

# РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТОЙКИ ТЯЖЕЛОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

*В.Г. АТАПИН, доктор техн. наук, профессор  
(НГТУ, г. Новосибирск)*

Поступила 13 января 2015 года  
Рецензирование 27 февраля 2015 года  
Принята к печати 2 марта 2015 года

**Атапин В.Г.** – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,  
Новосибирский государственный технический университет,  
e-mail: teormech@ngs.ru

Основной целью при проектировании несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков является снижение массы при заданной точности и производительности механической обработки. Для достижения этой цели нами предложена технология расчетного проектирования несущих конструкций на основе принципа декомпозиции и интегрированной работе метода конечных элементов с методами оптимизации. На примере проектирования стойки тяжелого многоцелевого станка показаны основные этапы рационального проектирования отдельной несущей конструкции. На этапе проектирования несущей системы, состоящей из упрощенных по геометрии несущих конструкций, определены оптимальные габаритные размеры стойки. Для принятой системы предпочтений следует признать лучшим вариант несущей системы со стойкой с размерами поперечного сечения 1,8 м (по оси  $x$ ) и 2,6 м (по оси  $y$ ). Анализ работы стойки на кручение с использованием методов механики показывает, что наилучшей является стойка с квадратным поперечным сечением  $2,46 \times 2,46$  м, у которой жесткость на кручение на 26 % выше по сравнению с серийным вариантом. Результаты расчета показывают, что серийная конструкция стойки с продольными и поперечными ребрами жесткости тяжелее на 24 % стойки с ребрами, расположенными по диагонали при равной жесткости. Однако серийная стойка менее жесткая, чем стойка с наклонными ребрами.

**Ключевые слова:** тяжелый многоцелевой станок, проектирование, несущие конструкции, стойка, метод конечных элементов, методы оптимизации.

DOI: 10.17212/1994-6309-2015-1-42-50

## Введение

За последние десятилетия в станкостроении при проектировании несущих конструкций широко применяется метод конечных элементов (МКЭ). В станкостроении МКЭ активно используется для статического и динамического анализа конструкций заданной геометрии [1–6]. Картины деформированного состояния, полученные расчетом МКЭ и экспериментом, качественно совпадают, количественные расхождения не превышают 16 % [3]. Однако в своей настоящей форме данный анализ используется лишь для идентификации технической задачи, но мало помогает конструктору в достижении действитель-

но оптимальной конструкции, а также в определении способов модификации проекта с целью совершенствования рассматриваемых характеристик [6]. Лучшая конструкция выбирается на основе просчета МКЭ нескольких возможных вариантов. Однако в этом случае количество рассматриваемых вариантов ограничивается возможностью конструктора и значительно меньше общего числа вариантов, отвечающих всем сочетаниям варьируемых параметров. Поэтому вариант, признанный лучшим, является таковым не в абсолютном смысле, а лишь по сравнению с небольшим числом других рассмотренных вариантов.

Перспективные шаги в направлении рационального проектирования несущих конструкций станков связаны с использованием МКЭ в сочетании с методами оптимизации [7–14].

Основные габаритные размеры металлообрабатывающего станка задаются на этапе технического задания. Далее конструктор на основе расчетов на прочность и жесткость определяет размеры несущих конструкций, которые должны обеспечить выполнение требований по точности и производительности механической обработки. В расчетах компоновочных решений для отдельных несущих конструкций эффективно использовать и общие методы механики деформируемого твердого тела, в частности, одного из его разделов – сопротивления материалов [15].

В работе [16] изложена технология проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков (рис. 1), обеспечивающая создание станков без избыточных возможностей, прогнозирование их работоспособности в условиях интенсивных механических воздействий и научное обоснование выбора проектных решений. Технология включает в себя четыре основных этапа:

1) определяются внешние нагрузки на основе детерминированных или вероятностных моделей;

2) на этапе моделирования компоновки станка определяются граничные условия (силовые и кинематические) для отдельных несущих конструкций (стойка, шпиндельная бабка, ста-

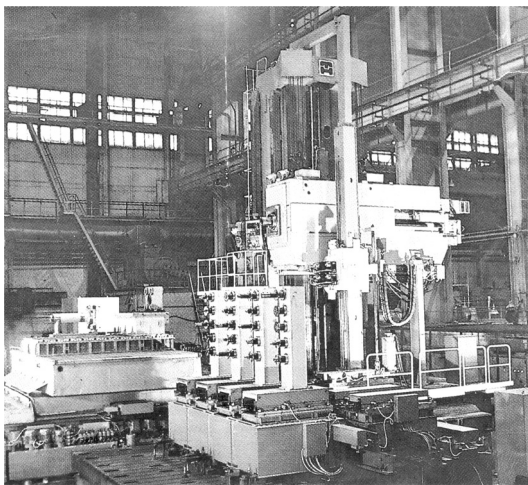


Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок сверлильно-фрезерно-расточной группы с поворотно-подвижным столом для обработки корпусных деталей массой до 200 т

