

циях и газопроводах, а также для обеспечения работ пневмосистем автотранспорта при отрицательных температурах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Синайский, Э.Г. Сепарация многофазных многокомпонентных систем/ Э.Г. Синайский, Е.Я. Лапига, Ю.В. Зайцев. – Москва: Недра. – 2002. – 226 с. 2. Байков, Н.М. Гликоли и опыт их применения в нефтяной и газовой промышленности / Н.М. Байков, И.И. Тойгузин, Т.А. Сайфеев, А.Г. Зарипов. – М.: ВНИИОНГ, 1970. – 152 с. 3. Кельцев, Н. В. Основы адсорбционной техники/ Н.В. Кельцев. – Москва: Химия, 1984. – 592 с. 4. Совершенствование процессов сепарации и сепарационного оборудования/Г.К. Зиберт [и др.] //Наука и техника в газовой промышленности. – 2004. –№3/4. –С.48–53. 5. Адамсон, А. Физическая химия поверхностей: пер. с англ. А. Адамсон. – Москва: Мир. – 1979. –378 с. 6. Абрамзон, А.А. Поверхностно-активные вещества/ А.А. Абрамзон. –Ленинград: Химия. – 1981. –366 с. 7. Ilyuschenko, A.Ph. Porous Powder Materials for Effective Cleaning Gases and Liquids / A.Ph. Ilyuschenko, L.P. Pilinevich, M.V. Tumilovich, A.G. Kravtsov // Powder Metallurgy: Proceedings of World Congress & Exhibition, Nice, France, 22–24 Oct., 2001 / EPMA. – Nice, 2001. –Vol. 1. – P. 354–358. 8. Ilyuschenko, A.Ph. Composite metal-polymer porous materials for gases dehumanization and fuel dewatering / A.Ph. Ilyuschenko, L.P. Pilinevich, M.V. Tumilovich, V.V. Savich, A.G. Kravtsov, I.A. Ryabchenko // Science for Materials in the Frontier of Centuries: Advantages and Challenges: Proceedings of Conf. – Kyiv, Ukraine, 4–8 Nov., 2002 / Ин-т проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины; редкол.: В.В. Скороход [и др.]. – Киев, 2002. – Vol. 2. – P. 791-792. 9. Толстопятов, Е.М. Комплексная модель абляции политетрафторэтилена излучением CO₂ лазера в вакууме/Е.М. Тостопятов, П.Н. Гракович / Полимерные композиты и трибология «Поликоптриб – 2005». Тез. докл. международной научно-практической конференции, Гомель, 18-21 июля 2005 г./ ИММС НАН Беларуси; редкол.: П.А. Витязь [и др.]. – Гомель: ИММС, 2005. – С. 47–48.

УДК 621.9.011:517.962.1

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

ОЦЕНКА ЖЕСТКОСТИ ОПОР СТОЛА ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Было проведено конечно-элементное моделирование [1,2] стандартной винтовой регулируемой станочной опоры конструкции МЗОР. Она поддерживает неподвижный стол продольно-фрезерного станка с ЧПУ типа «Гентри». На рис.1 показан секционный стол А, несущий нагрузку от модельной детали В. Между столом и бетонным основанием С размещаются опоры, являющиеся темой данной работы.

Каждая опора воспринимает вертикальные сжимающие нагрузки, в основном от веса стола и обрабатываемой детали, и горизонтальные сдвигающие нагрузки от силы резания. Под одной секцией стола длиной 4000 мм, шириной 2500 мм и весом 10 т находится 15 опор. Полная высота опоры 210 мм, характерный наружный диаметр 110 мм. Опорная пятая опоры имеет диаметр 200 мм при толщине 30 мм. Данную конструкцию опоры будем называть далее цилиндрической.

Модель несущих частей опоры показана на рис.2,а в четвертном разрезе. Здесь объект А – бетонное основание, стилизованное под усеченный конус (высота 665 мм). На него опирается стальная втулка В, в которую входит стальной винт С. На буртиках винта лежит нижняя поверхность чугунового стола D (представлен своим опорным гнездом). В районе Е втулка и винт

сопрягаются по резьбе. С помощью резьбы стол точно регулируют по высоте, обеспечивая его плоскостность и горизонтальность. Известно, что в резьбе активно взаимодействуют друг с другом лишь несколько первых витков. В данной модели резьбу отображали две пары «кольцевая канавка на втулке – кольцевой выступ на винте». Их поверхности были покрыты контактными конечными элементами. Профиль канавок соответствовал резьбе М68*2. Мелкий шаг резьбы был установлен заводом для точной регулировки опоры по высоте. Моделирования двух витков было достаточно. Обнаружилось, что 2/3 веса стола воспринимает верхний виток. Нижний виток всегда недогружен.

