

УДК 621.9.011:517.962.1

## БАЛАНС ЖЕСТКОСТИ СТОЙКИ ФРЕЗЕРНО-СВЕРЛИЛЬНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА С СИММЕТРИЧНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ШПИНДЕЛЬНОЙ БАБКИ

**В. И. ТУРОМША, С. С. ДОВНАР**

*Учреждение образования «Белорусский национальный технический университет», г. Минск*

**А. С. ТРУСКОВСКИЙ, И. И. ШУМСКИЙ**

*ОАО «Станкостроительный завод «МЗОР», г. Минск, Республика Беларусь*

### Введение

Стойки, как элемент несущей системы, применяются в станках с вертикальным перемещением инструмента. Во фрезерно-сверлильно-расточных станках ОАО «МЗОР» вертикальное перемещение имеет бабка с горизонтально расположенным шпинделем (рис. 1).

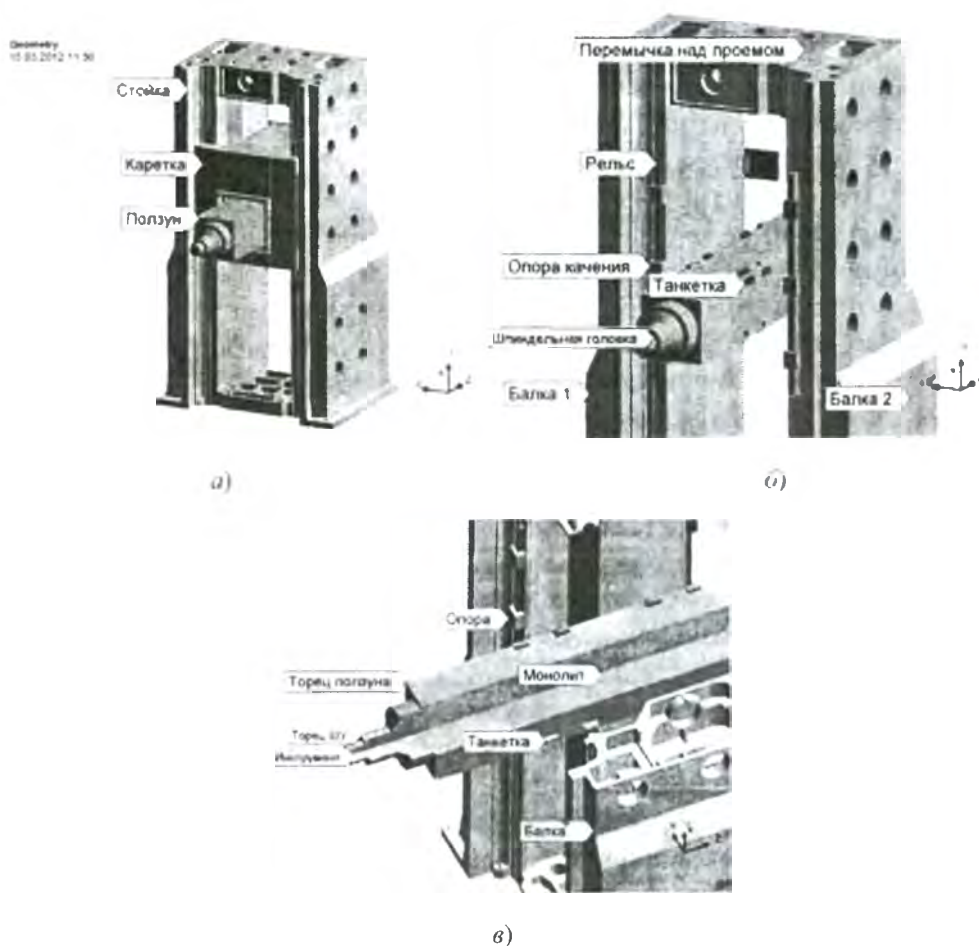


Рис. 1. Стойка фрезерно-сверлильно-расточного станка (а); геометрическая модель сопряженных деталей стойки (каретка не показана) (б); геометрия оребрения балки (в)

К жесткости стоек предъявляются особенно высокие требования, поскольку они подвергаются сложному нагружению с большими крутящими и изгибающими моментами, испытывают искажение контура сечения и работают как консоль без поддержки по длине со стороны основания. При относительно небольшой деформируемой длине стойки существенное влияние на ее работоспособность оказывают касательные напряжения. На жесткость стоек влияет также наличие ребер, перегородок, окон, проемов, направляющих и других конструктивных элементов.

