

• Общую оценку показателей работоспособности фрез следует давать не только по времени резания за период стойкости, но и по объему стружки снимаемой за это время.

Таким образом, результаты работы могут быть использованы для прогнозирования стойкости торцовых фрез при производственных испытаниях, при нормировании расхода, а также при разработке мероприятий по увеличению надежности инструментов на этапе проектирования и эксплуатации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Каталог "Sandvik Coromant". 2008, ил. 2. Каталог "Isca" – «Вращающиеся инструменты». 2008, ил. 3. Каталог "Walter". 2008, ил. 4. Каталог "Ingersoll" – "Milling 2009", ил. 5. Каталог "Pramet" – "Фрезерование 2006", ил. 6. Типовые нормы износа и стойкости режущего инструмента / Руководящий материал / Государственный комитет совета министров СССР по автоматизации и машиностроению. Научно исследовательский институт технологии автомобильной промышленности – НИИТАВТОПРОМ- Москва, 1961. 7. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: Справочник/ В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина и др.; Под общ. ред. В.И. Баранчикова. - М.: Машиностроение- 1990.- 472с. 8. Общемашиностроительные нормативы режимов резания: Справочник: В 2-х т.:Т.1/ А.Д. Локтев, И.Ф. Гушин, В.А. Багуев и др.- М.: Машиностроение- 1991- 640 с. 9. Ажар А.В., Грошева А.И., Ермоленко А.А. Исследование состояния рабочих граней твердосплавных пластин торцовых фрез на производстве в момент съема со станка. Машиностроение – Мн., 2005 – Вып. 21 – с.49 - 54. 10. ГОСТ 11.006-74. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. – Введ. 20.12.1974. – М. ВНИИС: Всесоюзный научно-исследовательский институт стандартизации, 1974. – 24 с. 11. ГОСТ 11.007-75. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла. – Введ. 05.09.1975.– М.: Госстандарт СССР, 1975. – 30 с. 12. ГОСТ 11.004-74. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения. - Введ. 21.02.1974.– М.: Госстандарт СССР, 1974. – 20 с. 13. Ящерицын П.И. Теория резания: учеб./ П.И. Ящерицын, Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич. – Мн.: Новое знание, 2005. -512с. ил.

УДК 621.9.011:517.962.1

*Туромша В.И., Довнар С.С., Туми Эль-Мабрук Абуджафер Али*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ С ПОМОЩЬЮ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Исследование производилось путем компьютерного численно-математического моделирования методом конечных элементов (МКЭ) [1-3]. Моделированию подлежала несущая система нового продольно-фрезерного станка завода МЗОР с подвижным порталом (т.н. типа «Гентри»). П-образный портал (рис.1) состоит из двух вертикальных колонн высотой 1,1 м и горизонтальной траверсы длиной 3,6 м, неподвижно соединенных друг с другом.

Каждая колонна через рельсовые направляющие качения опирается на свою станину. Под колонной на двух рельсах находится 6 опор качения с номинальной жесткостью  $j_0=2800$  Н/мм. Давление колонны станина длиной 9 м передает двум рядам фундаментных башмаков. Башмаки расположены через 500 мм. Как показали заводские испытания, каждый башмак имеет жесткость  $j_6=110$  Н/мм.