нина и др.); несущие конструкции здесь имеют упрощенную геометрию поперечного сечения. В результате решения задачи устанавливается полный набор граничных условий (силовых, кинематических) для отдельной несущей конструкции, что позволяет далее рассматривать эти конструкции независимо друг от друга;

3) на этапе моделирования отдельной несущей конструкции получаем оптимальную конструкцию с реальной геометрией поперечного сечения и минимально возможной массой при удовлетворении граничных условий, полученных на втором этапе;

4) проводится динамический анализ или имитационное моделирование для типовых условий эксплуатации несущей системы с оптимальными несущими конструкциями.

Целью настоящей работы является расчет и анализ компоновочных решений для наиболее нагруженной несущей конструкции тяжелого многоцелевого станка (МС) сверлильно-фрезерно-расточной группы – стойки (рис. 2). Для достижения поставленной цели используются метод конечных элементов, методы оптимизации и методы сопротивления материалов.

МС представляет собой комплекс, состоящий из двух изделий, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций – спе-

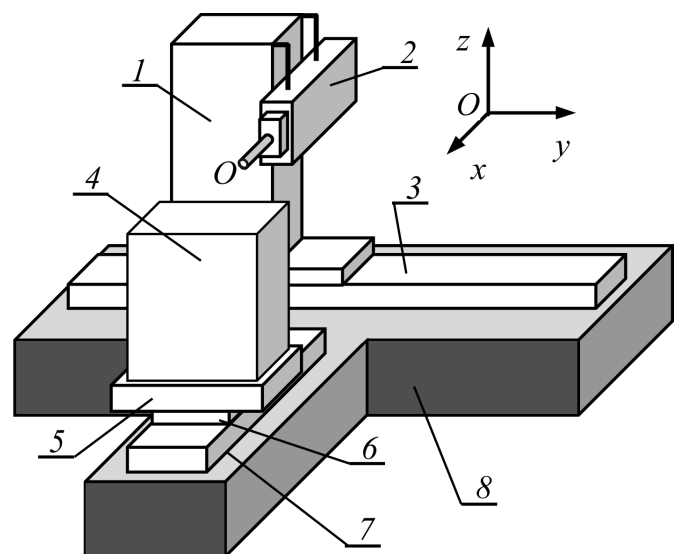


Рис. 2. Компоновка многоцелевого станка:

1 – стойка; 2 – шпиндельная бабка; 3 – станина; 4 – обрабатываемая деталь; 5 – паллета; 6 – сани стола; 7 – станина стола; 8 – фундамент

циального фрезерно-расточного станка (рис. 2, поз. 1–3) и поворотного-подвижного стола (рис. 2, поз. 5–7). Данное обстоятельство позволяет проводить расчеты отдельно для стола и фрезерно-расточного станка.

## Результаты и обсуждение

**1. Анализ реакций несущих конструкций в составе несущей системы фрезерно-расточного станка.** Несущие конструкции станка имеют сложную компоновку. Это – пространственные тонкостенные конструкции, имеющие различно ориентированные ребра жесткости, многосвязный замкнутый контур, разную толщину стенок, что затрудняет непосредственный анализ их реакций на внешние воздействия в составе несущей системы. Для сравнительной оценки эффективности выбора внешних габаритных размеров конструкций представим их упрощенной геометрией поперечного сечения. Так, в частности, в отличие от реальной (серийной) конструкции (рис. 3) стойка будет иметь прямоугольное коробчатое поперечное сечение без ребер жесткости – односвязный замкнутый профиль.

Расчетные условия для несущих систем станков выбираются на основе анализа опыта эксплуатации станков, близких по компоновке. При этом выявляются операции, в которых точность и производительность близки к предельным значениям. Для сверлильно-фрезерно-расточных станков такой операцией является торцовое фрезерование.

Ряд значений для расчета выбирается в качестве исходных в соответствии с техническим заданием на проектирование станка. В частности, станок должен обеспечить наибольшее усилие подачи 40 кН, для чистового фрезерования – 3 кН.

Расчетные условия для несущей системы станка следующие:

- шпиндельная бабка находится в крайнем верхнем положении при среднем положении стойки на станине, при этом вылеты шпинделя

( $\leq 0,4$  м) и ползуна ( $\leq 0,6$  м) соответствуют предельным значениям;

- внешней нагрузкой для станка являются силы резания, приложенные в точке  $O$  оси шпинделя (см. рис. 2). Для составляющих сил резания принимается соотношение  $P_x : P_y : P_z = 0,5 : 1,0 : 0,7$ ;

- станина опирается на упругие опоры (64 опоры), жесткость которых принимается из расчета, что опора воспринимает нагрузку 40 кН при вертикальной деформации  $2 \times 10^{-5}$  м;

- учитывается податливость подвижных стыков: стойка – шпиндельная бабка, шпиндельная бабка – ползун, стойка – станина. Расчет перемещений т.  $O$  (рис. 2) в направлении осей  $x, y, z$  проводится для условий чистовой обработки на основе стержневой модели шероховатой поверхности [17]. В результате перемещения т.  $O$  шпинделя только от контактных деформаций в стыках по осям  $x, y, z$  составляют соответственно  $\delta_x = 13,89$  мкм;  $\delta_y = 8,11$  мкм;  $\delta_z = 5,45$  мкм.