Обычно стойки металлорежущих станков представляют собой тонкостенную балку с замкнутым контуром поперечного сечения и с асимметричным (консольным) креплением шпиндельной бабки на стенке стойки [1]. Особенностью конструкции станка ОАО «МЗОР» (рис. 1, а) является симметричное расположение шпиндельной бабки в проеме стойки, состоящей из двух вертикальных балок (рис. 1, б, балки 1 и 2), соединенных сверху перемычкой. Бабка состоит из каретки и ползуна. Каретка перемещается по вертикальным направляющим стойки, а ползун – по горизонтальным направляющим каретки.

Наличие проема и сложная система внутреннего оребрения полых балок (рис. 1, в) требуют оценки суммарной жесткости стойки и анализа баланса жесткости для обеспечения заданной точности станка. Необходимость решения данной задачи на стадии проектирования станка потребовало применения расчетных методов прогнозирования жесткости.

Аналитический расчет и численно-математическое моделирование стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка позволяют установить процесс ее упругого деформирования при нагружении усилием, имитирующим силы резания. Баланс жесткости отражает степень участия каждого элемента конструкции стойки в суммарном перемещении точки приложения сил.

#### **Исходные данные для расчета и моделирования стойки**

Расчетная модель содержит кроме точной геометрической модели стойки также упрощенные геометрические модели каретки и ползуна (рис. 1). Высота стойки составляет 3850 мм, а длина вертикального перемещения каретки по оси  $Y$  – 2000 мм. Ползун имеет квадратное сечение  $450 \times 450$  мм при длине 2700 мм, а максимальная длина горизонтального перемещения ползуна по оси  $Z$  – 1250 мм.

Каретка и ползун условно были приняты монолитными чугунными деталями. Это необходимо для того, чтобы вывести на первый план деформации именно стойки. Внешние очертания и присоединительные размеры каретки и ползуна при этом выдержаны точно. Ползун включает в себя шпиндельный узел ШУ (рис. 1, в), который также был принят монолитным. Предварительные тесты показали, что монолитный ползун имеет примерно вдвое большую жесткость, чем реальный полый. Собственно ползун заканчивается с левой (рабочей) стороны на отметке «Торец ползуна». Далее идет условно слитый с ним шпиндельный узел.

В передней части ползуна до отметки «Торец ШУ» размещен корпус шпиндельного узла (ШУ) длиной 390 мм (диаметры 200 и 400 мм). Ступень диаметром 100 мм и длиной 110 мм, идущая до отметки «Инструмент», представляет собственно шпиндель с предельно коротким инструментом. Часть модели между отметками «Торец ползуна» и «Инструмент» является образом шпиндельного узла. Это упрощенный объект, интегрированный с ползуном.

Оценка жесткости стойки производилась с учетом жесткости отдельных деталей. Каретка связана со стойкой четырьмя рельсовыми направляющими качения. По ним перемещаются 10 опор качения (далее – «опора»). Ползун связан с охватывающей его кареткой системой роликовых танкеток (всего восемь рядов танкеток, по два ряда на сторону и по четыре танкетки в каждом ряду). Танкетки перемещаются по стальным закаленным планкам.

Данная расчетная модель опор и танкеток реалистично передает повороты каретки относительно стойки и повороты ползуна относительно каретки. В модели стойки приводы подачи в направлениях  $Y$  и  $Z$  не отображаются и проскальзывание в опорах и танкетках заблокировано. Поэтому каретка не может свободно перемещаться по оси  $Y$ , а ползун не может скользить внутри каретки по оси  $Z$ . Их перемещение возможно только через упругие деформации системы деталей стойки.

Настоящая работа ориентирована главным образом на виртуальные испытания станка, включая моделирование с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [3]. Для ускорения компьютерного моделирования и повышения его эффективности использован экспресс метод моделирования подвижных стыков (направляющих качения и др.), особенностью которого является замена тел качения податливым элементом из модельного материала с модулем упругости, при котором жесткость стыка равна заданной (табличной). Это необходимо для выявления элементов конструкции, имеющих повышенные уровни напряжений и деформаций.

Упругие свойства материалов деталей стойки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Моделируемые детали и упругие свойства материалов

Деталь	Материал	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона
Стойка	Чугун	110 000	0,28
Каретка	Чугун	110 000	
Ползун	Чугун	110 000	
	Модельный материал	100 000	
Направляющие качения стойка–каретка и каретка–ползун	Модельный материал	50 000	0,3
		1 000 000	
		25 000	
Остальные детали	Сталь	2 000 000	
Плотность чугуна СЧ 20 – $\rho = 7200 \text{ кг/м}^3$ ; плотность стали – $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$			

Модельные материалы направляющих качения подобраны таким образом, чтобы отдельно взятая опора качения в базовом варианте имела жесткость 3000 Н/мкм, а танкетка – 1200 Н/мкм (близко к значениям по каталогу). Модуль упругости модельного материала составляет в этом случае 1/20 от модуля упругости стали. Варьирование жесткости подвижных стыков производилось также со значениями модуля упругости 1/40 и 1/80 от модуля упругости стали (см. табл. 1).