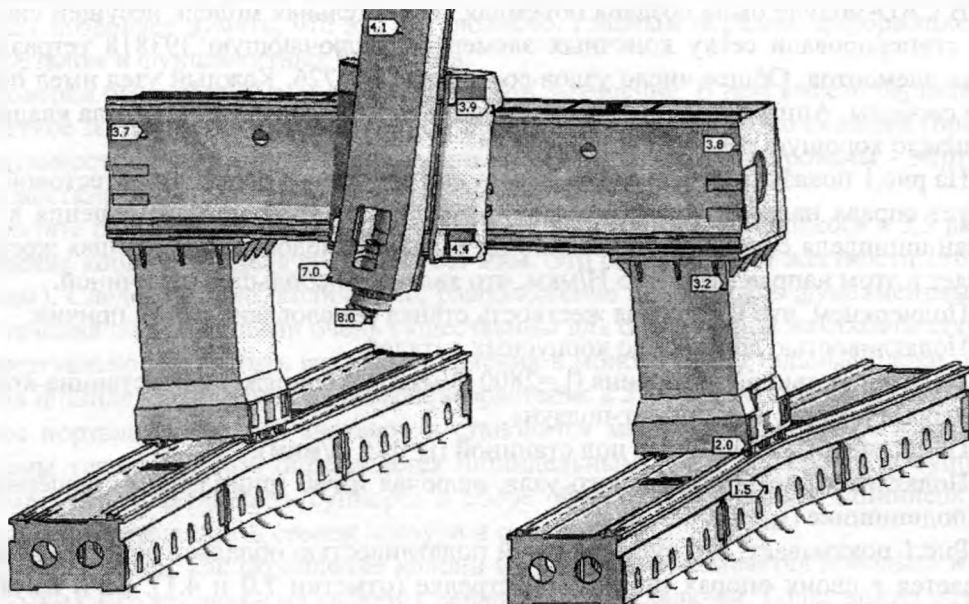


Рис. 1. Картина поперечных перемещений (отметки в мкм) несущей системы станка (сила 1000 Н приложена к концу шпинделя влево)

Перемещение портала по станинам будем называть далее продольным движением. По траверсе поперечно по двум рельсовым направляющим на 6 опорах качения перемещается суппорт. На суппорте размещены вертикальные направляющие качения. По ним на 4-х опорах вертикально движется ползун. Вылет ползуна вниз за опоры может достигать 0,9 м при собственной длине ползуна 2,15 м. На нижнем конце ползуна смонтирован шпиндельный узел.

Все описанные базовые детали несущей системы станка имеют коробчатую форму с развитым внутренним оребрением. Особенностью конструкции является то, что она выполнена сварной из стального проката. Для дальнейших расчетов было принято, что сталь имеет модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ .

Стальной шпиндель имеет диаметры опорных шеек 100...114 мм и межопорное расстояние 350 мм. Передней опорой служит двухрядный роликовый подшипник с номинальной радиальной жесткостью  $j_{п1} = 3300$  Н/мкм. Осевые усилия воспринимает двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник с углом контакта  $60^\circ$  и с жесткостью  $j_{п2} = 1500$  Н/мкм. В задней опоре находится двойной радиально-упорный подшипник с жесткостью  $j_{п3} = 3000$  Н/мкм.

Внутри портала размещается неподвижный стол с заготовкой. Он имеет отдельный фундамент и в данной модели не рассматривается.

Целью работы являлось выявление жесткости именно несущей системы станка. Поэтому все ее части считались неподвижными относительно друг друга. Податливость приводов подач не учитывалась. Опоры качения полагались «приклеенными» к своим рельсам.

Деформационные перемещения в несущей системе выявляли путем приложения к концу шпинделя тестового усилия 1000 Н. Усилие действовало по очереди в продольном, поперечном и вертикальном направлениях. Расчет производился в статической постановке. Поведение всех частей системы считалось чисто упругим и полностью линейным. На всех поверхностях сопряжения деталей средствами МКЭ формировались контактные пары из специальных конечных элементов. Относительные перемещения во всех парах были запрещены. Соответственно, отсутствовало трение скольжения.

Опоры качения и фундаментные башмаки были представлены геометрическими телами упрощенной формы. Модули упругости этих тел подбирались в ходе предварительных тестовых расчетов так, чтобы обеспечить указанные выше жесткости  $j_0$  и  $j_6$ .

Сила тяжести к модели станка не прикладывалась. В линейной постановке она не влияет жесткость несущей системы.

