

# МЕТОД ДЕКОМПОЗИЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ

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

Поступила 10 сентября 2013  
Рецензирование 25 января 2014  
Принята 15 февраля 2014

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

Основной целью при проектировании базовых деталей тяжелых многоцелевых станков является снижение массы при заданной точности и производительности механической обработки. Для достижения этой цели предлагаемая нами технология расчетного проектирования базовых деталей использует принцип декомпозиции и интегрированную работу метода конечных элементов с методами оптимизации. Вследствие большой размерности расчетной модели несущей системы станка, состоящей из последовательного набора соединенных между собой базовых деталей, предлагается на этапе проектирования использовать подконструкции, выделенные из базовых деталей. На примере проектирования стойки тяжелого многоцелевого станка показано, что применение подконструкции существенно снижает размерность модели и время проектирования реальной компоновки базовой детали. Поле деформаций оптимальной подконструкции стойки согласуется с полем деформации стойки, которое получено при расчете несущей системы станка, состоящей из базовых деталей упрощенной компоновки при удовлетворении норм точности механической обработки. Угол поворота оптимальной стойки с реальным поперечным сечением меньше, чем стойки в составе несущей системы с упрощенными по геометрии базовыми деталями, 0,0778 и 0,1495 рад соответственно, т. е. крутильная жесткость оптимальной стойки выше.

**Ключевые слова:** многоцелевой станок, проектирование, базовые детали, метод конечных элементов, методы оптимизации.

## Введение

Стремление к повышению эффективности механической обработки вызывает необходимость в создании новых моделей станков. Продолжение этого процесса в настоящее время и в ближайшем будущем обусловлено:

- необходимостью обеспечения основных потребительских свойств станков – точности, производительности, надежности, удельного энергопотребления и удельной занимаемой площади;
- добавлением в конструкцию станка других, помимо резания, рабочих процессов (лазерных, плазменных и др.), требующих специальных конструктивных решений и обуславливающих поиск и разработку новых конструкций;

- разработкой проектов стандартных станков, предназначенных к крупносерийному выпуску и требующих вследствие этого максимально достижимой степени экономической эффективности.

В связи с этим в последние десятилетия происходит коренное изменение теории и практики проектирования базовых деталей (несущих конструкций) металлорежущих станков. На смену техническому расчету на основе расчетных моделей сопротивления материалов [1] пришли методы, сочетающие интегрированную работу метода конечных элементов (МКЭ) и методов оптимизации [2–5] с широким привлечением ЭВМ. Однако их применение приводит к большой размерности системы, экспоненциальному росту объема вычислений при увеличении числа

переменного проектирования, длительному времени счета при применении методов оптимизации вследствие итерационного характера процедур и, следовательно, к увеличению сроков проектирования.

Современный металлорежущий станок, как объект проектирования, является относительно большой и сложной системой с развитой иерархической структурой. Работоспособность такой системы обеспечивают несколько подсистем, таких как главный привод, привод подач и позиционирования и др. Несущую систему станка можно рассматривать как подсистему, обеспечивающую физическое объединение других подсистем, а также составляющую основу для их функционирования. Несущая система состоит из последовательного набора соединенных между собой базовых деталей (несущих конструкций), которые могут рассматриваться как подсистемы несущей системы станка, и т. д. При классическом методе проектирования станок разбивают на отдельные узлы (например, базовые детали) по конструктивной зависимости. Однако разбиение станка на отдельные узлы дает возможность лишь распределить работу между разработчиками узлов станка, при этом внутренние взаимосвязи (силовые, деформационные) на границах контакта узлов остаются неизвестными. В результате разработка отдельных узлов идет методом бесконечного приближения взаимных требований. При проектировании новых узлов станков, особенно тяжелых и уникальных, доминирует эмпирический подход, основанный на интуиции и опыте конструктора, а также широкое применение заимствованных унифицированных и стандартных решений. Расчеты на основе норм жесткости ГОСТа применимы лишь для станков основных типов, тогда как для новых станков с ЧПУ, в частности тяжелых и уникальных многоцелевых станков, нормы жесткости отсутствуют.