В базовом варианте, максимально приближенном к реальности, для ползуна использован модельный материал с модулем упругости 100 000 МПа. Кроме того, использовался материал с пониженным в 2 раза модулем упругости и чугун. В реальности изменения жесткости можно достичь изменением толщины стенок отливки или заменой материала детали. Варьирование жесткости элементов от уровня жесткого тела до уровня упругого тела с пониженной жесткостью позволяет установить важность детали в формировании общей жесткости стойки станка и определить чувствительность жесткости стойки к жесткости именно этой детали.

#### Аналитический расчет жесткости стойки

При расчете деформаций стойки в первом приближении влияние диаметра рассчитываемого отверстия на величину упругих перемещений стойки не учитывается и принимается, что сила резания проходит через ось шпинделя [1].

Если ось шпинделя расположена в плоскости симметрии шпиндельной бабки, то при горизонтальном положении расточного резца перемещения инструмента относительно заготовки в результате деформаций стойки можно определить по формулам:

$$f_z = P_z \left( \frac{l_s^3}{3EJ_z} + \kappa_2 \frac{l_s}{GF} + \frac{z_p l_s}{GJ_{кр}} N_1 \right); \quad (1)$$

$$f_y = P_y \left( \frac{z_p^2 l_p}{EJ_y} - \frac{P_x}{P_y} \frac{l_p^2 z_p}{2EJ_x} N_2 \right); \quad (2)$$

$$f_x = P_x \left( \frac{l_p^3}{3EJ_x} \cdot \kappa_1 \frac{l_s}{GF} + \frac{P_y}{P_x} \frac{z_p l_p}{2EJ_x} N_2 \right); \quad (3)$$

где  $f_x, f_y, f_z$  – перемещения точки приложения силы резания относительно заготовки в направлении осей  $X, Y$  и  $Z$ ;  $P_x, P_y, P_z$  – составляющие силы резания в направлении осей  $X, Y$  и  $Z$ ;  $l_s$  – деформируемая длина стойки;  $z_p$  – расстояние от плоскости  $XOY$  до точки приложения силы резания;  $N_1, N_2$  – коэффициенты, учитывающие искажение контура поперечного сечения стойки;  $E, G$  – модули упругости первого и второго рода материала стойки;  $F$  – площадь поперечного сечения стойки;  $J_x, J_z$  – моменты инерции сечения стойки относительно осей  $X$  и  $Z$  при изгибе;  $J_{кр}$  – момент инерции сечения стойки при кручении;  $\kappa_1, \kappa_2$  – коэффициенты распределения сдвига для сечения стойки при изгибе в плоскостях  $YOZ$  и  $XOY$ .

Зависимости (1)–(3) использовались в основном для сравнительного анализа вариантов конструкций стойки и выявления факторов, оказывающих наибольшее влияние на ее жесткость. Они лишь приблизительно, с помощью приведенных параметров, учитывают конструктивное оформление стойки – параметры окон, ребер и перегородок (в том числе их форму и расположение), переменность сечений по длине, наличие закруглений, выступов, впадин и других конструктивных элементов. Упрощенным также является представление действующих на стойку нагрузок и условий закрепления, а также учет влияния жесткости контура поперечного сечения. Поэтому более перспективным и точным методом моделирования базовых деталей станков является компьютерное моделирование с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [2], [3].

#### Анализ нагружения стойки вдоль оси $X$

Стойка полагалась жестко закрепленной по своему основанию. К шпинделю прикладывалась тестовая сила, равная 1000 Н и направленная поочередно вдоль осей  $X, Y$  и  $Z$  станка. Расчетные перемещения можно масштабировать к любому конкретному уровню силы резания, поскольку задача решалась в линейной постановке.

На рис. 2 показаны деформации модели стойки под действием силы  $P_x$ . Деформации отображены с масштабированием (увеличением). Тонкие линии показывают исходное положение деталей. Перемещение на конце шпинделя с инструментом достигает 13,7 мкм, что соответствует жесткости 73 Н/мкм. Это недостаточно для практики, особенно если учесть, что ползун и каретка являются в модели повышено жесткими, а податливость подшипников шпиндельного узла не отражена. Отметка 8,39 мкм соответствует перемещению конца собственно ползуна и жесткости 119 Н/мкм. Этот уровень также не высок, тем более, что он получен при половинном вылете ползуна (600 мм из 1200 мм возможных).

