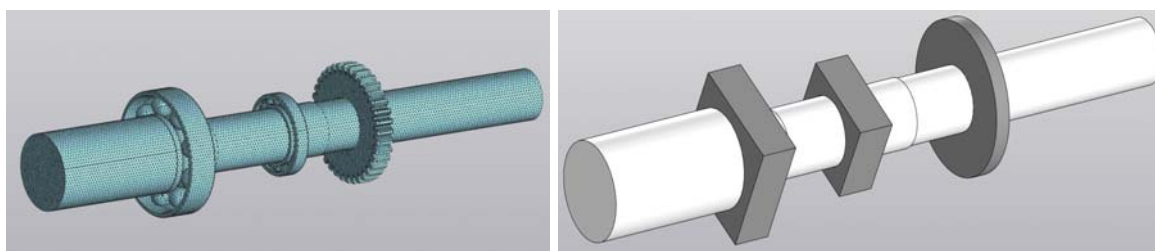
Виброустойчивость оценивали по критической частоте вращения:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_1 y_i^2}} = 79,44 \text{ с}^{-1},$$

где m_i , y_i – соответственно массы и перемещения участков шпинделя.

Для рассматриваемого шпинделя критическая частота $n_{кр} = \frac{\omega_{кр} \cdot 30}{\pi} = 2006$ об/мин.

Для более детального определения напряженно-деформированного состояния была построена 3D-модель узла (рис. 4).



а)

б)

Рис. 4. 3D-модель шпиндельного узла (а) и ее упрощенный вариант (б)

Результаты расчетов приведены на рис. 5.

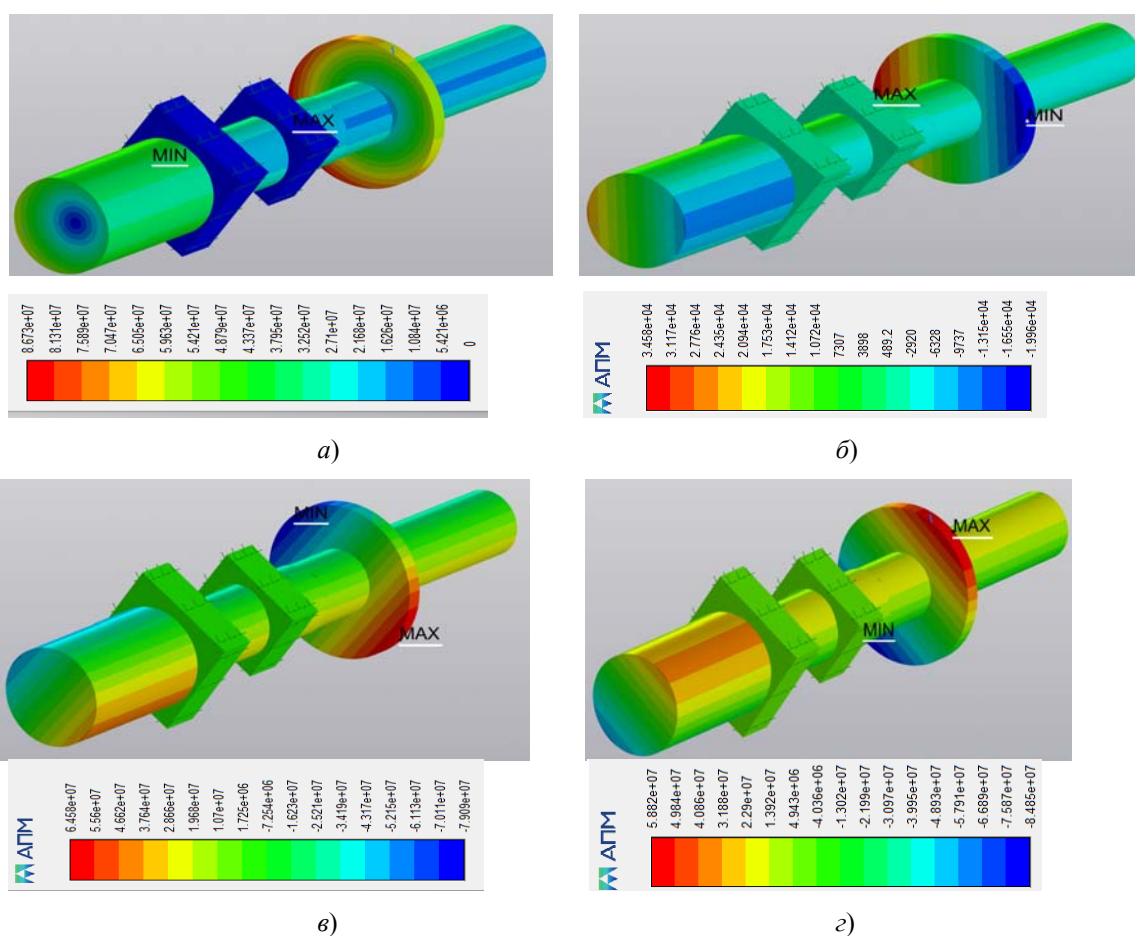


Рис. 5. Картины распределений перемещений в шпиндельном узле:
а – эквивалентные; б – по оси OX ; в – по оси OY ; г – по оси OZ

Полученные результаты позволяют установить оптимальные режимы резания и использовать их при конструировании шпиндельных узлов.

Литература

1. Михайлов, М. И. Сборный металлорежущий механизированный инструмент: Ресурсосберегающие модели и конструкции / М. И. Михайлов ; под ред. Ю. М. Плещачевского. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 339 с. : ил.

2. Новиков, О. А. Достижение заданной точности торцового фрезерования с максимальной производительностью : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / О. А. Новиков ; Ин-т нефтехим. и газовой пром-сти. – М., 1982. – 24 с.
3. Хаец, Г. Л. Сборный твердосплавный инструмент / Г. Л. Хаец. – М. : Машиностроение, 1989. – 89 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ БАЗИРОВАНИЯ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ БЛОКОВ НА ИХ СТАТИЧЕСКУЮ И ДИНАМИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ

В. С. Акулич

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель М. И. Михайлов

Процесс резания всегда сопровождается вибрациями, которые передаются на инструментальный блок. Точность обработки и качество обработанной поверхности зависит от виброустойчивости инструментального блока. Исследованию статической и динамической точности при растачивании посвящено большое количество работ [1], [2].

Цель работы – установление влияния условий базирования инструментальных блоков на их статическую и динамическую точность.

Статический расчет и расчет собственных частот различных конструктивных вариантов базирования оправок на станках ЧПУ выполнялся на виртуальных моделях.

В качестве модели для расчетов будет использована оправка расточного резца, закрепленная в шпинделе.

Первым конструктивным вариантом является базирование оправки в шпинделе станка без применения дополнительных элементов.

Вторым конструктивным вариантом является дополнительное базирование торца оправки на полимерную прокладку на основе эпоксидной смолы. Третьим конструктивным вариантом является дополнительное базирование торца оправки на пакеты тарельчатых пружин.

Все расчеты произведены в программе Компас-3D v20 с применением приложения АРМ FEM.

Таблица 1

Результаты расчета первого и второго вариантов

Показатели	Первый вариант	Второй вариант
Эквивалентное перемещение	