Сложность современных металлорежущих станков и требование высокого уровня их потребительских свойств (точности, производительности, надежности и др.) делают необходимой разработку научно обоснованной технологии проектирования базовых деталей станков.

Целью работы является апробирование в рамках такой технологии метода декомпозиции применительно к проектированию крупногабаритных базовых деталей тяжелого многоцелевого станка.

## Теория

Как известно, базовые детали составляют 75...80 % от массы станка, поэтому технико-экономические показатели станка в большой мере определяются качеством их проектирования. Конфигурация базовых деталей выявляется в процессе разработки общей компоновки станка. В дальнейшем их проектирование связано с поиском компромиссного решения между противоречивыми требованиями: создание конструкций жестких, но имеющих малую массу; простых по конфигурации, но обеспечивающих высокую точность; дающих экономию металла, но учитывающих возможности литейной технологии при проектировании литых конструкций и возможности технологии сварных конструкций.

Сформулируем следующую задачу проектирования. Пусть заданы компоновка многоцелевого станка (МС), ограничения внешних размеров несущей системы станка, внешняя нагрузка и условия опирания. Требуется найти распределение материала по базовым деталям, удовлетворяющее условиям прочностной надежности и минимально возможной массе, а несущая система, состоящая из этих конструкций, должна обеспечить заданные нормы точности и производительности механической обработки.

Поставленная задача решается в рамках технологии проектирования базовых деталей, рассмотренной нами в работе [5] на примере МС для обработки корпусных деталей массой до 200 т (рис. 1) и дополненной в настоящее время [7, 8]. Технология проектирования включает в себя четыре этапа (рис. 2).

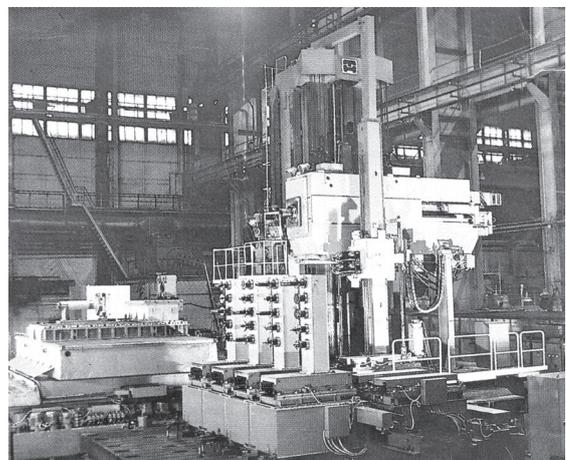


Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок сверлильно-фрезерно-расточной группы с поворотным подвижным столом для обработки корпусных деталей массой до 200 т