В САD-модуле была создана объемная твердотельная модель несущей системы станка. По ней сгенерировали сетку конечных элементов, включающую 393818 тетраэдральных 10-узельных элементов. Общее число узлов составляло 803726. Каждый узел имел по 3 линейных степени свободы. Аппроксимация перемещений в конечных элементах была квадратичной, что обеспечивало хорошую точность расчетов.

На рис.1 показаны деформации станка под действием поперечной тестовой силы 1000 Н (действует справа налево). Числовые отметки означают упругие перемещения в мкм. Видно, что конец шпинделя сместился поперечно на 8,0 мкм. Следовательно, общая жесткость станка составляет в этом направлении 125 Н/мкм, что является небольшой величиной.

Подчеркнем, что невысокая жесткость станка обусловлена рядом причин:

1. Податливостью собственно корпусных деталей.
2. Податливостью опор качения ( $j_0=2800$  Н/мкм) на сопряжениях «станина-колонна», «траверса-суппорт» и «суппорт-ползун».
3. Податливостью башмаков под станиной ( $j_6=110$  Н/мкм).
4. Податливостью шпиндельного узла, включая изгиб шпинделя и смещение в переднем подшипнике ( $j_{п1}=3300$  Н/мкм).

Рис.1 показывает, что существенной податливостью обладает ползун. Он не только поворачивается в своих опорах по часовой стрелке (отметки 7.0 и 4.1), но и изгибается, теряя прямолинейность. Вместе с ползуном, но в меньшей степени, подвергается перекосу суппорт относительно траверсы (отметки 4.4 и 3.9).

Портал теряет прямоугольность и перекашивается против часовой стрелки (рис.1). Поперечное смещение траверсы составляет 3,7-3,8 мкм. Визуально податливыми оказываются станины (боковой изгиб под колоннами до 1,5 мкм). Фундаментные башмаки слабо поддерживают прямолинейность станин.

Жёсткость и вклад в общую деформацию отдельных частей несущей системы можно приближенно оценить по следующей методике. Надо пройти по цепочке отметок 8,0 – 4,4 – 3,8 – 2,0 – 1,5 – 0 мкм на рис.1. Каждая отметка соответствует характерному перемещению какого-либо базового узла станка. Разность между соседними отметками будет оценкой деформационного перемещения внутри данного узла. Результаты соответствующих расчетов сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Деформации и жесткости базовых узлов станка в поперечном направлении

	Базовый узел станка	Внутреннее деформационное перемещение, мкм	Доля в общем перемещении	Приложенная сила, Н	Жесткость, Н/мкм
1	Шпиндельный узел и ползун с опорами	3,6	45%	1000	278
2	Суппорт с опорами	0,6	8%	1000	1667
3	Портал с опорами	2,3	29%	1000	435
4	Станина с башмаками	1,5	19%	500	333
5	Портал (без опор; часть пункта 3)	1,8	23%	1000	556
6	Суппорт в сборе (пункты 1 и 2)	4,2	53%	1000	238

Под термином «суппорт в сборе» будет подразумевать шпиндельный узел, ползун и суппорт с опорами. Именно суппорт в сборе более чем наполовину отвечает за податливость несущей системы (его жесткость составляет только 238 Н/мкм). Внутри суппорта в сборе податливость обусловлена в основном ползуном и шпиндельным узлом. Их совокупная жесткость 278 Н/мкм, а доля в общей деформации станка – 45%.

Податливость портала также велика (обеспечивает 29% общего перемещения). Однако картина на рис.1 позволяет думать, что это обусловлено, главным образом, деформацией опор качения под порталом и фундаментных башмаков.

Для проверки было выполнено специальное МКЭ-решение. В нем вместо башмаков было введено жесткое закрепление оснований станин. Кроме того, была резко снижена (примерно в 20 раз) податливость опор качения под колоннами. Они были заблокированы - виртуально превращены в жесткие стальные блоки между колоннами и станинами.