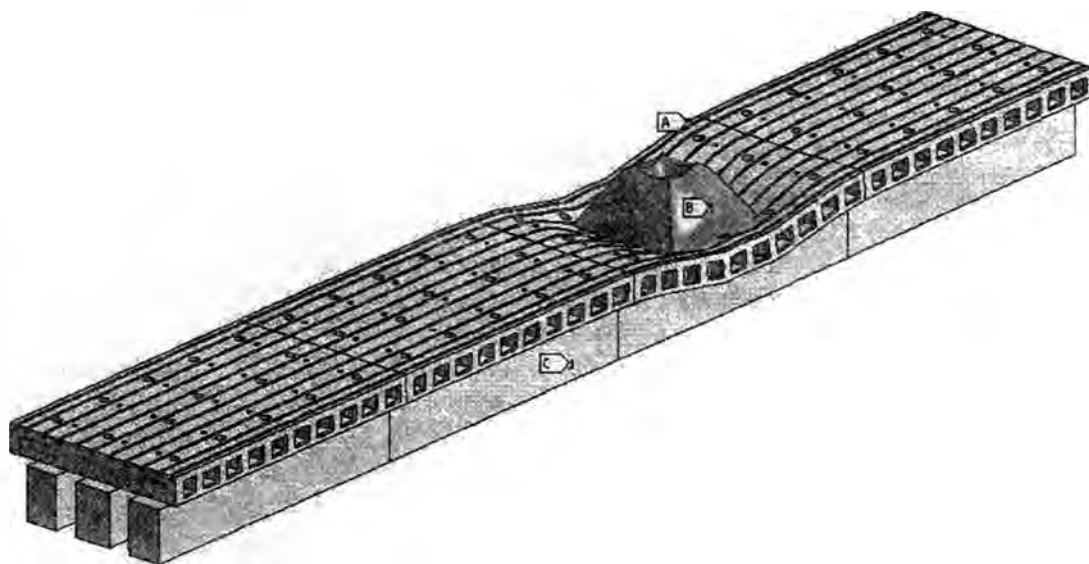


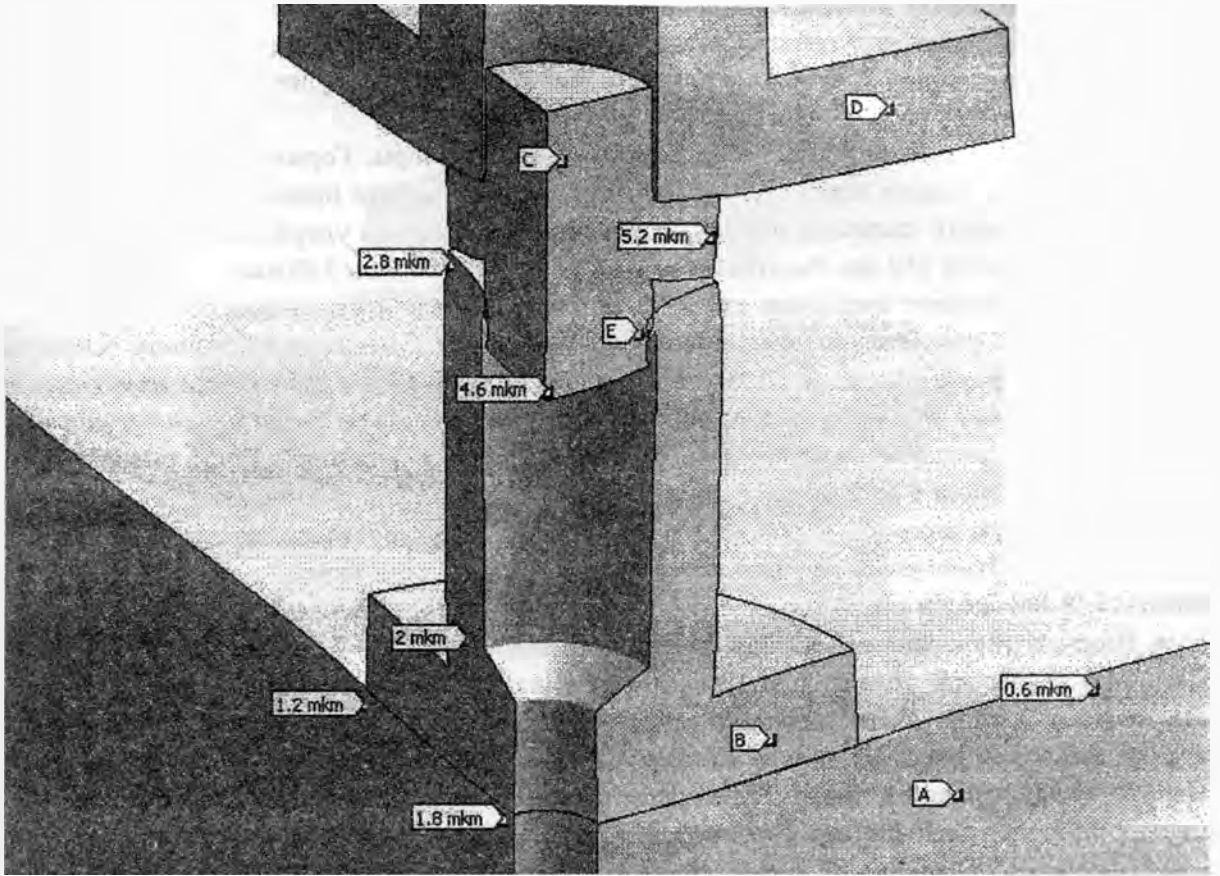
Рис. 1. Стол продольно-фрезерного станка (А), нагружаемый модельной деталью (В) и опирающийся на бетонное основание (С)