Математическая модель несущей системы фрезерно-расточного станка формулируется как задача математического программирования:

минимизировать

$$f(X) = \sum_{i=1}^n \rho_i V_i \quad (1)$$

при ограничениях:

на напряжения

$$g_1 = 1 - \sigma_{\text{экр}} / [\sigma] \geq 0,$$

на перемещения т.  $O$  по оси

$$x \quad g_2 = 1 - \Delta_x / [\Delta_x] \geq 0,$$

$$y \quad g_3 = 1 - \Delta_y / [\Delta_y] \geq 0,$$

$$z \quad g_4 = 1 - \Delta_z / [\Delta_z] \geq 0,$$

на переменные проектирования  $g_5 = V_i \geq 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ ,

где  $n$  – число пластинчатых конечных элементов;  $\rho$  – плотность материала;  $V$  – объем материала конструкции;  $\sigma_{\text{экр}}, [\sigma]$  – эквивалентное и допускаемое напряжения;  $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z, [\Delta_x], [\Delta_y], [\Delta_z]$  – расчетные и допускаемые (в скобках) перемещения т.  $O$  по осям  $x, y, z$  соответственно.

За целевую функцию (1) принята масса конструкции. Переменной проектирования является толщина стенки профиля несущей конструкции.

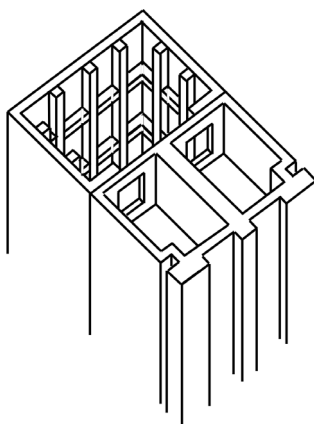


Рис. 3. Компоновка серийной стойки

При назначении допускаемых перемещений  $[\Delta_x]$ ,  $[\Delta_y]$ ,  $[\Delta_z]$  для несущей системы в зоне обработки рассматриваются отклонения от плоскостности и прямолинейности на обработанной поверхности. Согласно ГОСТ 24643–81 для шестого качества при фрезеровании допуски плоскостности и прямолинейности составляют [18]:

- при вертикальном перемещении шпиндельной бабки (5 м) – 60 мкм;
- для поперечного хода стойки (до середины станины 4,5 м) – 60 мкм.

По заводским данным погрешность обработки в зоне резания распределяется между фрезерно-расточным станком и столом как 70 и 30 %. Из-за невозможности учета в расчете всех факторов, влияющих на точность обработки, принимаем коэффициент запаса по жесткости равным 1,5. Окончательно допуски плоскостности и прямолинейности для фрезерно-расточного станка составляют 28 мкм.

Перемещения т. О в зоне резания определяются суммой перемещений в результате собственных деформаций несущей системы и контактных деформаций в стыках. При расчете несущей системы из полученного допуска на перемещения т. О (28 мкм) вычитаются перемещения т. О, полученные в результате контактных деформаций. Окончательно получаем:

$$[\Delta_x] = 14,11 \text{ мкм}, [\Delta_y] = 19,89 \text{ мкм},$$

$$[\Delta_z] = 22,55 \text{ мкм}.$$

В процессе оптимизации несущей системы станка считаем, что перемещения в зоне об-

работки по координатным осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$  должны быть меньше или равны соответствующим допускаемым перемещениям. Для принятой системы предпочтений эффективным считается вариант с наименьшей массой и перемещениями, равными или близкими допускаемым значениям.

Задача условной оптимизации (1) решается методом штрафных функций в форме ( $r$  – штрафной параметр)

$$\varphi(X, r) = f(X) + r \sum_{j=1}^J [1 / g_j(X)],$$

с использованием метода Давидона–Флетчера–Пауэлла для решения задачи безусловной оптимизации [13, 14].

На рис. 4 представлено деформированное состояние несущей системы фрезерно-расточного станка. Видно, что стойка испытывает совместное действие изгиба и кручения и является наиболее нагруженным элементом несущей системы станка. В таблице приведены результаты исследования несущей системы с различным исполнением базовых деталей для разных условий эксплуатации в сравнении с серийным исполнением.