В результате перемещения портала упали до 1,1 мкм (снижение перегиба в 3,5 раз). Поперечное смещение конца шпинделя составило 5,4 мкм. Это соответствует жесткости 196 Н/мкм (рост в 1,57 раза). Следовательно, количество, расположение и жесткость фундаментных башмаков и опор качения под колоннами очень существенны для обеспечения жесткости станка.

Если виртуально превратить все опоры качения в монолитные стальные блоки (рис. 2), то жесткость на шпинделе составит 263 Н/мкм (возрастание в 2,1 раза по сравнению с рис. 1).

Перегиб портала снижается вчетверо и становится малозначительным. Податливость несущей системы теперь на 76% определяется шпиндельным узлом, ползуном и суппортом. Рис.2 показывает, что податливость суппорта в сборе обусловлена изгибом шпинделя в подшипниках, а также деформациями стенок ползуна и суппорта.

Собственно портал, как скрепление колонн и траверсы, оказывается довольно жестким ( $J_{порт}=1110$  Н/мкм). Его усиление не является первостепенной задачей. Более важна оптимизация опор качения и башмаков под порталом.

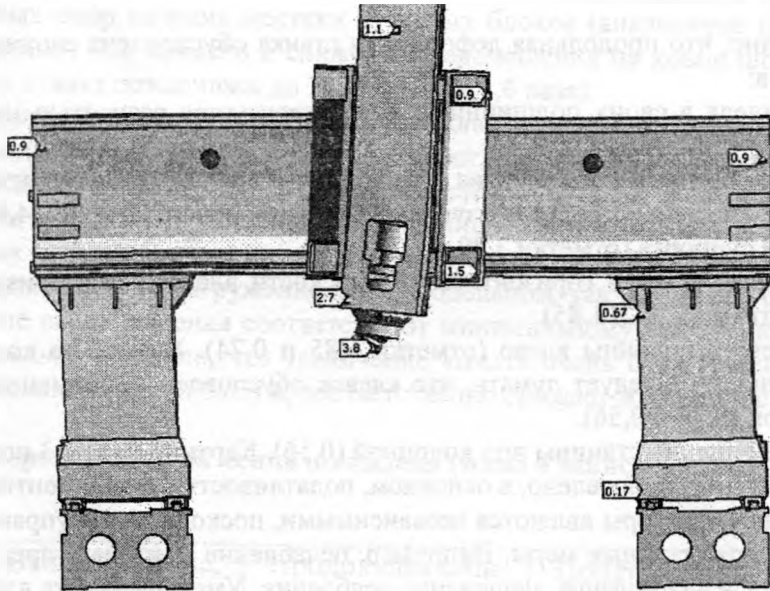


Рис. 2. Поперечные перемещения портала станка после блокирования деформаций в опорах качения и фундаментных башмаках

На рис.3 представлена картина перемещений в станке при приложении силы 1000 Н к концу шпинделя в продольном направлении (справа налево).

Опоры качения и фундаментные башмаки здесь опять имеют реалистичные, относительно невысокие жесткости.

Перемещение конца шпинделя составило 6,92 мкм, что соответствует общей продольной жесткости станка 145 Н/мкм. С одной стороны, это небольшая жесткость. С другой стороны, она близка к поперечной жесткости. Постоянство жесткости во всех направлениях горизонтальной плоскости благоприятно для динамики станка.