На рис.2,а опора сжата пробной вертикальной силой 10 кН. Эта сила соответствует максимальной ожидаемой нагрузке опоры. Контактующие поверхности предполагались идеализированными, без зазоров и контактной податливости. Расчет выполнен в упругой статической постановке для модуля упругости стали $E = 2,0$ ГПа и коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Для чугунного стола принято $E = 1,3$ ГПа и $\mu = 0,25$. Для бетонного основания $E = 0,3$ ГПа и $\mu = 0,2$.

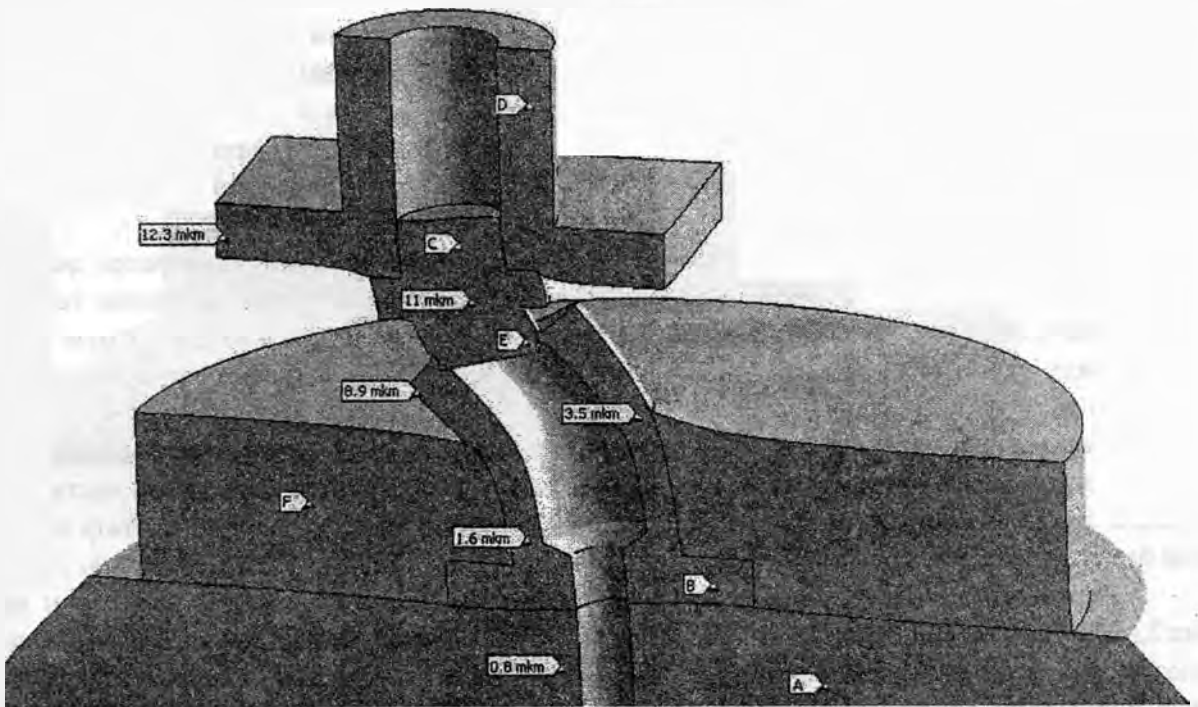
Перемещения на рис.2,а (и всех последующих) масштабированы в 7500 раз. Числа показывают упругие смещения вниз в микрометрах. Перемещение винта составило 5,2 мкм. Это означает, что совокупная жесткость опоры равна 1920 Н/мкм. Примерно третья часть вертикальных смещений обусловлена податливостью бетона. В нем максимальное перемещение 1,8 мкм наблюдается под центром опоры. Однако деформации бетонного основания сильно локализованы из-за неравномерного давления. Вне пяты опоры, на диаметре 300 мм смещения бетона составляют только 0,6 мкм.