*Типовые условия эксплуатации:* чистовая обработка, фреза торцовая диаметром 250 мм, число зубьев 20, глубина резания 0,5 мм, подача на зуб 0,05 мм, частота вращения шпинделя  $170 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчетов показывают, что имеются возможности по улучшению компоновки базовых деталей по сравнению с их серийным

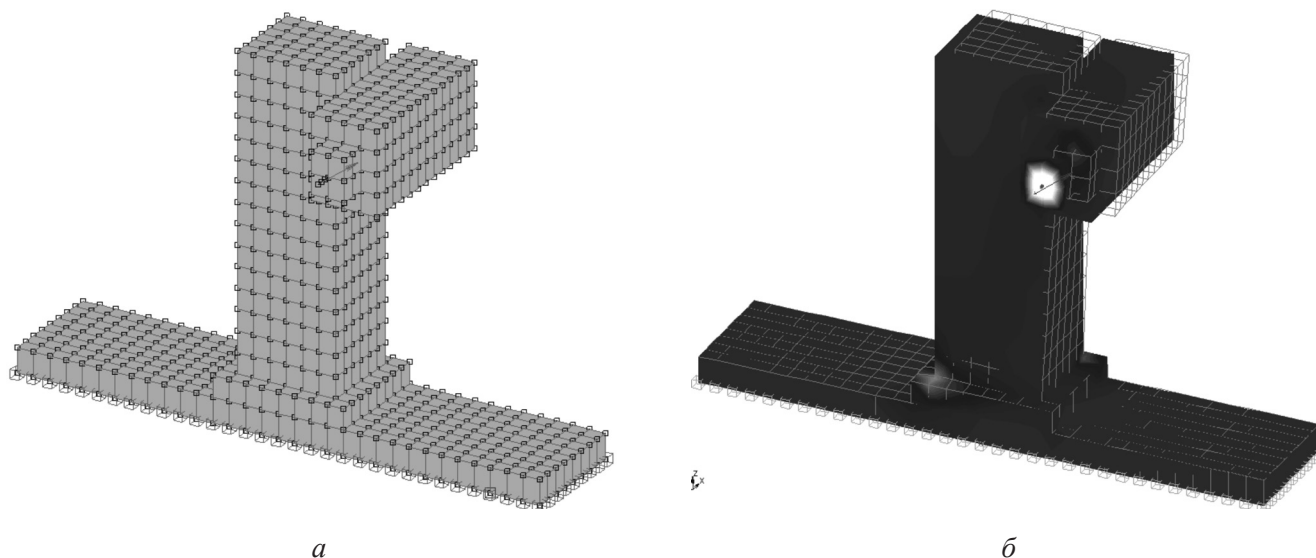


Рис. 4. Исходное (а) и деформированное (б) состояния станка



### Результаты расчета несущей системы

Параметр	Условия эксплуатации					
	Предельные					Типовые
Вариант	серийный	расчетный				серийный
Размеры поперечного сечения (в осях), м:						
– стойка ( $x-y$ )	2,0 · 2,46	2,3 · 2,3	2,46 · 2,46	1,8 · 2,6	1,6 · 2,8	2,0 · 2,46
– шпиндельная бабка ( $y-z$ )	1,3 · 2,20	1,8 · 1,9	1,30 · 2,20	1,7 · 2,0	1,7 · 2,0	1,3 · 2,20
– ползун ( $y-z$ )	0,6 · 0,80	0,7 · 0,7	0,80 · 0,80	0,8 · 0,8	0,8 · 0,8	0,6 · 0,80
Перемещения т. $O$ , мкм:						
– ось $x$ (норма 14,11)	7,34	6,75	6,43	9,51	9,58	6,28
– ось $y$ (норма 19,89)	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89
– ось $z$ (норма 22,55)	11,58	11,74	11,56	12,10	12,69	11,20
Толщина стенки, мм:						
– плоскость $yz, xz$	98	94	96	99	98	71
– плоскость $xy$	146	162	147	107	106,7	99
Масса, т	169,9	179,7	181,0	158,2	157,2	119,3

исполнением. Для принятой системы предпочтений следует признать лучшим вариант несущей системы со стойкой с размерами поперечного сечения 1,8 м (по оси  $x$ ) и 2,6 м (по оси  $y$ ). Вариант несущей системы со стойкой 1,6×2,8 (м) отклонен по причине большой протяженности сечения стойки по оси  $y$ , так как это приводит к дальнейшему уменьшению рабочего хода (рабочего пространства) стойки по этой оси. Отметим, что в процессе оптимизации активным ограничением является перемещение т. О по оси  $y$ . Если при проектировании станка ориентироваться на типовые условия эксплуатации, то на примере расчета серийного варианта видно, что выигрыш по массе составляет около 30 % при сохранении норм точности на обработку.