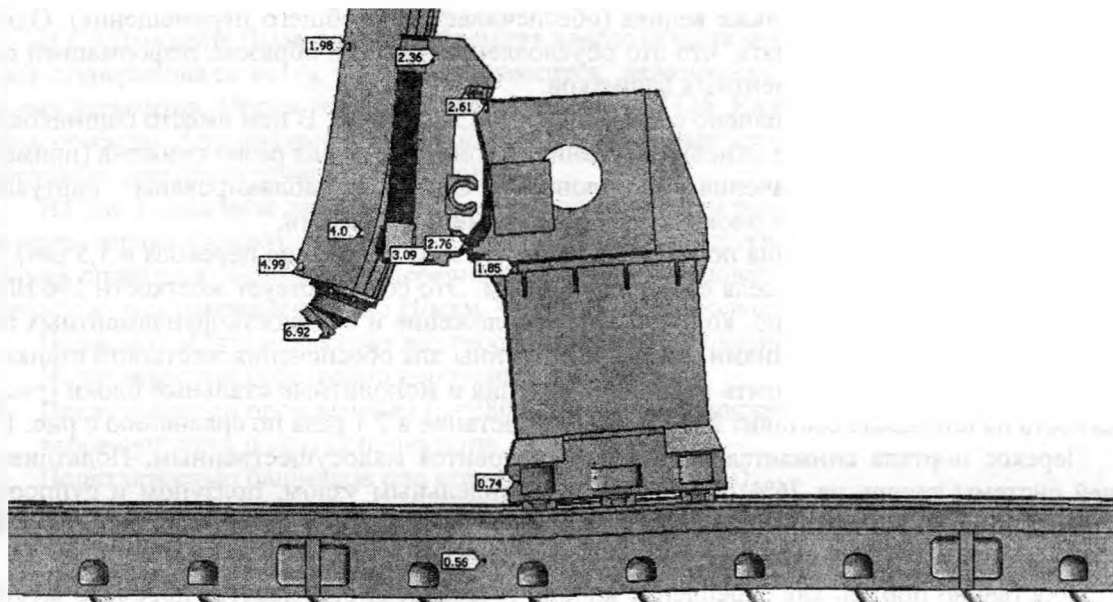


Рис.3. Картина продольных перемещений в несущей системе станка (сила 1000 Н приложена к концу шпинделя влево)

Из рис.3 видно, что продольная деформация станка обусловлена сложением набора независимых факторов:

- 1 Изгиб шпинделя в своих подшипниках (характеризуется разностью между отметками 6,92 и 4,99).
- 2 Перемещение ползуна. Слагается из изгиба нижнего конца ползуна (отметки 4,99 и 4,0) и поворота по часовой стрелке ползуна с деформацией опор качения (4,0 и 3,09).
- 3 Деформация суппорта (отметки 3,09 и 2,76).
- 4 Изгиб траверсы (идет в горизонтальной плоскости влево, характеризуется разностью между отметками 2,76 и 1,85).
- 5 Наклон (клевок) колонны влево (отметки 1,85 и 0,74). Визуально колонна сохраняет прямолинейность. Следует думать, что клевок обусловлен деформацией опор качения под колонной (0,74 и 0,56).
- 6 Локальное смещение станины под колонной (0,56). Картина на рис.3 позволяет считать, что это смещение обусловлено, в основном, податливостью фундаментных башмаков.

Перечисленные факторы являются независимыми, поскольку для управления ими нужны независимые конструктивные меры. Например, ослабление фактора 2 предполагает увеличение поперечного сечения ползуна, улучшение оребрения. Уменьшение же влияния фактора 5 возможно путем разнесения опор качения под колонной на большее расстояние в продольном направлении.

Вклад каждого из перечисленных факторов в деформацию станка оценен в табл.2.

Из табл. 2 следует, что суппорт в сборе и в продольном направлении является самым податливым узлом. Его жесткость составляет только 240 Н/мкм.

Для усиления суппорта в сборе одинаково важно как повысить жесткость шпиндельного узла (вклад в общее перемещение 28%), так и понизить податливость ползуна в опорах (вклад 27%). Это самые податливые узлы станка.

Отметим, что жесткость шпиндельного узла по табл.2 составила 518 Н/мкм, в то время как жесткость переднего подшипника взята в расчетах равной 3300 Н/мкм. Следовательно, в конструкции шпиндельного узла должны существовать большие резервы для повышения жесткости.

