

УДК 621.9.06

О.С. Кроль, доцент, канд. техн. наук,

С.В. Шевченко, доцент, канд. техн. наук

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля,

кв. Молодежный, 20^а, г. Луганск, Украина, 91034

krolos@yandex.ru

ОЦЕНКА ЖЕСТКОСТИ ВАЛА ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА МОДЕЛИ ОЦ200

Разработан комплекс расчетных зависимостей для определения характеристик жесткости вала с двумя консолями и межопорным нагружением, обеспечивающий повышение производительности труда конструктора.

Ключевые слова: жесткость, вал, консоль расчетный формуляр.

Работоспособность конструкций станков определяется уровнем жесткости, от которого зависит и точность и виброустойчивость валов и, шпинделей. Эффективность процесса проектирования валов по критерию жесткости увеличивается при наличии расчетных зависимостей, номограмм, математических моделей конструкций. Вместе с тем в литературе имеется ограниченное число расчетных схем двухопорных валов. Так, в работе по расчету валов на ЭВМ [1] представлена программа VAL для проверочных расчетов девяти основных расчетных схем двухопорных валов. Для каждой расчетной схемы выполняются вычисления реакций опор, значения изгибающих и вращающих моментов в 5-7 сечениях для построения эпюр; производятся расчеты на статическую прочность и сопротивление усталости в трех опасных сечениях, а также расчеты на жесткость в 5-7 сечениях.

По конструкции металлорежущие станки (МРС) с ЧПУ существенно отличаются от МРС универсальных наличием, как специфических узлов, так и принципом их построения, суть которого состоит в отсутствии "жестких" кинематических связей между узлами станка, обеспечивающих кинематику формообразования [2]. Эта особенность МРС с ЧПУ связана с построением таких механизмов, как механизмы смены инструмента и заготовок. Вместе с тем, широкое внедрение современных обрабатывающих центров, приводит к появлению новых конструктивных схем валов приводов, а следовательно и новых расчетных зависимостей, определяющих жесткость. В связи с этим построение комплекса расчетных зависимостей для экспресс-определения основных характеристик жесткости является актуальной задачей

Целью данной статьи является повышения производительности труда конструктора за счет формирования расчетных формуляров, определяющих жесткость двухопорных валов с двумя консолями

Рассмотрим схему выходного вала обрабатывающего центра ОЦ200, которая представляет собой двухопорную балку с двумя консолями. Несмотря на сходство с расчетной схемой № 2 [1] существует различие в характере нагружения (наличие системы сил в межопорном пролете), что не позволяет напрямую использовать комплекс расчетов VAL1 [1] и предложенные расчетные формулы для определения характеристик жесткости валов.

В данной работе разработаны расчетные формуляры для определения уровня деформации: перемещений и углов поворота в характерных сечениях выходного вала ОЦ200.

Особенность конструкции выходного вала, соединенного через зубчатую муфту со шпинделем, определяется необходимостью регулирования с *постоянно максимально допустимым моментом*. При этом частота вращения регулируется вниз от номинала, и диапазон регулирования может быть $D_m = \text{const} = 1 : 20$. Однако в МС этот диапазон может быть увеличен, что связано с необходимостью точного позиционирования шпинделя станка при смене инструмента. Привод (вращения) шпинделя в этом случае переключается на малую "ползучую" скорость, при которой обеспечивается высокая точность остановки шпинделя по углу.

Для определения координаты положения и обеспечения точности позиционирования в кинематической цепи управления используются датчики обратной связи. Наибольшее распространение нашли датчики угла (круговые датчики) ROD 700 фирмы HEIDENHAIN, которые основаны на оптоэлектронном методе считывания. Эти датчики характеризуются точностью системы, которая составляет $\pm 2''$ и рекомендуемым шагом измерения – $0,0001^0$.

В типичном представителе многоцелевого станка фрезерно-сверлильно-расточного типа модели ОЦ200 кинематическая связь: шпиндель – выходной вал привода – датчик обратной связи ROD 700, реализуется в виде передачи зубчатым ремнем 38:38 консольного типа (рисунок 1). На выходной полый вал коробки скоростей II вращающий момент передается от двигателя постоянного тока 4ПФ112М через зубчатую ременную передачу 18:25 и прямозубую зубчатую передачу 30:60. От выходного вала вращающий момент передается через зубчатую муфту на шпиндель. Дополнительная кинематическая цепочка связывает выходной вал через зубчатую ременную передачу 38:38 с датчиком обратной связи ROD 700.

Расчетная схема вала II представлена на рисунке 2.