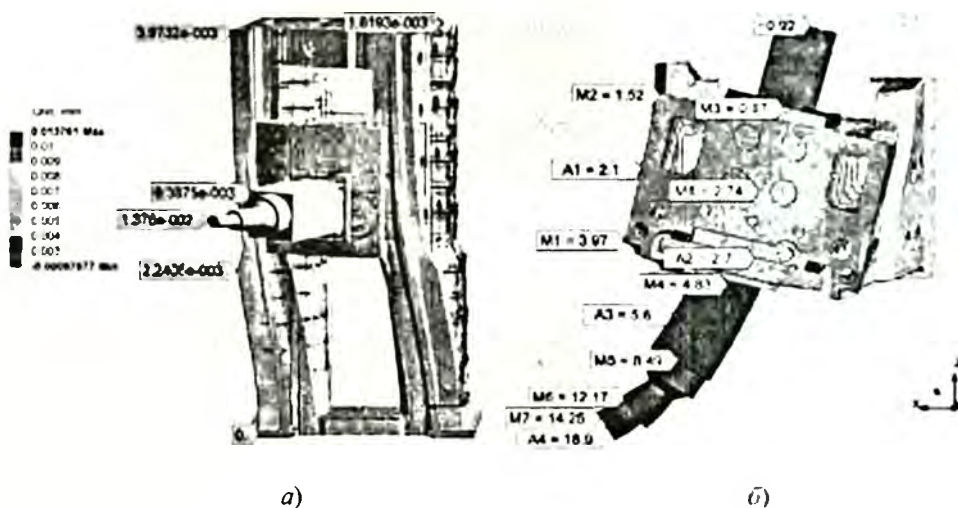


Рис. 2. Изгиб и кручение стойки под действием силы  $P_x$ :

а – вид спереди (величина деформации – в мм); б – вид сверху (M1–M8 – маркеры перемещений по оси X в мкм; A1–A4 – маркеры поворотов вокруг оси Y в  $\times 10^{-6}$  рад)

По мере приближения к каретке перемещение ползуна падает до 4,26 мкм. Примерно такое же перемещение наблюдается в верхнем переднем угле стойки (3,97 мкм). Не обнаруживаются существенные перемещения ползуна внутри каретки и каретки относительно стойки.

На рисунке хорошо заметен изгиб стойки как консольной балки, закрепленной на основании. Выше уровня каретки и ползуна изгибное смещение изменяется слабо. Среднее арифметическое от величин маркеров по верху стойки равно 2,8 мкм. Это оценка вклада изгиба стойки в перемещения анализируемой конструкции. Можно говорить, что в смещении конца шпинделя определенную роль играет мода (способ деформирования) изгиба стойки в плоскости XOY.

На рис. 2, б заметна мода кручения стойки вокруг оси Y. Вместе со стойкой поворачивается по часовой стрелке каретка с ползуном. Присутствует также мода изгиба ползуна со шпиндельным узлом, являющимся консольной балкой, в плоскости XOZ. В то же время отсутствует существенная деформация каретки или ее смещение относительно стойки. Также сравнительно жестко ведут себя опоры качения и танкетки.

Решение на рис. 2 приведено для базового варианта ползуна, выполненного из модельного материала (табл. 1), модуль упругости которого равен половине модуля упругости стали и немного (на 9 %) меньше модуля упругости чугуна СЧ 20. Поэтому перемещения на рис. 2 больше на 4 %, чем для СЧ 20.

Рисунок 2, б предназначен для анализа вкладов разных мод деформации в смещение конца шпинделя и, соответственно, в податливость станка. Маркеры M указывают перемещения по оси X (в мкм) разных точек станка. Маркеры A сообщают о деформационных поворотах ( $\times 10^{-6}$  рад) вокруг оси Y. Принято, что деформационная ситуация в стойке выше каретки практически неизменна по высоте.

Для оценки доли разных мод деформации в итоговом перемещении конца ползуна (маркер M5) рассчитаем углы поворота деталей стойки.

1. Угол поворота (закручивания) стойки (маркер A1) определяется по разности маркеров M1 и M2, отнесенной к расстоянию между ними:

$$\alpha_c = \frac{M1 - M2}{l_{12}} = \frac{(3,97 - 1,52) \cdot 10^{-6}}{1,15} = 2,13 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

2. Угол поворота каретки (маркер А2) рассчитываем аналогично по разности маркеров М4 и М3. Получаем:

$$\alpha = \frac{M4 - M3}{l_4} = \frac{(4,83 - 0,87) \cdot 10^{-6}}{1,45} = 2,73 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

Близость величин А1 и А2 указывает на то, что деформации опор и каретки невелики.