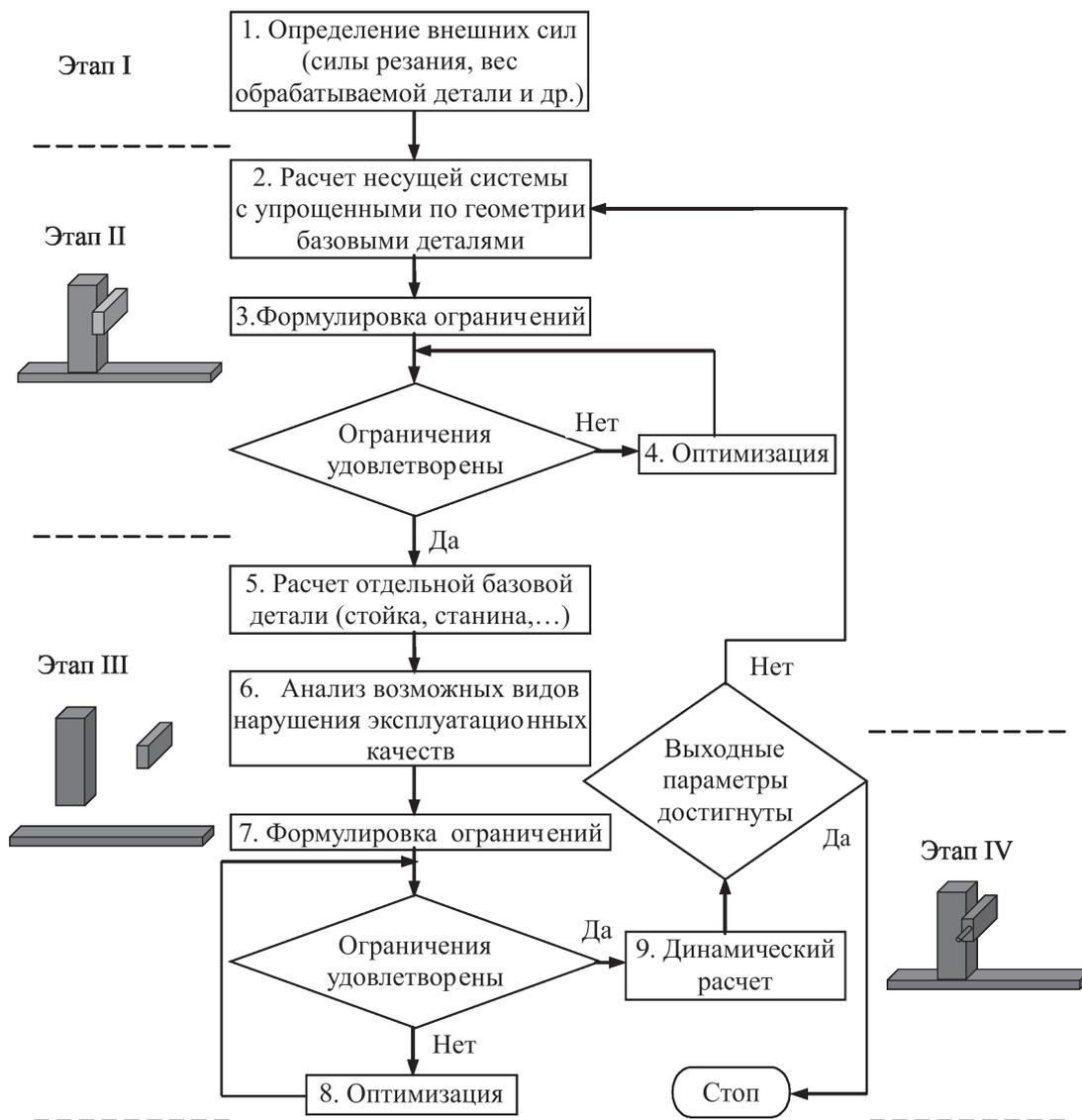


Рис. 2. Блок-схема проектирования базовых деталей МС

Этап I (рис. 2, блок 1). Определяются внешние нагрузки на основе детерминированных или вероятностных моделей внешнего нагружения. Внешние нагрузки представляют собой статические и динамические воздействия на несущую систему со стороны окружающей среды. Так, основной внешней нагрузкой на несущую систему станка являются силы резания. Внешней нагрузкой для несущей системы стола здесь является вес обрабатываемой детали (до 2 МН).

Этап II (рис. 2, блоки 2–4). Расчет несущей системы с упрощенными по геометрии базовыми деталями. Базовые детали моделируются пространственными структурами с упрощенной геометрией поперечного сечения (стержень, коробчатый профиль, пластина и т. д.). Решается задача о предварительном распределении мате-

риала по базовым деталям как задача математического программирования:

минимизировать

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

при ограничениях:

на прочность (черновая обработка)

$$g_1(X) = 1 - \sigma_{\text{экр}} / [\sigma] \geq 0 \tag{2}$$

на жесткость (чистовая обработка)

$$g_2(X) = 1 - \Delta / [\Delta] \geq 0 \tag{3}$$

переменные проектирования

$$g_3(X) = V_i \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, n, \tag{4}$$

где  $\rho$  – плотность материала;  $V$  – объем материала конструкции;  $\sigma_{\text{экр}}$ ,  $[\sigma]$  – эквивалентное и

допускаемое напряжения;  $\Delta$ , [Δ] – расчетные и допускаемые перемещения инструмента в зоне резания (нормы точности на механическую обработку).