Траверса станка (фактор 4) оказывается достаточно жесткой – 1099 Н/мкм. Общее ее усиление полезно, но является задачей второго плана. Важнее усилить траверсу местно, возле поперечных направляющих. Это показали локальные наблюдения за картиной деформации станка. Аналогично, суппорт в целом является жестким узлом, но желательно усилить его фланцы в местах крепления опор качения.

**Таблица 2 – Деформации и жесткости базовых узлов станка в продольном направлении**

	Базовый узел станка	Внутреннее деформационное перемещение, мкм	Доля в общем перемещении	Приложенная сила, Н	Жесткость, Н/мкм
1	Шпиндельный узел	1,93	28%	1000	518
2	Ползун с опорами	1,9	27%	1000	526
3	Суппорт с опорами	0,33	5%	1000	3030
4	Траверса	0,91	13%	1000	1099
5	Колонна с опорами	1,29	19%	500	388
6	Станина с башмаками	0,56	8%	500	893
7	Суппорт в сборе (пункты 1-3)	4,16	60%	1000	240

Решение на рис.3 было модифицировано жестким закреплением станин и введением вместо податливых опор качения жестких стальных блоков (аналогично нагружению в поперечном направлении). Это привело к снижению перемещения на конце шпинделя до 4,3 мкм. Общая жесткость станка повысилась до 233 Н/мкм (в 1,6 раза).

Блокирование фундаментных башмаков и опор качения подавляют движение портала как жесткого целого. Клевки колонны почти исчезают (0,4 мкм), а жесткость колонны составляет 1250 Н/мкм. Самым податливым узлом станка остается суппорт в сборе (вклад 74% в общее перемещение). Он нуждается в усилении (как в шпиндельном узле, так и в ползуне). Конструкция же корпусных деталей портала является достаточно жесткой. Ее усиление не актуально.

Эти выводы касаются нагружения как в продольном, так и в поперечном направлении.

Описанные выше решения соответствуют минимальному вылету ползуна вниз из суппорта. Моделирование показало, что увеличение вылета очень существенно поднимает перемещение на конце шпинделя (табл.3) и, соответственно снижает жесткость станка (рис.4).

**Таблица 3 – Перемещение на конце шпинделя (мкм) в зависимости от вылета ползуна**

Вылет ползуна, мм	Продольная сила 1000 Н	Поперечная сила 1000 Н
0	6,9	8
400	13,4	13
800	24,2	21,6

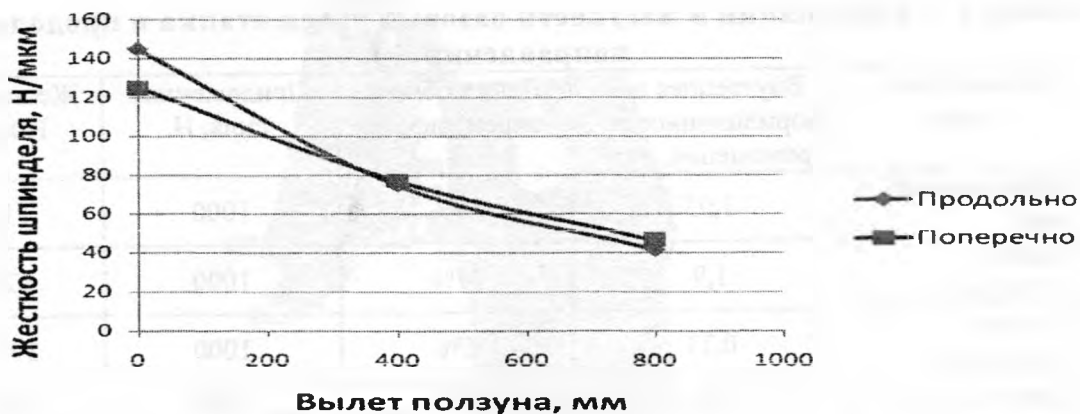


Рис.4. Зависимость жесткости шпинделя от вылета ползуна

Ползун при большом вылете подвергается сильному изгибу (рис.5).

