

В.В.КУЛЕШОВ, Г.В.ТИЛИГУЗОВ,
канд.техн.наук (ИНДМАШ
АН БССР), Е.С.ЯЦУРА,
канд.техн.наук (БПИ)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ
УЗЛОВ ДЛЯ СКОРОСТНОГО ШЛИФОВАНИЯ**

В процессе создания различных моделей бесцентровошлифовальных станков гаммы "Е", обеспечивающих скорость резания до 60 м/с, возник ряд принципиально новых требований к шпиндельным узлам, которые в станках гаммы "М" выполнялись на базе подшипниковых опор типа ЛОН-34 для условий обработки на скоростях резания до 35 м/с.

Для шпиндельного узла на гидродинамических опорах с расчетной схемой, приведенной на рис. 1, решалась трехкоординатная пространственная задача. Вал шпинделя рассматривался в виде двухконсольной балки на упругих опорах с вязким демпфированием, распределенными и сосредоточенными массами, нагруженной внешними нагрузками и силами инерции вращающихся масс. В модели учтено количество и пространственное расположение опорных сегментов, а также силы, обусловленные упругостью стыков между валом и каждым сегментом. В качестве расчетных величин, характеризующих точность вращения шпинделя, приняты амплитуды x и y колебаний центрирующей шейки шпинделя в двух координатах (точка O_1 на рис. 1). Изгиб консолей вала в модели не учитывался, так как в реальных шпиндельных узлах он незначителен по сравнению с межопорным изгибом.

Все силы, действующие на вал шпинделя, приведены к точкам B_1 , B_2 и описываются в двух координатных плоскостях следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \Phi_{1x} = & (m_1 a + m_{01} \frac{k_1}{2}) \ddot{x}' - (m_1 + m_{01}) \ddot{x} - \frac{k_1}{2} m_{01} \omega^2 x' - \\ & - \frac{3}{2} h \dot{x} - \frac{3}{2} Cx + m_1 \omega^2 e \cos(\omega t) + m_1 g; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{1y} = & (m_1 a + m_{01} \frac{k_1}{2}) \ddot{y}' - (m_1 + m_{01}) \ddot{y} - \frac{k_1}{2} m_{01} \omega^2 y' - \\ & - \frac{3}{2} h \dot{y} - \frac{3}{2} Cy + a_1 \cos(\omega_1 t) + b_1 \sin(\omega t) + m_1 \omega^2 e \sin(\omega t); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{2x} = & -(m_2 d + m_{02} \frac{k_2}{2}) \ddot{x}'(\xi, t) - (m_2 + m_{02}) \ddot{x}(\xi, t) + \\ & + \frac{k_2}{2} m_{02} \omega^2 x'(\xi, t) + a_2 \cos(\omega_2 t) + b_2 \sin(\omega_2 t) + m_2 g - \\ & - \frac{3}{2} Cx - \frac{3}{2} h \dot{x}; \end{aligned} \quad (3)$$