Следовательно, податливость основания может быть снижена в 2-3 раза. Это достижимо путем увеличения размеров пяты втулки В, а также придания пяте конической или пирамидальной формы. При дисковой форме она сильно гнется – отметки 1,2 мкм и 1,8 мкм. Можно также размещать в бетоне под опорами стальные закладные детали.

Сама втулка В является жесткой деталью, несмотря на удлиненную форму. Её собственная деформация составляет около 0,8 мкм (разность между отметками 2,8 мкм вверху и 2,0 мкм внизу втулки). Также хорошей жесткостью обладает и винт С. В нем смещения вниз колеблются в пределах 4,6 – 5,2 мкм (в основном, из-за изгиба опорных буртиков).



a



b

Рис. 2. Цилиндрическая опора стола станка под действием вертикального сжатия 10 кН (а) и сдвигающей горизонтальной силы 10 кН (б)

Однако, между винтом и втулкой происходит резкий скачок смещений от 2,8 до 4,6 мкм. Это обусловлено упругой деформацией витков резьбы Е. Резьба является самым податливым местом в опоре. Очевидными рекомендациями являются увеличение шага и диаметра резьбы. Однако это затрудняет точную регулировку опоры.

На рис.2,б дана картина сдвиговых деформаций опоры. Горизонтальная сила 10 кН действует справа налево через стол станка D. В данном расчете принято, что в резьбе контактные поверхности схвачены друг с другом. Втулку от сдвига удерживает диск F – бетонная заливка высотой 110 мм. Расстояние между заливкой и столом 100 мм.

Горизонтальное смещение стола составило 12,3 мкм, а сдвиговая податливость 810 Н/мкм. Это в 2,5 раза меньше чем, податливость на сжатие. Смещения в бетонном основании невелики. В первую очередь, сдвиговая податливость обусловлена изгибом влево втулки. Втулку удерживает от изгиба диск–заливка F. Если его сделать не бетонным, а чугунным, то горизонтальное смещение снижается до 9,7 мкм (на 21 %). В отсутствие диска смещение достигает 28,6 мкм (рост в 2,32 раза).

Во вторую очередь, горизонтальные сдвиги стимулирует шарнирность сопряжения втулки и винта. Из-за упругой податливости витков резьбы винт имеет возможность проворачиваться (в плоскости рис.2,б) относительно втулки. Втулка работает как защемленная консоль. Винт нагружает, но не поддерживает ее верхний конец.