3. Угол поворота рабочей консоли ползуна со шпинделем (маркер А3) определим по маркерам М4 и М5. Расстояние между ними в данном положении ползуна 650 мм. Получим:

$$\alpha_n = \frac{M5 - M4}{l_5} = \frac{(8,49 - 4,83) \cdot 10^{-6}}{0,65} = 5,63 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

Разность между маркерами А3 и А2 велика:

$$\Delta\alpha_{n\kappa} = \alpha_n - \alpha_\kappa = (5,63 - 2,73) \cdot 10^{-6} = 2,9 \cdot 10^{-6} \text{ рад,}$$

т. е. мода изгиба ползуна существенна.

4. Угол поворота хвостовой части ползуна (на рис. 2, б сверху) оценен аналогично (маркеры 0,56 и -0,92 мкм на базе 600 мм) и равен  $\alpha_\kappa = 2,47 \cdot 10^{-6}$  рад. Он весьма близок к углу поворота каретки. Отсюда следует, что деформации роликовых танкеток между кареткой и ползуном незначительны.

5. Угол поворота шпинделя (маркер А4) выявляют маркеры М6 и М7:

$$\alpha_{ш} = \frac{M7 - M6}{l_6} = \frac{(14,25 - 12,17) \cdot 10^{-6}}{0,11} = 18,9 \cdot 10^{-6} \text{ рад}$$

Большая величина А4 по сравнению с А3 говорит о податливости собственно шпиндельного узла.

6. Моду изгиба стойки оценим по среднему арифметическому маркеров М1 и М2. Эта величина  $\delta_c = 2,74$  мкм отмечена маркером М8 на рис. 2, б.

Расчетные значения различных мод деформации деталей стойки приведены в табл. 2. Оценкой моды 1 «Изгиб стойки в плоскости  $XOY$ » принята величина маркера М8 (среднее смещение по  $X$  верха стойки). Мода 2 является собирательной – местные деформации в опорах, танкетках и каретке. Ее величина оценена по разности перемещений каретки (М4) и ближайшего маркера на стойке (М1). Мода 3 «Изгиб ползуна в плоскости  $YOZ$ » характеризуется разностью маркеров М5 – М4, из которой надо вычесть жесткий поворот ползуна вместе с кареткой, равный произведению угла поворота ползуна на длину его консоли –  $A2 \cdot l_{45}$ . Мода 4 «Кручение стойки вокруг оси  $Y$ » равна произведению угла поворота стойки А1 на расстояние между центром стойки М8 и концом ползуна М5.

Такая цепочка приближенных оценок дает перемещение на конце ползуна 8,36 мкм, что всего лишь на 1,6 % отличается от перемещения 8,49 мкм, полученного в ходе расчета с помощью метода конечных элементов.

Итак, при величине подъема каретки 1500 мм и вылета ползуна 600 мм критичным по податливости объектом является стойка. Ее моды кручения и изгиба отвечают за треть деформаций каждая (рис. 3). К ним близка по значимости (23 %) мода консольного изгиба ползуна. Подъем его жесткости также актуален. Повышение же-

сткости опор и кареток не требуется. Их совокупный вклад в податливость торца ползуна не превышает 10 %.

Таблица 2

Расчетные значения мод деформации деталей стойки

№ моды	Мода деформации	Формула оценки	Величина моды, мкм
1	Изгиб стойки в плоскости $XOY$	$M_8$	2,75
2	Местные деформации в каретке, опорах, танкетках	$M_4 - M_1$	0,86
3	Изгиб ползуна в плоскости $YOZ$	$(M_5 - M_4) \cdot A_2 \cdot l_{45}$	1,88
4	Кручение стойки вокруг оси $Y$	$A_1 \cdot I_{58}$	2,87
Сумма			8,36
Расчетная величина			8,49
Погрешность оценки			1,6 %