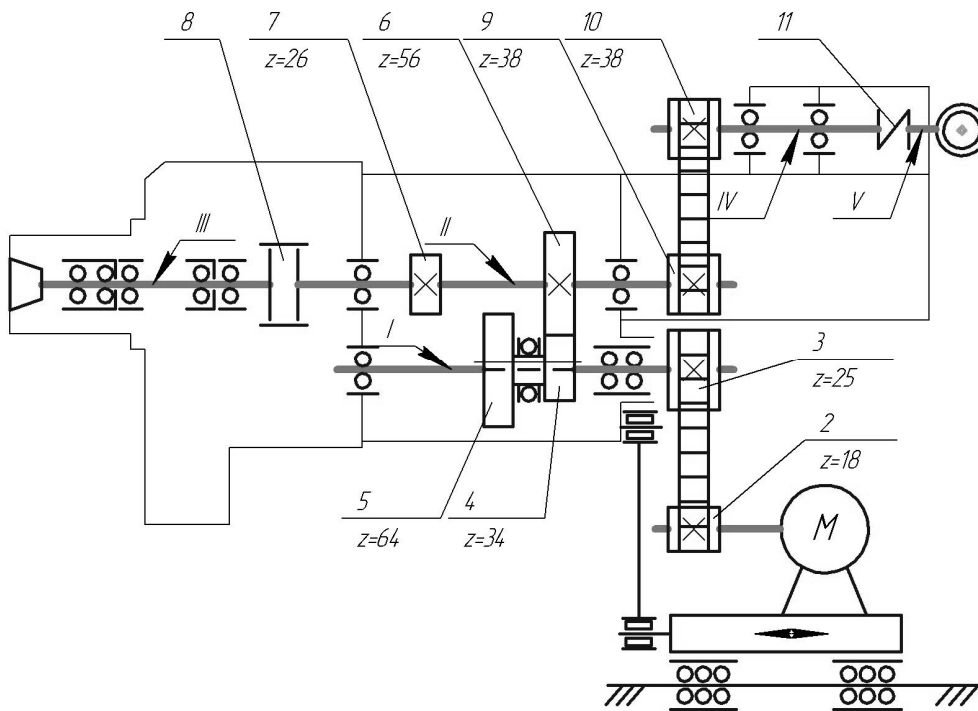


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода

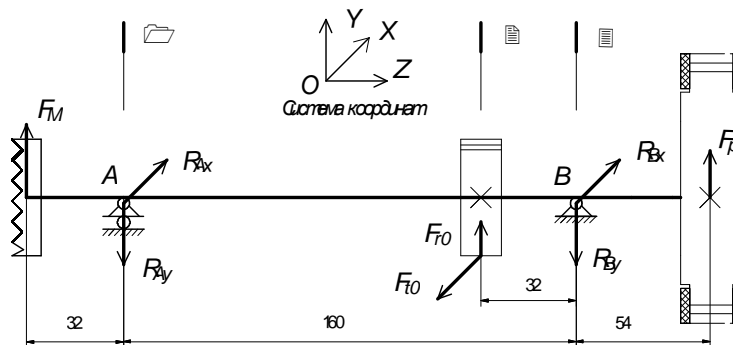
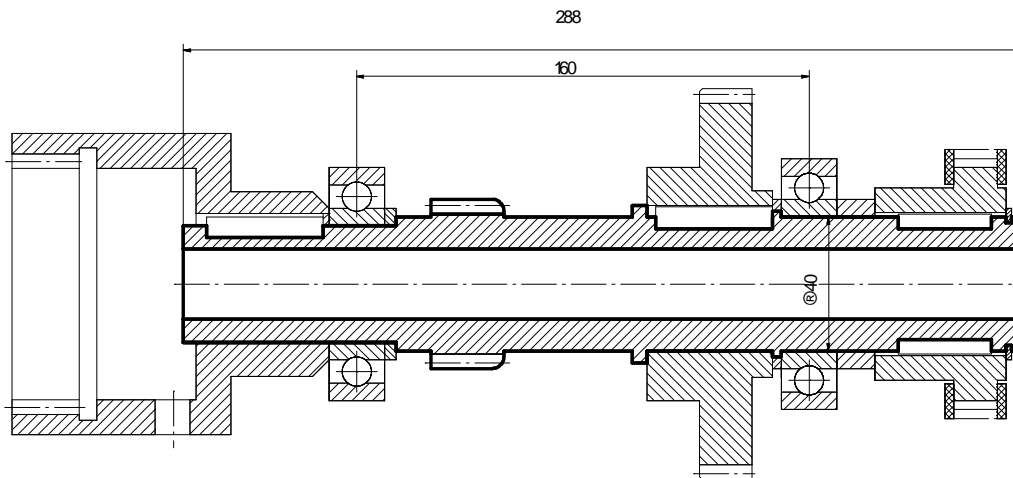