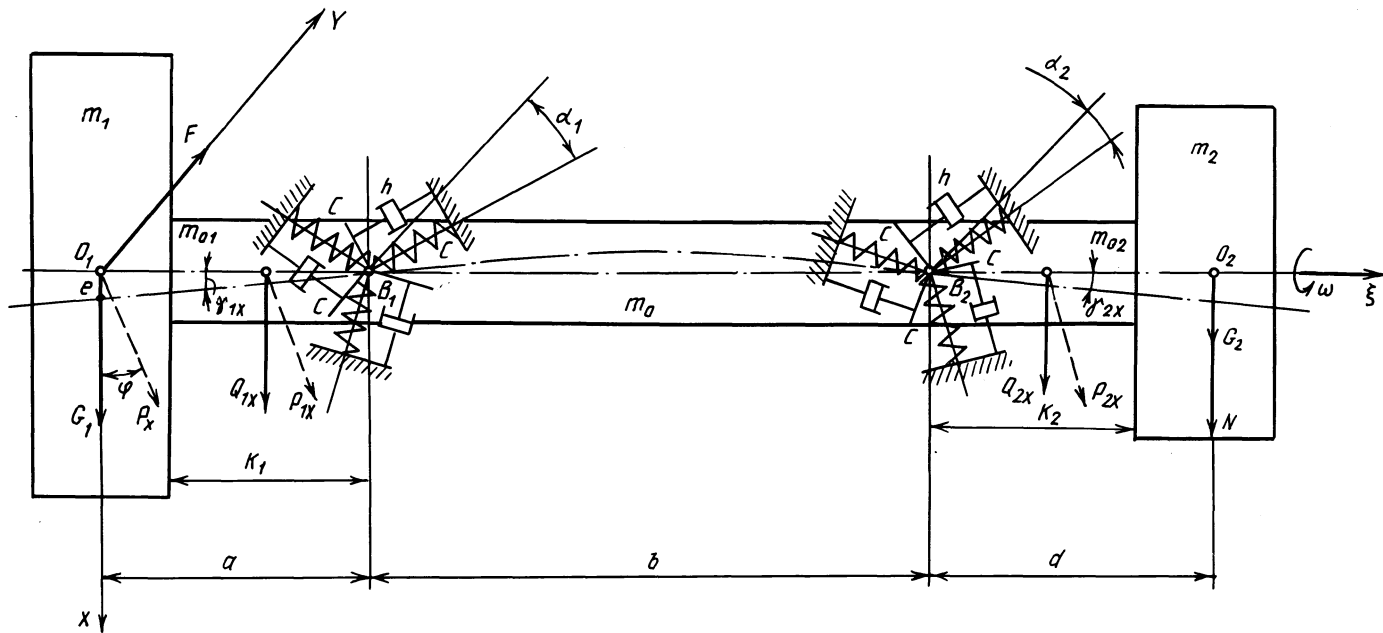


Рис. 1. Расчетная схема шпиндельного узла:

e — эксцентриситет круга; a, b, d, k_1, k_2 — длины отдельных участков вала; $m_0, m_1, m_{01}, m_2, m_{02}$ — массы участков шпинделя; γ_{1x}, γ_{2x} — углы изгиба оси вала; φ — угол наклона вектора силы дисбаланса к оси OX ; α_1, α_2 — углы между осью OY и первым сегментом подшипника соответственно в передней и задней опорах; C, h — обобщенные коэффициенты жесткости и демпфирования сегмента подшипника; G_1, G_2 — вес шлифовального круга и шкива; $P_x, P_y, P_{1x}, P_{1y}, P_{2x}, P_{2y}$ — центробежные силы, вызванные дисбалансом соответствующих частей шпинделя вдоль осей OX и OY ; $R_{1x}, R_{1y}, R_{2x}, R_{2y}, Q_{1x}, Q_{1y}, Q_{2x}, Q_{2y}$ — силы инерции частей шпинделя вдоль осей OX и OY ; F — нагрузка; N — натяжение ремня; ω — угловая скорость

$$\begin{aligned} \Phi_{2y} = & -(m_2 d + m_{02} \frac{k_2}{2}) \ddot{y}'(\xi, t) - (m_2 + m_{02}) \dot{y}'(\xi, t) + \\ & + \frac{k_2}{2} m_{02} \omega^2 y'(\xi, t) - \frac{3}{2} C y - \frac{3}{2} h \dot{y}. \end{aligned} \quad (4)$$

В таком виде задача сводится к рассмотрению шарнирно закрепленного на концах упругого вала $B_1 - B_2$ с действующими в опорах силами, представленными в виде выражений (1)...(4). Колебания такого вала в двух плоскостях могут быть описаны уравнениями упругой линии в частных производных [4]:

$$\frac{\partial^4 x(\xi, t)}{\partial \xi^4} + \frac{m_0}{bEI} \frac{\partial^2 x(\xi, t)}{\partial t^2} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{\partial^4 y(\xi, t)}{\partial \xi^4} + \frac{m_0}{bEI} \frac{\partial^2 y(\xi, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (6)$$

где $x(\xi, t)$, $y(\xi, t)$ – функции, описывающие линию прогиба вала соответственно в плоскостях $\xi O_1 X$, $\xi O_1 Y$; E – модуль упругости материала вала; I – момент инерции поперечного сечения вала.