Доли мод деформации в податливости по  $X$

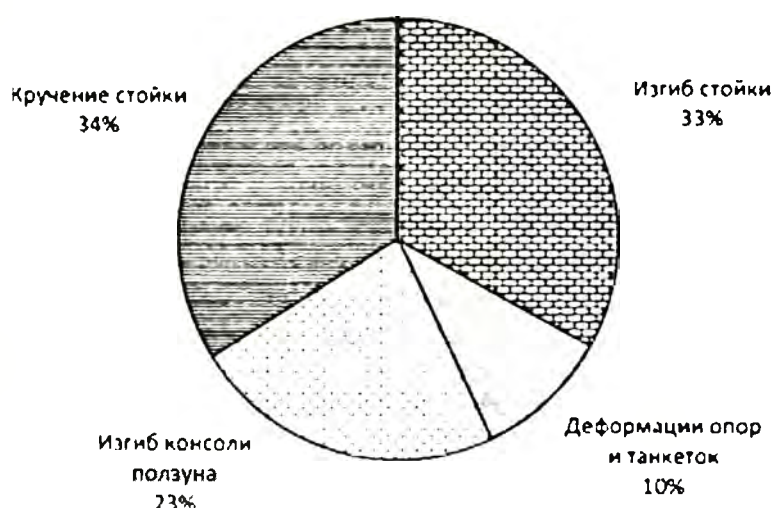


Рис. 3. Доли мод деформации в податливости торца ползуна по оси  $X$

### Анализ нагружения стойки вдоль осей $Y$ и $Z$

В результате моделирования установлено, что расчетные перемещения стойки вдоль оси  $Y$  не превышают 1 мкм, т. е. в целом она имеет высокую жесткость по вертикали и не требует усиления. Исключение составляет консоль ползуна с образом шпиндельного узла (смещение до 9 мкм, вертикальная жесткость всего около 110 Н/мкм). Консоль подвергается классическому изгибу и ее повышенная деформация – именно локальная проблема ползуна.

Перемещение по верху стойки вдоль оси  $Z$  не превышает 1,6 мкм. Ширина стойки в рассматриваемой плоскости представляется вполне достаточной. Ползун подвергается только сжатию. Поэтому он также обладает высокой жесткостью (730 Н/мкм на конце шпинделя в направлении  $Z$ ). Следовательно, в направлении оси шпинделя податливость конструкции стойки мала.

Таким образом, направление  $X$  является единственным, в котором стойка станка обнаруживает высокую податливость. Причиной является компоновка ее из двух от-

носителем тонких вертикальных балок, имеющих повышенную крутильную податливость по  $Y$  (несмотря на большую ширину сечения балок по  $Z$ ) и одновременно изгибающую податливость в плоскости  $XOY$ . Поскольку балки соединены друг с другом только на концах, то это не позволяет проявиться эффекту синергизма [4], т. е. существенному росту жесткости системы в целом по сравнению с суммарной жесткостью отдельных элементов (балок). Поэтому для увеличения жесткости стойки у балок следует увеличить толщину стенок по  $X$  или использовать внутреннее оребрение типа «двойная стенка» [5], [6]. Полости между стенками могут быть также заполнены полимербетоном [4], [7].

#### Управление модами деформации стойки вдоль оси $X$

Перемещение конца шпинделя по оси  $X$  зависит от ряда факторов. Для оценки их влияния была применена методика двукратного изменения величины каждого фактора. Это позволяет оценить его весомость в обеспечении жесткости стойки в сборе. Принятые выше (при анализе нагружения стойки по оси  $X$ ) условия моделирования названы базовым вариантом.

Фактор  $\Phi 1$  – это влияние модуля упругости материала стойки. В табл. 3 принят модельный материал с модулем упругости вдвое меньшим, чем у чугуна в базовом варианте (см. табл.1). В реальности фактору  $\Phi 1$  соответствует в первую очередь уменьшение вдвое толщин всех стенок стойки. Перемещение на шпинделе ( $M7$ ) увеличилось для фактора  $\Phi 1$  с 14,15 до 21,48 мкм (на 51,8 %). Следовательно, фактор  $\Phi 1$  весом, но не является единственным по влиянию на податливость стойки в сборе (иначе перемещение увеличилось бы не в 1,5 раза, а вдвое). Варьирование  $\Phi 1$  влияет на стойку и через моду кручения, и через моду изгиба.

Фактором 2 является модуль упругости материала ползуна (соответствует изменению толщины стенок ползуна). Его уменьшение вдвое существенно поднимает перемещение на торце шпинделя (на 40 %). Ближе к стойке, на торце ползуна влияние  $\Phi 2$  составляет только 18 %. Разбежка результатов указывает на податливость образа шпиндельного узла. Он проявляет податливость, будучи условно монолитным. Поэтому к реальному шпиндельному узлу нужно проявить особое внимание и оценить его истинную податливость. Фактор 2 управляет модой консольного изгиба ползуна.

Факторы 3 и 4 – это уровни податливости опор качения и роликовых танкеток соответственно. Двукратное снижение модулей упругости их модельных материалов увеличивает перемещение шпинделя только на 6–7 %. Следовательно, эти детали намного жестче, чем ползун и стойка, и их влияние на податливость системы в целом незначительно. В результате, снижение жесткости опор качения (например, из-за снижения величины предварительного натяга в ходе эксплуатации направляющих) не окажет существенного воздействия на жесткость станка.

Таковую же оценку подтверждают данные для факторов  $\Phi 5$  (отключение опор качения на тыльной стороне стойки) и  $\Phi 6$  (отсутствие внутренних рядов танкеток на ползуне). Эти вариации слабо влияют на жесткость стойки и станка. Их можно было бы рекомендовать по экономическим соображениям.

Самой податливой деталью является стойка. На втором месте ползун с интегрированным образом шпиндельного узла. Опоры и танкетки представляются жесткими, а их количество – достаточным.