## 2. Анализ компоновочных решений стойки

В конструкциях тяжелых МС колонкового типа стойка является одним из наиболее ответственных элементов несущей системы, находится в условиях сложного нагружения с большими крутящими и изгибающими моментами и работает как консоль без поддержки по длине со стороны фундамента. Серийная стойка (см. рис. 3) представляет собой пространственную

тонкостенную конструкцию, состоящую из двух частей, соединяющихся между собой посредством болтового соединения. Передняя часть стойки, имеющая направляющие для шпиндельной бабки, состоит из двух замкнутых контуров. Внутренняя полость задней части стойки содержит пересекающиеся продольные и поперечные ребра по всей высоте и служит для размещения противовеса (разгружает привод вертикального перемещения шпиндельной бабки от ее веса).

1. Для исследования многосвязного контура серийной стойки на крутильную жесткость изобразим упрощенное ее представление (рис. 5) и воспользуемся аналогией Прандтля [19]. В слу-

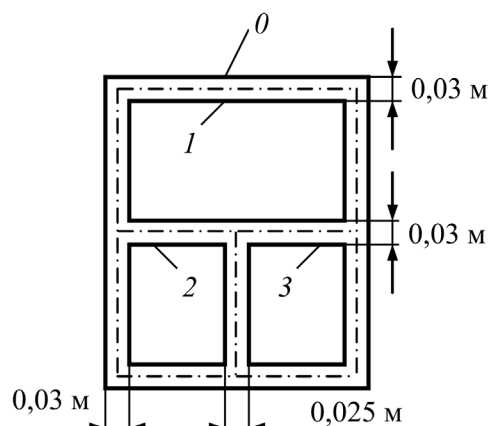


Рис. 5. Поперечное сечение стойки

чае  $n$ -связного поперечного сечения крутящий момент определяется по формуле

$$M = 2 \left( \iint \varphi dx dy + \sum_{i=1}^{n-1} \varphi_i F_i - \varphi_0 F_0 \right), \quad (2)$$

где  $\varphi$  – функция Прандтля;  $F_i$ ,  $F_0$  – площади, ограниченные внутренними и наружными контурами. В рассматриваемом случае формула (2) принимает следующий вид:

$$M = 2 \sum_{i=1}^{n-1} f_i w_i = 2 \sum_{i=1}^{n-1} f_i \varphi_i,$$

где  $f_i$  – площадь, ограниченная контуром, всюду делящим толщину сечения в поперечном сечении пополам;  $w_i$  – функция поверхности провисания мембраны ( $w_i$  тождественна  $\varphi_i$ ). Относительный угол закручивания вычисляется по формуле

$$\theta = M / (GI_k),$$

где  $GI_k$  – жесткость поперечного сечения на кручение. На рис. 6 приведены результаты расчета по отношению к серийному варианту (рис. 6, а), жесткость на кручение которого принята за 100 %.

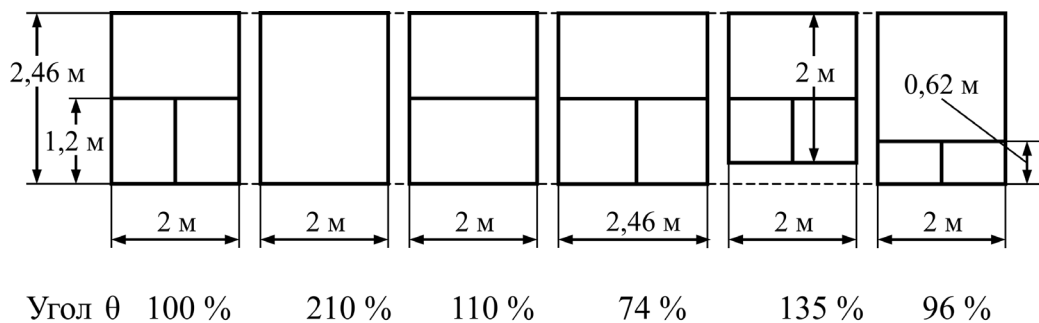


Рис. 6. Компоновки поперечного сечения стойки

Анализ результатов показывает, что в данных условиях наилучшей является стойка с квадратным поперечным сечением (рис. 6, з), у которой жесткость на кручение на 26 % выше по сравнению с серийным вариантом. Некоторое улучшение по жесткости имеет место и в случае, изображенном на рис. 6, е. На практике стойка выполняется также и с квадратным поперечным сечением 2×2 м (рис. 6, д). Однако жесткость сечения в этом случае на 35 % меньше жесткости на кручение серийного варианта.

2. Стойка может иметь различные варианты расположения ребер, которые в значительной степени определяют ее жесткость, а следовательно, и жесткость станка в целом. Для исследования влияния компоновки ребер на жесткость стойки рассмотрим ее упрощенную конструкцию. На рис. 7 показаны варианты расположения ребер (на передней стенке ребра отсутствуют). Расположение ребер в серийной конструкции изображено на рис. 7, а. Расчетная схема стойки моделирует все виды деформации серийной конструкции. Влияние стенок на перемещения узлов стойки для всех вариантов расположения ребер одинаково, так как конечно-

элементная схема позволяет иметь постоянную сетку для пластинчатых конечных элементов, моделирующих стенки стойки. Исходные данные для расчета: толщина стенки 0,04 м, толщина ребра 0,06 м, жесткое защемление стойки по нижнему контуру.

