

АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ НАСАДОК АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

А. А. Астапович, А. А. Калиновский

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

Научный руководитель М. И. Михайлов

Точность многошпиндельных насадок зависит от статической податливости и геометрических погрешностей. Для определения статической точности многошпиндельной насадки, необходимо произвести расчет жесткости шпиндельного узла. При этом в рассматриваемой насадке находили наиболее нагруженный шпиндельный вал и производили его уточненный расчет. Расчетная схема представлена на рис. 1

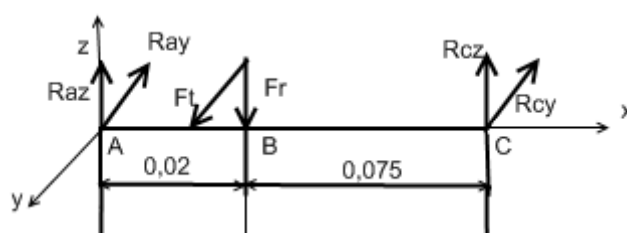


Рис. 1. Расчетная схема

На податливость узла оказывает влияние податливость передней опоры и тела шпинделя. Жесткость опоры с шариковым радиально-упорным подшипником определялась по формуле

$$j_a = 1,5 C^{\frac{2}{3}} F_n^{\frac{1}{3}} \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right),$$

где

$$C = 10^5 z \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1,25 d_{ш}}.$$

Статическое перемещение шпиндельного узла определяли по формуле

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm Q \left[\frac{j_B (l+a) - j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2 l)}{3EI_2 l} \right],$$

где δ_1 – перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя; δ_2 – перемещение, вызванное податливостью опор.

Геометрическая точность межосевого расстояния определяется точностью расстояния между осями отверстий корпусной детали, отклонением от соосности наружных колец подшипников качения, зазорами между наружными кольцами подшипников и стенками отверстий в корпусе и др.

В качестве исходного размера выбирали расстояние между осями вращения валов в средней плоскости зубчатых колес $B\Delta = B\Sigma$.

В качестве составляющих звеньев: B1 и B6 – отклонения от соосности наружных колец подшипников одного вала; B12 и B17 – отклонения от соосности наружных колец подшипников другого вала; B2 и B7 – смещение осей наружных колец подшипников одного вала в пределах посадочного зазора в отверстии блока; B13 и B18 – то же, в отверстии блока подшипников другого вала; B3 и B8 – зазор в сопряжении штифтов и блоков одного вала; B14 и B19 – зазор в сопряжении штифтов и блоков другого вала; B4 и B9 – зазор в сопряжении штифтов и плиты одного вала; B15 и B20 – зазор в сопряжении штифтов и плиты другого вала; B11 – расстояние между осями отверстий блоков; B5, B10, B16 и B21 – смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников, вызванные наличием зазоров в подшипниках.

B11 – скалярная величина.

B1, B6, B12 и B17 – векторные величины.

Размеры B2, B7, B13, B18, B3, B8, B14, B19, B4, B9, B15, B20, B5, B10, B16 и B21 относятся к сопряжениям с зазором, полностью выбираемыми в определенном направлении действующими на опоры валов силами.

Для определения углов между плоскостью, в которой расположены валы, и направлением действия сил на опоры валов применим по свертке привода.

Коэффициенты приведения влияющих размеров в сопряжении с зазором определяются с учетом направления выборки зазоров. Силы, действующие на опоры 1 и 2, уменьшают межосевое расстояние, а силы, действующие на опоры 3 и 4, увеличивают его.

$\xi_9 := 1,0$ – коэффициент приведения размера B11;

$$\xi_2 := \frac{-13}{L} \cos(\beta_1) \quad \xi_3 := \frac{-13}{L} \cos(\beta_1) \quad \xi_4 := \frac{-l_3}{L} \cos(\beta_1) \quad \xi_5 := \frac{-13}{L} \cos(\beta_1);$$

$$\xi_7 := \frac{-12}{L} \cos(\beta_2) \quad \xi_8 := \frac{-12}{L} \cos(\beta_2) \quad \xi_9 := \frac{-12}{L} \cos(\beta_2) \quad \xi_{10} := \frac{-12}{L} \cos(\beta_2);$$

$$\xi_{13} := \frac{14}{L} \cos(\beta_3) \quad \xi_{14} := \frac{14}{L} \cos(\beta_3) \quad \xi_{15} := \frac{14}{L} \cos(\beta_3) \quad \xi_{16} := \frac{14}{L} \cos(\beta_3);$$

$$\xi_{17} := \frac{15}{L} \cos(\beta_4) \quad \xi_{18} := \frac{15}{L} \cos(\beta_4) \quad \xi_{19} := \frac{15}{L} \cos(\beta_4) \quad \xi_{20} := \frac{15}{L} \cos(\beta_4),$$

где 12–15 – расстояния от опор до середины венцов зубчатых колес; L – расстояние между опорами.

Допуск на расположение осей отверстий блоков:

$$T_{11} := \frac{1}{K_{11}} \sqrt{K\Delta^2 \cdot T\Delta^2 - (K\Delta v T\Delta v)^2 - (K\Delta z T\Delta z)^2 - (K\Delta f T\Delta f)^2}.$$

Характеристика исходного размера:

$$T\Delta := 0.2 \text{ мм} \quad em\Delta := 0;$$

$$K\Delta := 1.0 \quad K_{11} := 1.2.$$

Сумма характеристик рассеивания векторных величин:

$$(K\Delta v T\Delta v) := \sqrt{0,75^2(\xi 1^2 \cdot T1^2 + \xi 12^2 \cdot T12^2 + \xi 6^2 \cdot T6^2 + \xi 17^2 \cdot T17^2)}.$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором:

$$(K\Delta z T\Delta z) := \sqrt{\frac{1}{4} \left[\left[K^2(\xi^2)(Ta1^2 + Tb1^2 + Ta2^2 + Tb2^2) + (\xi z^2) \right] Tz^2 \right]}.$$

Суммарная характеристика сопряжений под действием сил

$$M\Delta f := \left(emf + \alpha f \frac{Tf}{2} \right) (\xi f + y1 + y2).$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений под действием сил:

$$(K\Delta f T\Delta f) := \sqrt{K^2 \cdot Tf^2 (y1^2 + y2^2)}.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором:

$$M\Delta z := \frac{1}{2} \left[\sum_i \left[(\xi i) \left[\left(em_{ai} + \alpha_{ai} \frac{T_{ai}}{2} \right) - \left(em_{bi} + \alpha_{bi} \frac{T_{bi}}{2} \right) \right] \right] \right];$$

$$\alpha a := -0.1 \quad emb1 := -0.0075;$$

$$\alpha b := 0.1 \quad emb2 := -0.0045.$$

Подставляя полученные данные в расчетную формулу, определим допуск размера Б11:

$$T11 := \frac{1}{K11} \sqrt{K\Delta^2 \cdot T\Delta^2 - (K\Delta v T\Delta v)^2 - (K\Delta z T\Delta z)^2 - (K\Delta f T\Delta f)^2}.$$

Найдем предельные расчетные отклонения размера Б11, имея в виду, что:

$$em11 := -(M\Delta f + M\Delta z);$$

$$es11 := em11 + 0.5 \cdot T11 = 0.077 \text{ мм};$$

$$ei11 := em11 - 0.5 \cdot T11 = -0.087 \text{ мм}.$$

Таким образом, Б11 $\frac{0.077}{-0.087}$ мм.

Приведенная методика позволяет определить точность шпиндельного узла с учетом геометрических и статических погрешностей.