С учетом условий закрепления концов вала граничные условия имеют следующее выражение:

при $\xi = 0$

$$EI \frac{\partial^3 x(0, t)}{\partial \xi^3} = \Phi_{1x}; \quad EI \frac{\partial^3 y(0, t)}{\partial \xi^3} = \Phi_{1y}; \quad (7)$$

$$EI \frac{\partial^2 x(0, t)}{\partial \xi^2} = M_{1x}; \quad EI \frac{\partial^2 y(0, t)}{\partial \xi^2} = M_{1y}; \quad (8)$$

при $\xi = b' = a + b$

$$EI \frac{\partial^3 x(b', t)}{\partial \xi^3} = \Phi_{2x}; \quad EI \frac{\partial^3 y(b', t)}{\partial \xi^3} = \Phi_{2y}; \quad (9)$$

$$EI \frac{\partial^2 x(b', t)}{\partial \xi^2} = M_{2x}; \quad EI \frac{\partial^2 y(b', t)}{\partial \xi^2} = M_{2y}, \quad (10)$$

где M_{1x} , M_{1y} , M_{2x} , M_{2y} – операторы приведенных моментов в точках B_1 и B_2 .

Решение уравнений (5), (6) в разработанной модели производится по отдельным составляющим:

$$x = x_1 + x_2 + x_3; \quad y = y_1 + y_2.$$

Значения этих отдельных составляющих, например в плоскости $\xi O_1 X$, определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} x_1 = & [C_1 e^{P\xi} + C_2 e^{-P\xi} + C_3 \cos(P\xi) + C_4 \sin(P\xi)] \cos(\omega t) + \\ & + [C_5 e^{P\xi} + C_6 e^{-P\xi} + C_7 \cos(P\xi) + C_8 \sin(P\xi)] \sin(\omega t); \end{aligned}$$

$$x_2 = [C_1 e^{P_2 \xi} + C_2 e^{-P_2 \xi} + C_3 \cos(P_2 \xi) + C_4 \sin(P_2 \xi)] \cos(\omega t) + \\ + [C_5 e^{P_2 \xi} + C_6 e^{-P_2 \xi} + C_7 \cos(P_2 \xi) + C_8 \sin(P_2 \xi)] \sin(\omega t);$$

$$x_3 = C_0 + C_1 \xi + C_2 \xi^2 + C_3 \xi^3,$$

где C_1, \dots, C_8 – константы, определяемые из граничных условий (7) ... (10).

Перемещения точки O_1 вала шпинделя по двум координатам рассчитываются с учетом длины консоли:

$$x_{01} = x(0, t) - ax'(0, t); \quad y_{01} = y(0, t) - ay'(0, t).$$

Построенная математическая модель реализована на ЭВМ ЕС-1020 применительно к рабочим характеристикам и конструктивным параметрам шпиндельного узла шлифовального круга бесцентровошлифовального станка мод. 3М184 для скорости резания 60 м/с. Расчетные траектории оси шпинделя приведены на рис. 2 [2]. По степени влияния на точность вращения шпинделя факторы, определяющие виброустойчивость узлов, располагаются следующим образом: частота вращения, изгиб вала шпинделя, дисбаланс вращающихся масс и жесткость опор.

На основании полученных в процессе моделирования на ЭВМ данных разработаны практические рекомендации для проектирования шпиндельных узлов перспективных станков со скоростями резания до 100 м/с.