Решение относится к вылету 800 мм при неблокированных опорах качения и фундаментных башмаках. При этом деформации портала, станины и даже шпиндельного узла визуально теряются на фоне ставшего податливым ползуна.

Это относится как к продольному, так и к поперечному направлениям. При вылете 800 мм общая жесткость снижается 2,7-3,5 раз. Изгиб ползуна перекрывает все остальные факторы податливости станка. Получается, что обработка на больших вылетах ползуна опасна вибрациями и возбуждением автоколебаний. Противостоять этому следует, во-первых, усиливая ползун. Например, можно придавать ему форму равнопрочной балки (через переменные сечения и фасонные развитые ребра жесткости).

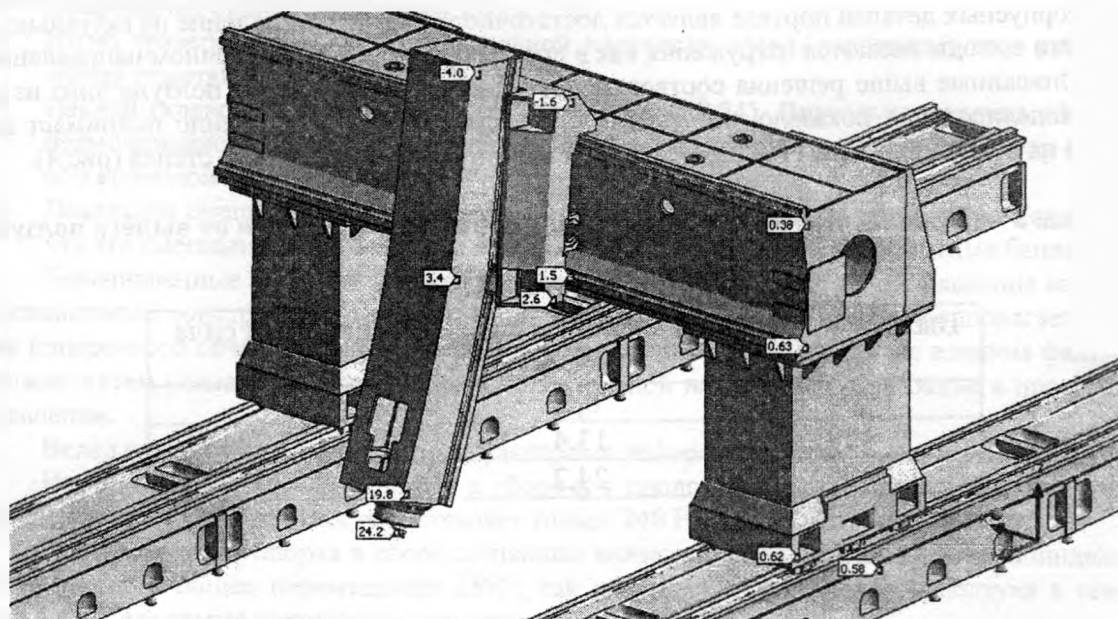


Рис.5. Продольные перемещения станка при вылете ползуна вниз на 800 мм

Во-вторых, можно ограничить вылет шпинделя. Для сохранения технологических возможностей станка следует сделать подвижной траверсу. Как показало выше МКЭ-моделирование, траверса обладает гораздо большей жесткостью, чем ползун.

Было смоделировано также поведение станка под действием вертикальной силы 1000 Н (рис.6, сила действует вверх).