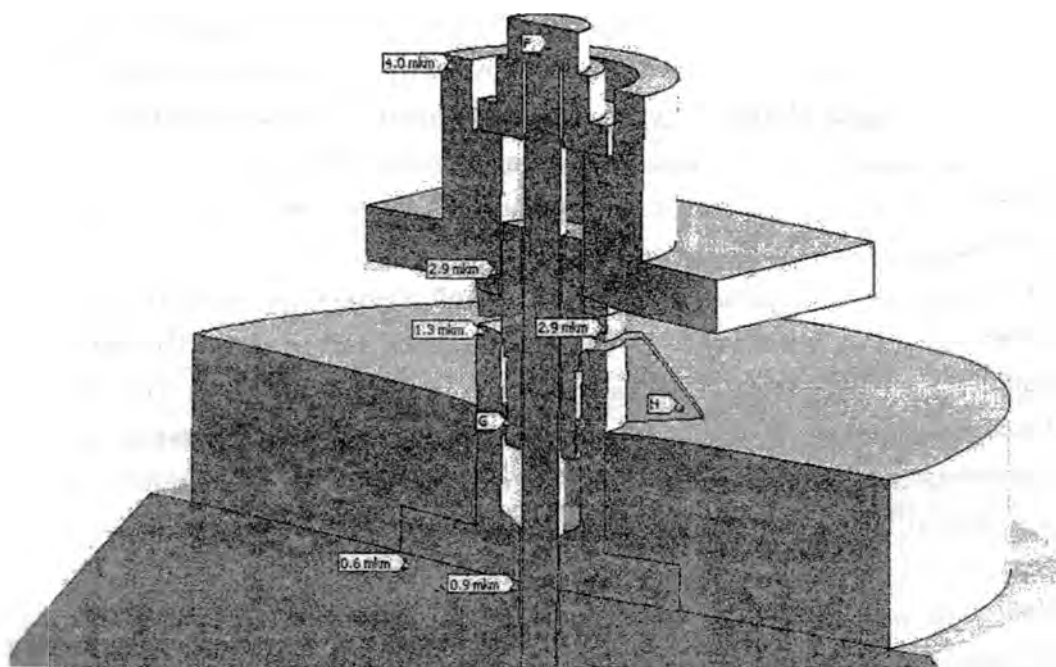
На сдвиговую податливость опоры сильно влияет состояние резьбы. Рис.2,б соответствует схватыванию между винтом и гайкой. Если же между контактирующими поверхностями резьбы при хорошей смазке возможно легкое микрометрическое проскальзывание, то шарнир между втулкой и винтом становится почти идеальным (для микроскопических перемещений). Сопrotивление повороту винта относительно втулки падает. В результате сдвиг возрастает в 2,67 раза – до 32,9 мкм. На практике возможно различное состояние резьбовых поверхностей втулки и винта. Поэтому сдвиговая жесткость опоры может колебаться в большом диапазоне – примерно от 300 до 800 Н/мкм.

Таким образом, соотношение между жесткостями на сдвиг и на сжатие следует консервативно оценить как 1: (6...7). Конструкция опоры имеет резервы повышения жесткости. На рис.3,а представлена доработанная конструкция опоры. Опорная пятя увеличена и выполнена в виде квадрата со стороной 240 мм и толщиной 30 мм. На нее усилия от резьбы передают ребра Н. Ребра повышают изгибную жесткость пятя опоры. Данную опору будем называть далее пирамидальной.

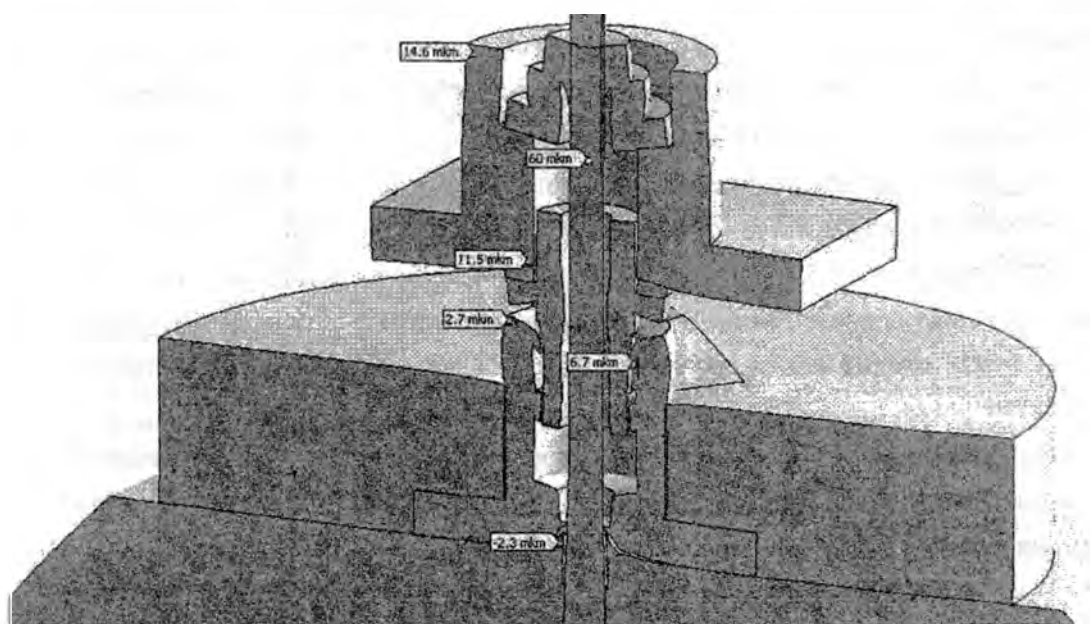
Под действием вертикальной сжимающей силы 10 кН пирамидальная опора демонстрирует лучшую жесткость, чем цилиндрическая. Перемещение винта составило только 2,9 мкм (56% от перемещения на рис.2,а). Проседание по верху втулки равно 1,3 мкм. Разность между этими величинами (1,6 мкм) существенна и обусловлена, во многом, податливостью резьбы.