Оценка, сделанная в табл. 3, является приближенной. Однако в строке «Сумма процентов» получены величины, близкие к 100 % (удвоение податливости стойки в сборе). Следовательно, невелика погрешность в выборе факторов и их моделировании.



Таблица 3

Влияние варьирования факторов на податливость системы

Номер фактора	Факторы влияния	Перемещение по X, мкм			Воздействие фактора, %		
		Торец шпинделя (маркер М7)	Торец ШУ (маркер М6)	Торец ползуна (маркер М5)	На торце шпинделя	На торце ШУ	На торце ползуна
–	Базовый вариант	14,15	12,12	8,54	–	–	–
Ф1	Стойка ( $E = 1/2 E$ чугуна)	21,48	19,17	14,45	51,8	58,1	69,2
Ф2	Ползун ( $E = 1/2 E$ чугуна)	19,75	15,69	10,12	39,5	29,4	18,5
Ф3	Опоры ( $E = 1/40 E$ стали)	14,94	12,86	9,11	5,5	6,1	6,6
Ф4	Танкетки ( $E = 1/40 E$ стали)	15,00	12,94	9,06	6,0	6,7	6,0
–	Сумма процентов	–	–	–	102,8	100,3	100,3
Ф5	Опоры (только спереди)	15,06	13,05	9,02	6,4	7,6	5,6
Ф6	Танкетки (по 2 шт. в ряду)	14,36	12,41	8,68	1,4	2,3	1,6

**Жесткость стойки в зависимости от высоты подъема каретки и вылета ползуна**

Моделирование стойки при воздействии на нее силой  $P_x$  было выполнено для всего диапазона высот подъема каретки (0–2000 мм) и вылетов ползуна (0–600 мм). Условия расчета соответствовали базовому варианту (в соответствии с табл. 1). Результаты моделирования сведены в табл. 4.

Таблица 4

**Перемещение торца шпинделя (мкм) / жесткость шпинделя (Н/мкм) в зависимости от высоты подъема каретки и вылета ползуна**

Высота подъема каретки, мм	Вылет ползуна, мм		
	0	600	1200
0	5,06 / 198	9,29 / 108	17,31 / 58
500	6,03 / 166	10,96 / 91	19,77 / 51
1000	7,11 / 141	12,44 / 80	21,94 / 46
1500	8,49 / 118	14,25 / 70	24,71 / 40
2000	10,4 / 96	17,03 / 59	28,51 / 35

При нулевых значениях подъема и вылета ведущей модой деформации является изгиб образа шпиндельного узла (даже не ползуна, торец которого смещается на 1,36 мкм). Эта локальная мода обеспечивает 73 % перемещения шпинделя на 5,06 мкм по оси X. Перемещения самой стойки при этом не превышают  $\pm 1$  мкм, т. е. она не испытывает существенных деформаций. Заметен лишь поворот каретки и ползуна из-за деформации опор и танкеток в направляющих качения. Все это свидетельствует о необходимости более полного анализа шпиндельного узла в дальнейшем.

При максимальной величине подъема и вылета торец шпинделя смещается на 28,5 мкм, а жесткость шпинделя падает со 198 Н/мкм до 35 Н/мкм, т. е. в 5,6 раза.

Следовательно, станок очень вариативен по жесткости в зависимости от положения подвижных частей стойки.

Очевидно, что причинами податливости системы являются кручение стойки и изгиб ползуна. Если каретка опущена, но выдвинут ползун, то за деформации (17,31 мкм) почти полностью отвечает изгиб ползуна. Если же ползун втянут, но предельно поднята каретка, то равнозначными источниками смещения (10,4 мкм) являются изгибы стойки и образа шпиндельного узла. Мода кручения не проявляется потому, что мал крутящий момент вокруг оси  $Y$ . На рис. 4 приведены графики, показывающие для максимально поднятой каретки вклады разных мод деформаций в смещение торца ползуна в зависимости от его вылета (верхняя линия). Средняя и нижняя линии образуют три области. Область 1 соответствует изгибу стойки, область 2 – ее кручению, область 3 – изгибу ползуна. Видно, что вклад изгиба стойки постоянен по абсолютной величине. В процентном отношении он убывает с увеличением вылета ползуна. Здесь доминируют и примерно равны по силе друг другу моды кручения стойки и изгиба ползуна. Эти моды слева направо растут совместно, так как изгибающий момент на ползуне превращается в крутящий момент на стойке.