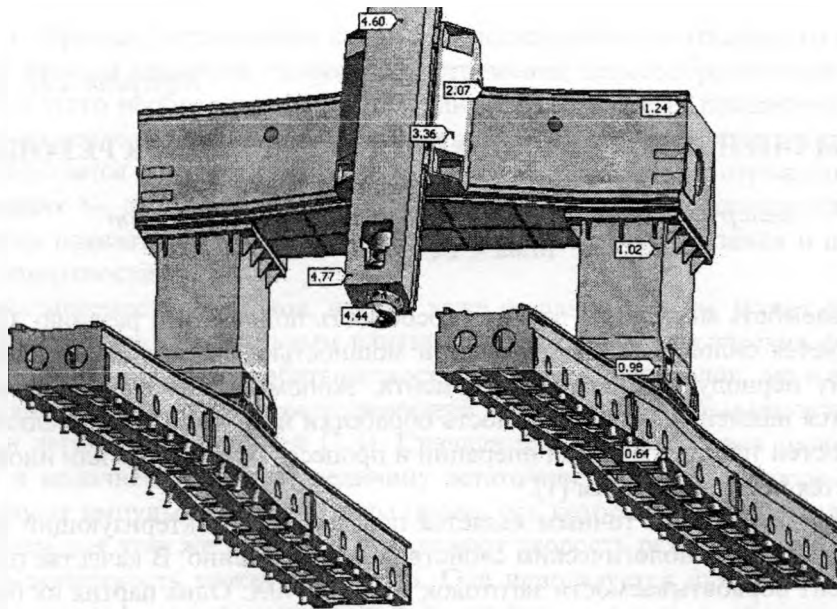


Рис.6. Картина вертикальных перемещений несущей системы станка (сила 1000 Н приложена к концу шпинделя вверх)

Общая жесткость станка составила 225 Н/мкм. Это почти вдвое больше, чем при нагружении в горизонтальной плоскости. Вылет ползуна слабо влияет на вертикальное перемещение. Следовательно, ползун вполне жесток вдоль своей оси.

Вертикальное перемещение довольно равномерно распределено по узлам станка. На долю шпинделя с ползуном приходится 24% перемещения, суппорта с опорами -29%, траверсы – 19%, колонны с опорами и станины с башмаками – по 14%. При этом жесткость собственно колонны без опор составляет 1920 Н/мкм, а траверсы – 1205 Н/мкм. Это еще раз говорит о не плохой собственной жесткости крупных корпусных деталей станка.

Большой вылет ползуна при вертикальном направлении создает косвенную проблему – перемещение конца шпинделя вперед, в продольном направлении. Это связано с эксцентricностью нагрузки и поворотом ползуна и суппорта вокруг оси траверсы. Так, при вылете ползуна 800 мм конец шпинделя одновременно смещается вверх на 4,4 мкм и вперед (на наблюдателя - рис.6) на 3,0 мкм.

Выводы:

1. Общая жесткость станка в продольном и поперечном направлениях мала и составляет 125-145 Н/мкм.
2. Малая жесткость станка обусловлена в первую очередь деформациями в узле «суппорт в сборе». Здесь велики податливости в нижнем конце ползуна и в шпиндельном узле.
3. Жесткость портала, как неподвижного соединения колонн и траверсы, достаточна и превышает во всех направлениях 1200 Н/мкм.
4. Портал склонен к перекосам и клевкам. Ответственность за это несут опоры качения под колоннами и фундаментные башмаки под станинами. Их количество, жесткость и расположение должны быть оптимизированы.
5. Выдвижение ползуна вниз приводит к очень сильному падению общей жесткости станка (до 41 Н/мкм при вылете 800 мм). Во избежание вибраций и возбуждения автоколебаний изгибную жесткость ползуна следует существенно поднять. Можно отказаться от больших вылетов ползуна и перейти к подвижной траверсе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Станки с числовым программным управлением (специализированные)/ Под ред. В.А.Лещенко. – М.:Машиностроение, 1988. – 568 с. 2. Зенквич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 539 с. 3. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.