Если обозначить, например, угол поворота передней стенки, по которой скользит шпиндельная бабка, как  $\theta = |y_1 - y_2| / L_{12}$ , где  $y_1, y_2$  – линейное перемещение т. 1 и т. 2 соответственно по оси  $y$ ,  $L_{12}$  – расстояние между точками 1 и 2 (рис. 7),  $M$  – масса стойки, то получим следующие результаты:

компоновка ребер	$\theta$ , %	$\theta/M$ , %
рис. 7, а	100	100
рис. 7, б	70	70
рис. 7, в	100,3	124

Результаты расчета показывают, что серийная конструкция стойки с пересекающимися продольными и поперечными ребрами по всей высоте (рис. 7, а) тяжелее на 24 % стойки с диагонально пересекающимися ребрами (рис. 7, в) при равной жесткости и менее жесткая, чем стойка с диагонально пересекающимися продольными и

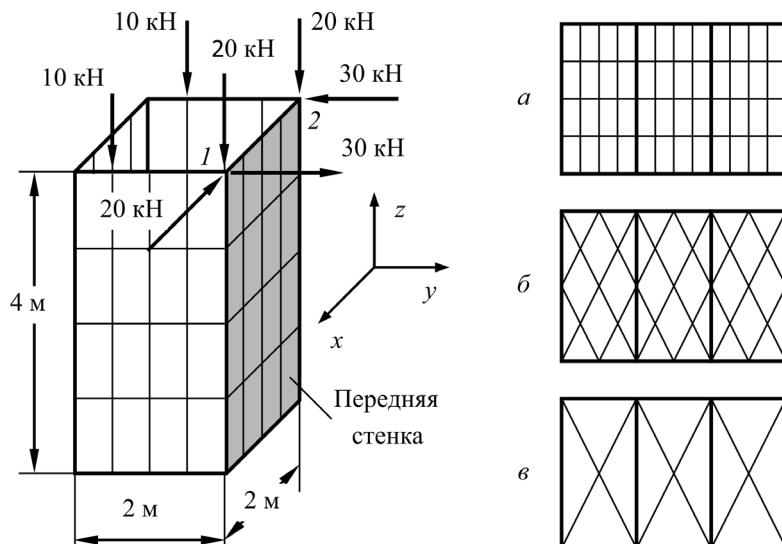


Рис. 7. Расчетная схема стойки и развертка полости стойки с разной компоновкой ребер жесткости

поперечными ребрами (рис. 7, б). Следовательно, при проектировании стойки предпочтение следует отдать наклонным ребрам. Как известно, влияние продольных ребер на перемещения от кручения весьма незначительно, а от изгиба – не превышают 10...20 %.

### Выводы

1. Результаты расчетов показывают, что имеются возможности по улучшению компоновки базовых деталей по сравнению с их серийным исполнением. Для принятой системы предпочтений определен лучший вариант несущей системы со стойкой, имеющей размеры поперечного сечения 1,8 м (по оси  $x$ ) и 2,6 м (по оси  $y$ ). Вариант несущей системы со стойкой 1,6×2,8 (м) отклонен по причине большой протяженности сечения стойки по оси  $y$ , так как это приводит к дальнейшему уменьшению рабочего хода (рабочего пространства) стойки по этой оси.

2. Исследования по влиянию расположения ребер жесткости показывают, что серийная конструкция стойки с пересекающимися продольными и поперечными ребрами (типа «вафельница») по всей высоте тяжелее на 24 % стойки с диагонально пересекающимися ребрами при равной жесткости и менее жесткая, чем стойка с диагонально пересекающимися продольными и поперечными ребрами. Следовательно, при проектировании стойки предпочтение следует отдать наклонным ребрам.