Рисунок 2 – Эскиз и расчетная схема вала II

Для оценки жесткости выходного вала разработаны расчетные формуляры для определения уровня деформации: перемещений и углов поворота в характерных сечениях вала. Для рассматриваемой расчетной схемы выполнен следующий комплекс вычислений: определены реакции опор; вычислены значения изгибающих и вращающих моментов для построения эпюр; произведены расчеты по критерию жесткости.

Система сил, действующих на вал, включает [3]:

- F_M – сила на муфте: $F_M = (0,15 \dots 0,2) \cdot F$, где $F = 2 \cdot T_2 / d$, $d = m \cdot z$ – делительный диаметр на муфте;
- F_P – сила давления ремня на вал (определяется из расчета ременной передачи);
- F_{t0} , F_{r0} – проекции окружной и радиальной сил в зубчатом колесе на оси X и Z.

При нагружении рассмотренной выше системой сил упругая линия вала в плоскости $X = 0$ приобретает вид, представленный на рисунке 3.

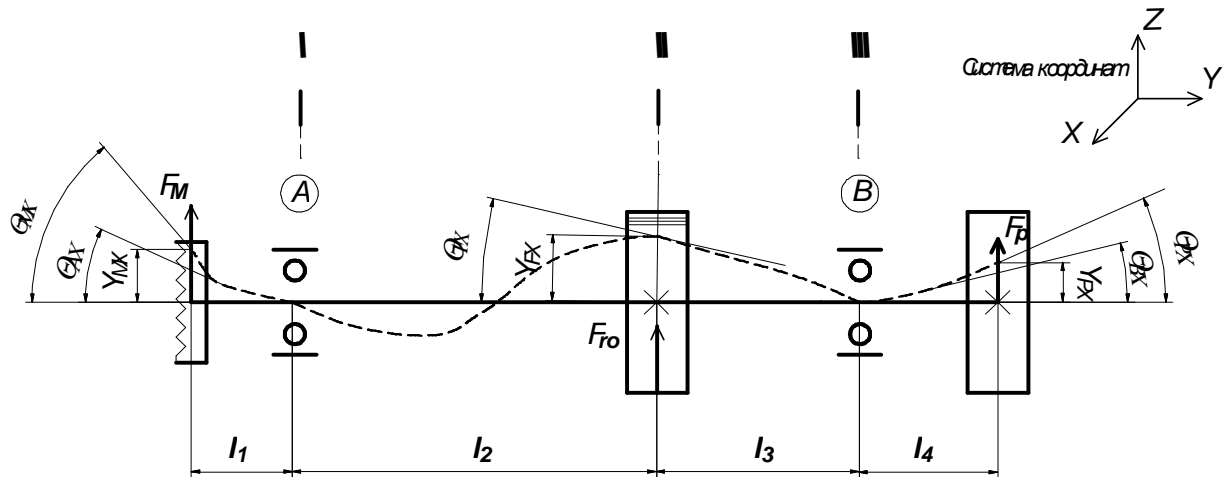


Рисунок 3 – Схема нагружения вала в плоскости $X = 0$

В этом случае расчетный формуляр для определения характеристик жесткости: перемещение Y , мм и угла поворота θ , рад представлен в аналитическом виде:

$$\theta_{AX} = \frac{1}{3EJ} \cdot \left[(l_2 + l_3) \cdot \left(F_M l_1 + \frac{F_P l_4}{2} \right) - \frac{F_{r0} l_2 l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{2 \cdot (l_2 + l_3)} \right];$$

$$\theta_{BX} = \frac{1}{3EJ} \cdot \left[-(l_2 + l_3) \cdot \left(F_P l_4 + \frac{F_M l_1}{2} \right) - \frac{F_{r0} l_2 l_3 \cdot (2l_2 + l_3)}{2 \cdot (l_2 + l_3)} \right];$$