Жесткость стальной опоры на рис.3,а составляет 3450 Н/мкм. Жесткость бетонного основания (по максимальному проседанию) достигает 11100 Н/мкм. Жесткость части чугунного стола, находящейся над опорой, равна 9100 Н/мкм. Бетон следует считать хорошей базой для призматической опоры. Он отвечает только за 22% проседания стола.

Перемещение бетона под опорой на рис.3,а оказывается вдвое меньше, чем на рис.2,а. Это обусловлено, в основном, ребрами Н. Они делают опору жесткой и выравнивают нагрузку на бетонное основание. Примерно 60% силы сжатия от стола передается вниз через пятю опоры. Около 30% передает через касательные напряжения бетонный диск – заливка, охватывающий опору. Остальная часть направляется через затянутый анкерный болт.



a



б

Рис. 3. Призматическая опора стола станка под действием вертикального сжатия 10 кН (а) и силы натяжки анкерного болта 50 кН (б)

Расчетная модель дополнена анкерным болтом F. Винт сопрягается со втулкой не только по резьбе, но и через район G. Здесь предусмотрена возможность фиксации винта относительно втулки заливкой, например, пластикового состава. Принято, что пластиковая заливка образует в районе G вкладыш толщиной 1 мм и высотой 20 мм.

Пластиковый вкладыш G (рис.3,а) также участвует в снижении вертикальных перемещений. Он передает часть усилия с винта на опору, разгружая резьбу. Однако, чтобы эта часть была существенной (23%), модуль упругости пластика должен составлять 2000 МПа. Типичные фиксирующие компаунды имеют модуль упругости на 1-2 порядка ниже. Поэтому технология фиксации должна быть ориентирована на очень малую толщину вкладыша, необходимую для повышения его жесткости.

Пирамидальная опора обладает лучшей сдвиговой жесткостью, чем цилиндрическая. Для нагружения, аналогичного (рис.2,б), горизонтальное перемещение составило 8,7 мкм (уменьшение в 1,41 раза). Сдвиговая жесткость соответственно равна 1150 Н/мкм. Соотношение жесткостей на сдвиг и на сжатие составляет 1: 3. Этот результат соответствует зафиксированной резьбе. При легком микрометрическом проскальзывании в резьбе сдвиговая податливость резко возрастает. Разница между цилиндрической и пирамидальной опорой оказывается несущественной.

Таким образом, подтверждается важность фиксации резьбы после регулировки стола по высоте. Виртуальные опыты с пластиковым вкладышем показали его небольшую эффективность при сдвиговом нагружении. Вероятно, нужна система введения фиксирующего состава непосредственно в зазоры резьбы.

Недостатком винтовой опоры стола, как цилиндрической, так и пирамидальной формы, является то, что анкерный болт окончательно затягивается после регулировки стола по высоте. При этом стол существенно проседает и возникают новые неточности. На рис. 3,б показаны результаты МКЭ-моделирования упругих деформаций после затяжки анкерного болта М30 относительно небольшой силой 50 кН. Другие нагрузки отсутствуют.

Стержень болта поднимается вверх на 60 мкм и более. Стол опускается на 14,6 мкм. Опора сжимается на 11,5 мкм. Около половины этой деформации связана с резьбой. Таким образом, в сравнении с рабочими нагрузками, наблюдаются большие перемещения. Сила затяжки болта трудно контролируется. Даже небольшие колебания её приведут к разбросу в перемещении опор. Плоскостность стола будет нарушена.

Поэтому следует обратить внимание на опоры клинового типа [3]. Здесь полная затяжка болта производится до окончательной регулировки опоры по высоте. Поэтому колебания усилия затяжки анкерных болтов не существенны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 539 с.
2. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
3. www.fixatorenbau.de/2-engl-montage-richtvorgang.html