### Список литературы

1. Атапин В.Г. Расчет деформированного состояния фундамента тяжелого многоцелевого станка // Вестник машиностроения. – 1989. – № 6. – С. 31–32.
2. Витес Б.И., Гроссман В.М., Кравцов О.А. Проектирование корпусных деталей металлорежущих станков с использованием метода конечных элементов // Станки и инструмент. – 1991. – № 5. – С. 13–14.
3. Пахмутов В.А., Шалдыбин А.Я. Использование метода конечных элементов для анализа конструкций базовых деталей тяжелых станков // СТИН. – 1992. – № 2. – С. 11–13.
4. Lull B. Statische und dynamische berechnung von werkzeugmaschinengestellen // Maschinenbautechnik. – 1977. – Vol. 26, N 1. – P. 10–13.
5. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeugmaschinengestellen mit hilfe der methode der finiten elemente // Maschinenbautechnik. – 1978. – Vol. 27, N 4. – P. 156–160.
6. Haug E.J., Choi K.K., Komkov V. Design sensitivity analysis of structural systems. – Orlando, Florida: Academic Press, 1986. – 381 p. – (Mathematics in Science and Engineering; vol. 177).
7. Rao S.S., Grandhi R.V. Optimum design of radial drilling machine structure to satisfy static rigidity and natural frequency requirements // Journal of Mechanical Design. – 1983. – Vol. 105, iss. 2. – P. 236–241. – doi: 10.1115/1.3258515.
8. Reddy C.P., Rao S.S. Automated optimum design of machine-tool structures for static rigidity, natural frequencies and regenerative chatter stability // Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 1978. – Vol. 100, iss. 2. – P. 137–146. – doi:10.1115/1.3439401.
9. Yoshimura M., Takeuchi Y., Hitomi K. Design optimization of machine-tool structures considering manufacturing cost, accuracy, and productivity // Journal of Mechanical Design. – 1984. – Vol. 106, iss. 4. – P. 531–537. – doi: 10.1115/1.3258606.
10. Каминская В.В., Гильман А.М., Егоров Ю.Б. Об автоматизированных расчетах оптимальных размеров деталей и узлов станков // Станки и инструмент. – 1975. – № 3. – С. 2–5.
11. Каминская В.В., Гильман А.М. Оптимизация параметров несущих систем карусельных станков // Станки и инструмент. – 1978. – № 10. – С. 6–7.
12. Хомяков В.С., Яцков А.И. Оптимизация несущей системы одностоечного токарно-карусельного станка // Станки и инструмент. – 1984. – № 5. – С. 14–16.

13. *Ravindran A., Ragsdell K.M., Reklaitis G.V.* Engineering optimization: methods and applications. – 2nd ed. – New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. – 688 p. – ISBN-10: 0-471-55814-1. – ISBN-13: 978-0-471-55814-9.

14. *Bunday B.D.* Basic optimisation methods. – London: Edward Arnold, 1984. – 136 p. – ISBN-13: 978-0-713-13506-0. – ISBN: 0-713-13506-9.

15. *Атапин В.Г., Пель А.Н., Темников А.И.* Сопротивление материалов. Базовый курс. Дополнительные главы: учебник. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – 508 с. – (Учебники НГТУ). – ISBN 978-5-7782-1750-8.

16. *Атапин В.Г.* Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы // Вестник машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 3–6.

17. *Демкин Н.Б.* Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.

18. *Гжиров Р.И.* Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1983. – 464 с.

19. *Атапин В.Г., Пель А.Н., Темников А.И.* Сопротивление материалов: учебник. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 556 с. – (Учебники НГТУ). – ISBN 5-7782-0605-4.

## OBRABOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 1(66), January – March 2015, Pages 42–50

### Rational design of the column of a heavy multipurpose machining center

**Atapin V.G.**, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: teormech@ngs.ru

Novosibirsk State Technical University, 20 Prospect K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

#### Abstract

The main purpose in the design of supporting constructions of heavy multipurpose machining center is the reduction of mass at the given precision and productivity of machining. Accomplish these ends the technology of rational design of supporting constructions is offered. This technology is based on the decomposition method and the finite elements method in the combination with optimization methods. The technology has four stages: 1) calculation (computation) of external all forces and loads, 2) as a result of the boundary conditions (force, kinematics) for individual supporting constructions are formed, 3) a problem about final optimal distribution of a material by the individual supporting constructions with the real cross-section is solved; 4) dynamic analysis. By the example of design of the column of a heavy multipurpose machining center the main stages of rational design of the individual supporting construction are shown. At a design stage of the carrying system consisting of load-bearing structures with simplified geometry, optimum overall dimensions of the column are identified. For the admitted system of preferences, it is necessary to accept the fact that the carrying system with the column with the sizes of cross section of 1.8 m (on an axis x) and 2,6 m (on an axis y) is the best. The analysis of the work of the column under the torsion condition with the use of method of mechanics shows that the column with square cross section = 2,46 · 2,46 m which rigidity on torsion is 26 % higher in comparison with a production version is the best. Results of calculation show that a production-release design of the column with longitudinal and transverse edges of rigidity is 24 % heavier than the column with the edges located on a diagonally at equal rigidity. However, the serial-hour less rigid than stand with slanted edges.

#### Keywords:

heavy multipurpose machining center, design, supporting constructions, column, finite elements method, optimization methods.