Одна из предложенных рекомендаций заключается в устранении изгиба вала шпинделя, вызываемого усилением натяжения ременной передачи. Схема разработанного устройства приведена на рис. 3.

Изгибные колебания устраняются следующим образом. За счет разности давлений в полостях гидроцилиндра 7, настраиваемых при помощи напорных клапанов 17 и 18, создается усилие натяжения дополнительной ременной пере-

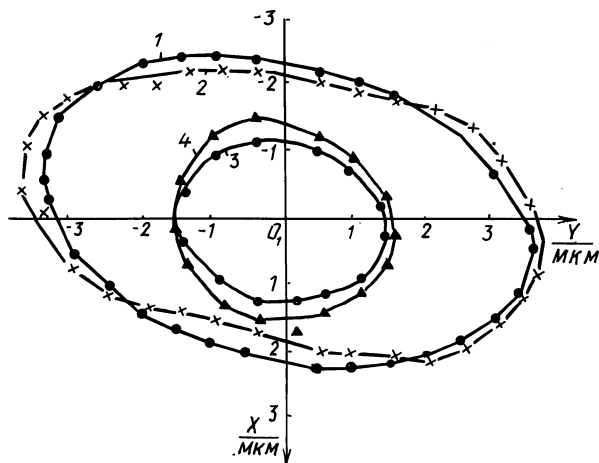


Рис. 2. Траектории оси шпинделя:
1 – расчетная; 2 – экспериментальная; 3 – расчетная при $N = 0$; 4 – экспериментальная при использовании устройства разгрузки

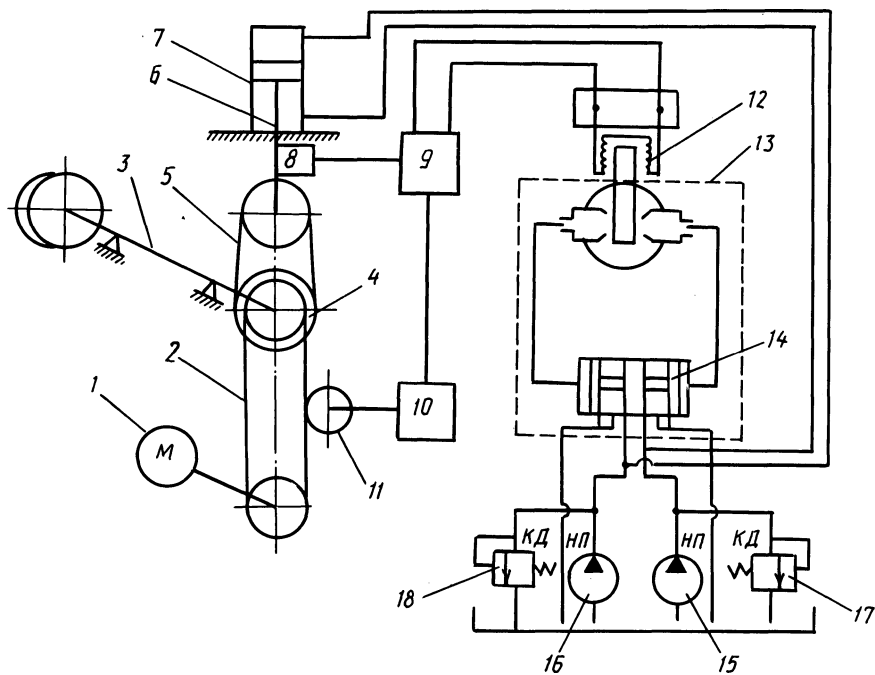


Рис. 3. Гидрокинематическая схема устройства для разгрузки шпинделя:
 1 – электродвигатель; 2, 5 – ременные передачи; 3 – шпиндель; 4 – шкив; 6 – шток поршня; 7 – гидроцилиндр; 8, 10 – силоизмерительные датчики ДСТ-1; 9 – анализатор; 11 – натяжной ролик; 12 – катушка управления; 13 – электрогидравлический усилитель УЭГ.С-40; 14 – следящий золотник; 15, 16 – гидронасосы Г12-2; 17, 18 – напорные клапаны ПБГ 54-24

дачи 5, равное и противоположное по направлению усилию натяжения ременной передачи 2. При работе из-за воздействия различных возмущающих факторов возникают колебания натяжения ременной передачи 2.