$$Y_{MX} = l_1 \cdot \left(\frac{F_M \cdot l_1^2}{3EJ} + \theta_{AX} \right);$$

$$Y_{PX} = l_4 \cdot \left(\frac{F_P \cdot l_4^2}{3EJ} + \theta_{BX} \right);$$

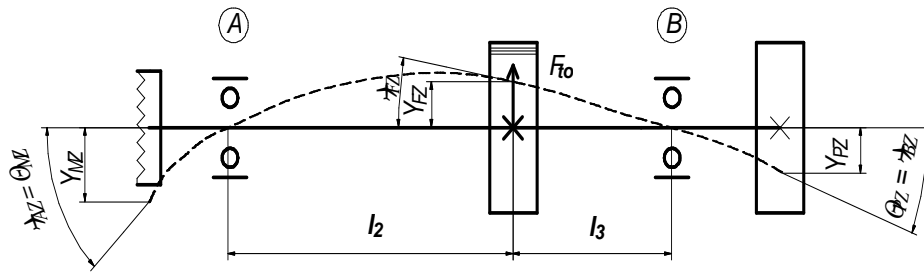
$$Y_{FX} = \frac{F_{r0} l_2^2 l_3^2}{3EJ \cdot (l_2 + l_3)} - \frac{F_P l_4 l_2 l_3 \cdot (2l_2 + l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)} - \frac{F_M l_1 l_2 l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)};$$

$$\theta_{MX} = \frac{1}{6EJ} \cdot \left[F_M l_1 \cdot [2(l_2 + l_3) + 3l_1] + F_P l_4 \cdot (l_2 + l_3) - \frac{F_{r0} l_2 l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{(l_2 + l_3)} \right];$$

$$\theta_{FX} = \frac{2F_{r0} l_2 l_3 \cdot (l_2 - l_3) - F_P l_4 \cdot [3l_2^2 - (l_2 + l_3)^2] - F_M l_1 \cdot [3l_3^2 - (l_2 + l_3)^2]}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)};$$

$$\theta_{PX} = \frac{1}{6EJ} \cdot \left[\frac{F_{r0} l_2 l_3 \cdot (2l_2 + l_3)}{l_2 + l_3} - F_P l_4 \cdot [2(l_2 + l_3) + 3l_4] - F_M l_1 \cdot (l_2 + l_3) \right].$$

Аналогичным образом сформирована расчетная схема (рисунок 4) и построен расчетный формуляр в плоскости $Z=0$.

Рисунок 4 – Схема нагружения вала в плоскости $Z = 0$

$$\theta_{AZ} = \frac{-F_{r0}l_2l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)}; \quad \theta_{BZ} = \frac{-F_{r0}l_2l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)};$$

$$Y_{MZ} = -l_1\theta_{AZ}; \quad \theta_{MZ} = \frac{-F_{r0}l_2l_3 \cdot (l_2 + 2l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)};$$

$$\theta_{PZ} = \frac{F_{r0}l_2l_3 \cdot (2l_2 + l_3)}{6EJ \cdot (l_2 + l_3)}; \quad \theta_{FZ} = \frac{F_{r0}l_2l_3 \cdot (l_2 - l_3)}{3EJ \cdot (l_2 + l_3)};$$

$$Y_{PZ} = -l_4\theta_{BZ}; \quad Y_{FZ} = \frac{F_{r0}l_2^2l_3^2}{3EJ \cdot (l_2 + l_3)}.$$

Выводы.

1. Конструктивные особенности программно-управляемых обрабатывающих центров предопределяют появление новых расчетных схем валов и шпинделей, работоспособность которых определяются критерием жесткости.

2. Разработан комплекс расчетных зависимостей для определения характеристик жесткости вала с двумя консолями и межопорным нагружением, обеспечивающий повышение производительности труда конструктора.

Библиографический список использованной литературы

1. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: учебное пособие для вузов / О.В. Таратынов [и др.]. — М.: МГИУ, 2002. — 384 с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.Н. Решетов [и др.]. — М.: Высш. шк., 1985. — 368 с.
3. Шевченко С.В. Детали машин. Расчёты, конструирование, задачи: учебное пособие / С.В. Шевченко. — К.: Кондор, 2008. — 492 с.

Поступила в редакцию 19.03.2013 г.

Кроль О.С., Шевченко С.В. Оцінка жорсткості вала обробного центру моделі ОЦ200

Розроблено комплекс розрахункових залежностей для визначення характеристик жорсткості вала з двома консолями та між опорним навантаженням, яке забезпечує підвищення продуктивності праці конструктора.

Ключові слова: жорсткість, вал, консоль, розрахунковий формуляр.

Krol O.S., Shevchenko S. V. Estimation stiffness for shaft of machining centre of the OTS200 model

The complex of calculate dependences is developed for definition of characteristics of rigidity of a shaft with two consoles and the interbasic loading, providing increase of labor productivity of the designer.

Keywords: rigidity, shaft, console, calculate form.