DOI: 10.17212/1994-6309-2015-1-42-50

#### References

1. *Atapin V.G.* Raschet deformirovannogo sostoyaniya fundamenta tyazhelogo mnogotselovogo stanka [Calculation of the deformed state of the foundation of a heavy multipurpose machine tool]. *Vestnik mashinostroeniya – Soviet Engineering Research*, 1989, no. 6, pp. 31–32. (In Russian)



2. Vites B.I., Grossman V.M., Kravtsov O.A. Proektirovanie korpusnykh detalei metallovezhushchikh stankov s ispol'zovaniem metoda konechnykh elementov [Design of body parts of machine tools using finite element method]. *Stanki i instrument – Russian Engineering Research*, 1991, no. 5, pp. 13–14. (In Russian)
3. Pakhmutoy V.A., Shaldybin A.Ya. Ispol'zovanie metoda konechnykh elementov dlya analiza konstruktssii bazovykh detalei tyazhelykh stankov [Using the finite element method for structural analysis of basic parts heavy machinery]. *STIN – Russian Engineering Research*, 1992, no. 2, pp. 11–13. (In Russian)
4. Lull B. Statische und dynamische berechnung von werkzeugmaschinenengestellten. *Maschinenbautechnik*, 1977, vol. 26, no. 1, pp. 10–13.
5. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeug-maschinenengestellten mit hilfe der methode der finiten elemente. *Maschinenbautechnik*, 1978, vol. 27, no. 4, pp. 156–160.
6. Haug E.J., Choi K.K., Komkov V. *Design sensitivity analysis of structural systems*. Mathematics in Science and Engineering. Vol. 177. Orlando, Florida, Academic Press, 1986. 381 p.
7. Rao S.S., Grandhi R.V. Optimum design of radial drilling machine structure to satisfy static rigidity and natural frequency requirements. *Journal of Mechanical Design*, 1983, vol. 105, iss. 2, pp. 236–241. doi: 10.1115/1.3258515
8. Reddy C.P., Rao S.S. Automated optimum design of machine-tool structures for static rigidity, natural frequencies and regenerative chatter stability. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1978, vol. 100, iss. 2, pp. 137–146. doi:10.1115/1.3439401
9. Yoshimura M., Takeuchi Y., Hitomi K. Design optimization of machine-tool structures considering manufacturing cost, accuracy, and productivity. *Journal of Mechanical Design*, 1984, vol. 106, iss. 4, pp. 531–537. doi: 10.1115/1.3258606
10. Kaminskaya V.V., Gil'man A.M., Egorov Yu.B. Ob avtomatizirovannykh raschetakh optimal'nykh razmerov detalei i uzlov stankov [An automated calculation of the optimum sizes of parts and assemblies of machine tools]. *Stanki i instrument – Machines and Tooling*, 1975, no. 3, pp. 2–5. (In Russian)
11. Kaminskaya V.V., Gil'man A.M. Optimizatsiya parametrov nesushchikh sistem karusel'nykh stankov [Optimization of parameters of the bearing systems vertical lathes]. *Stanki i instrument – Machines and Tooling*, 1978, no. 10, pp. 6–7. (In Russian)
12. Khomyakov V.S., Yatskov A.I. Optimizatsiya nesushchei sistemy odnostoechnogo tokarno-karusel'nogo stanka [Optimization of the support system of single-column vertical turning and boring lathe]. *Stanki i instrument – Soviet Engineering Research*, 1984, no. 5, pp. 14–16. (In Russian)
13. Ravindran A., Ragsdell K.M., Reklaitis G.V. *Engineering Optimization: methods and applications*. 2<sup>nd</sup> ed. New Jersey, John Wiley & Sons, 2006. 688 p. ISBN-10: 0-471-55814-1. ISBN-13: 978-0-471-55814-9
14. Bunday B.D. *Basic optimization methods*. London, Edward Arnold Publ., 1984. 136 p. ISBN-13: 978-0-713-13506-0. ISBN: 0-713-13506-9
15. Atapin V.G., Pel' A.N., Temnikov A.I. *Soprotivlenie materialov. Bazovyi kurs. Dopolnitel'nye glavy* [Strength of materials. Basic course. Additional chapters]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2011. 508 p. ISBN 978-5-7782-1750-8
16. Atapin V.G. Proektirovanie nesushchikh konstruktssii tyazhelykh mnogotselevykh stankov s uchetom tochnosti, proizvoditel'nosti, massy [Structural design of heavy multi-task machines, taking into account the accuracy, performance, weight]. *Vestnik mashinostroeniya – Russian Engineering Research*, 2001, no. 2, pp. 3–6. (In Russian)
17. Demkin N.B. *Kontaktirovanie sherokhovatykh poverkhnostei* [Contacting rough surfaces]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 227 p.
18. Gzhairov R.I. *Kratkii spravochnik konstruktora* [Quick reference design]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1983. 464 p.
19. Atapin V.G., Pel' A.N., Temnikov A.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2006. 556 p. ISBN 5-7782-0605-4

Received 13 January 2015

Revised 27 February 2015

Accepted 2 March 2015