Эти колебания через ролик 11 регистрируются датчиком 10 и в виде электрических сигналов подаются на второй вход анализатора 9. На его первый вход поступают электрические сигналы от датчика 8, регистрирующего натяжения ременной передачи 5. При возникновении рассогласования в сигналах анализатор 9 выдает сигнал на систему управления 12 электрогидравлического усилителя 13. Происходит смещение следящего золотника 14, и соответствующим образом изменяется давление в полостях гидроцилиндра 7, за счет чего корректируется усилие натяжения ременной передачи 5.

Сравнительные испытания шпиндельного узла на стендовом оборудовании при скорости резания 60 м/с показали, что устройство разгрузки ременной передачи обеспечивает повышение точности вращения оси шпинделя в 2... 2,5 раза (см. рис. 2, кривые 3 и 4). Незначительное расхождение формы расчетной и экспериментальной траекторий вызвано погрешностью измерений усилия натяжения ременной передачи 2, а также погрешностью обработки в анализаторе 9 электрических сигналов, поступающих от датчиков 7 и 10.

ЛИТЕРАТУРА

1. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. — М., 1959. — 246 с. 2. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. — М., 1972. — 368 с.

УДК 621.9.06:621.833.24

Б.М.РЫВКИН, А.В.БУГАЕВ,
канд.техн.наук, А.Ш.ПРЕЙГЕРЗОН
(МТЗ)

ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ СТАНКОВ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Частотный состав погрешности зубообрабатывающего станка определяется его кинематической схемой (рис. 1), в которую входят конечные передачи люльки и бабки изделия, гитары сменных колес обката и деления, промежуточные пары шестерен. Цепи деления и обкатки связаны между собой дифференциалом, который в зависимости от конструкции станка находится в цепи обкатки постоянно (см. рис. 1) или включается только на время деления. Рассчитанные по уравнению баланса кинематической цепи номера частот погрешности (по отношению к зубцовой), характерные для обработки на различных отечественных станках, приведены в табл. 1.

Можно выделить три характерные группы частот. Две из них связаны с числом обрабатываемых зубьев и числом зубьев производящего колеса. В третьей группе постоянные для конкретного станка частоты спектра зубцовых гармоник. Как видно из таблицы, каждой группе частот соответствует определенный участок, включающий элемент или группу элементов кинематической цепи. Участки 1 и 4 включают соответственно делительную и люлечную пары. Участку 2 соответствуют элементы цепи, находящиеся между входными валами III и VIII (см. рис. 1) гитар обкатки и деления. Поскольку данный участок

Т а б л и ц а 1

Модель станка	Номер участка кинематической цепи станка					
	1	2	3	4	5 6	
					внутри интервала	
5С270П	15/z	1	30/z _{ст}	$\frac{30}{z_{ст}}$, 1	1 — 15/z	1 — 30/z _{ст}
5С280П	96/z	4	240/z _{ст}	$\frac{240}{z_{ст}}$, 1	4 — 96/z	4 — 240/z _{ст}
5А27С4	120/z	2,4	150/z _{ст}	$\frac{300}{z_{ст}}$, 1	4 — 120/z	2 — 150/z _{ст}
5С26Б	15/z	2	30/z _{ст}	$\frac{30}{z_{ст}}$, 1	2 — 15/z	2 — 30/z _{ст}