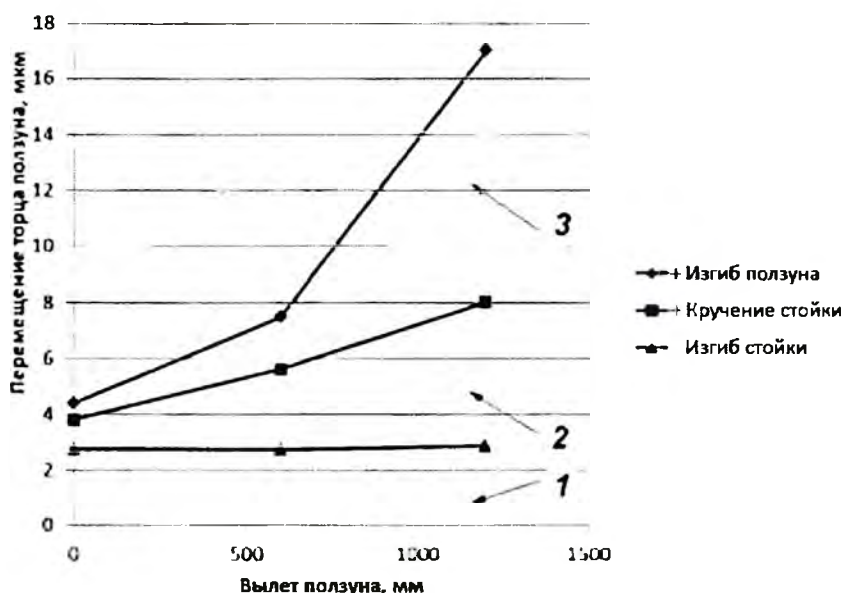


Рис. 4. Доли мод изгиба стойки (1), кручения стойки (2) и изгиба ползуна (3) в перемещении торца ползуна в зависимости от вылета ползуна (подъем каретки 1500 мм)

При максимально выдвинутом ползуне вклады мод кручения стойки, изгиба ползуна и изгиба стойки соотносятся примерно как 2 : 2 : 1. Для повышения жесткости стойки приоритеты рекомендуется расставить в следующей последовательности:

- усиление стойки, особенно повышение ее крутильной жесткости;
- увеличение изгибной жесткости ползуна;
- увеличение жесткости консольной части шпиндельного узла.

### Заключение

1. МКЭ-моделированием установлен баланс жесткости стойки в сборе горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка МСП640. Стойка является податливой главным образом в направлении поперечной оси  $X$ . При увеличении высоты подъема каретки и вылета ползуна жесткость снижается с 200 до 35 Н/мкм, т. е. почти в 6 раз.

2. Наиболее податливым элементом стойки является сама базовая деталь (чугунная отливка). Ей присущи две деформационные моды: кручение вокруг вертикальной оси  $Y$  и изгиб в плоскости  $XOY$  (перпендикулярно плоскости симметрии  $YOZ$ ).

3. При средних значениях высоты подъема каретки и вылета ползуна баланс жесткости шпинделя примерно в равных долях определяется кручением стойки, изгибом стойки и консольным изгибом ползуна.

4. При минимальных значениях подъема каретки и вылета ползуна жесткость стойки практически полностью определяется жесткостью консоли шпинделя.

5. Мода изгиба стойки зависит от высоты подъема каретки и доминирует при малых вылетах ползуна. Мода кручения стойки дополнительно увеличивается с ростом вылета ползуна. Стойка в сборе наиболее податлива при максимальных значениях высоты подъема и вылета, при которых кручение вдвое существеннее изгиба. Баланс смещений конца ползуна зависит от мод кручения стойки, изгиба ползуна и изгиба стойки и составляет примерно  $2 : 2 : 1$ .

6. Опоры качения между стойкой и кареткой, а также роликовые танкетки между кареткой и ползуном обладают достаточной жесткостью и слабо влияют на податливость конструкции (на уровне примерно 5 %).

7. Требуется повышение жесткости ползуна на больших вылетах (600–1200 мм). Кроме увеличения сечения, это можно сделать переходом на стальной ползун и (или) заполнением внутренних полостей ползуна полимербетоном.

### Литература

1. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 1 : Общие основы конструирования, направляющие и несущие системы / Д. Н. Решетов [и др.] ; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – 664 с.
2. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган ; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 312 с.
3. Туромша, В. И. Исследование жесткости продольно-фрезерного станка с подвижным порталом с помощью конечно-элементного моделирования / В. И. Туромша, С. С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Машиностроение : респ. межвед. сб. науч. тр. / Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2010. – Вып. 25. – С. 270–277.
4. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Генри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2011. – № 3. – С. 15–28.
5. Анализ эффективности оребрения траверсы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В. И. Туромша [и др.] // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2011. – № 6. – С. 19–27.
6. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В. И. Туромша [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В. Пром-сть. – 2011. – № 11. – С. 104–112.
7. Браиловский, М. И. Металлобетонные базовые конструкции металлорежущих станков / М. И. Браиловский, А. Г. Воскобойник, А. А. Воскобойник. – Коломна : Воентехиздат, 2010. – 76 с.