За целевую функцию (1) принимается масса конструкции, так как рассматривается проектирование тяжелых станков массой 300...400 т. Производительность обработки учитывается через силы резания, которые являются внешней нагрузкой для несущей системы. В качестве переменных проектирования принимаются геометрические размеры поперечного сечения базовых деталей, например, толщина стенки. Расчет проводится с учетом контактных и собственных деформаций в несущей системе. Задача (1)–(4) решается методом штрафных функций в форме

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

с использованием метода Давидона–Флетчера–Пауэлла для решения задачи безусловной оптимизации [6].

В результате решения задачи устанавливается полный набор граничных условий (силовых, кинематических) для отдельной базовой детали. Это позволяет в отличие от классического метода проектирования далее рассматривать базовые детали независимо друг от друга. Вследствие трехмерного характера действующих нагрузок и большой степени статической неопределимости системы невозможно найти указанные граничные условия иным путем.

Этап III (рис. 2, блоки 5–8). Проводится расчет для каждой базовой детали. Решается задача об окончательном распределении материала по отдельным базовым деталям при удовлетворении граничных условий, полученных на предыдущем этапе. На основе принципа декомпозиции (рис. 3) несущая система станка разбивается на конструктивно независимые подконструкции, между которыми взаимодействие локализовано и легко определимо:

- нулевому уровню (0) подконструкции соответствует элементарный конечный элемент, из которого собираются типовые структуры уровня I (макроэлементы);

- из макроэлементов формируются укрупненные подконструкции 1–6 уровня II, имеющие законченные конструктивные формы (базовые детали – стойка, шпиндельная бабка и т. д.);

- из подконструкций уровня II формируется уровень III сборки, представляющий собой несущую систему станка.

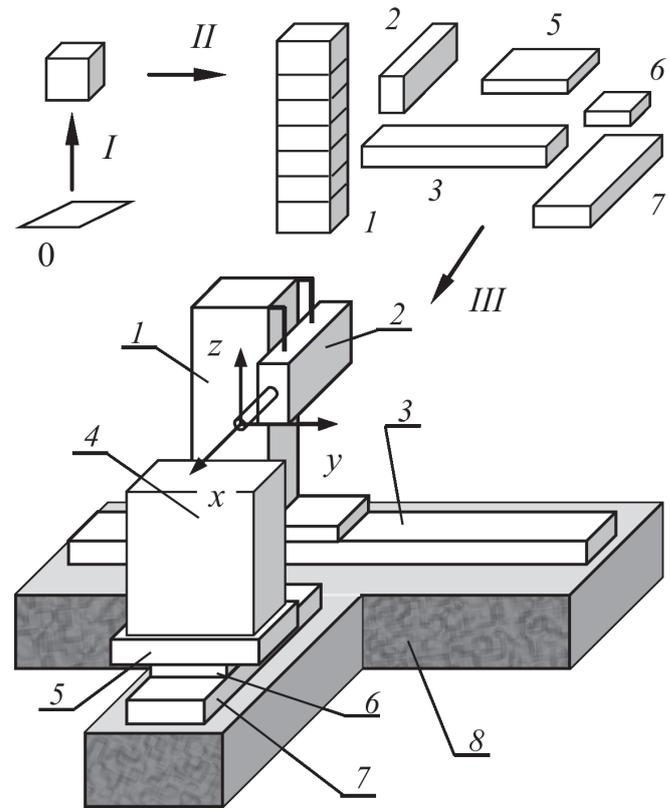


Рис. 3. Компонка тяжелого многоцелевого станка и уровни декомпозиции:

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

В соответствии с блоками 5–8 (см. рис. 2) рассматривается проектирование отдельной базовой детали. С учетом конструктивных и технологических требований разрабатывается компоновка конструкции с реальной геометрией поперечного сечения. Ограничения задачи проектирования формулируются на основе анализа возможных видов нарушения эксплуатационных качеств отдельной базовой детали, в частности, нарушения условий прочности и жесткости, потери устойчивости и др.

В результате решения задачи на этапе III формируется конструкция с реальной геометрией поперечного сечения и минимально возможной массой при удовлетворении требуемых норм производительности и точности механической обработки для несущей системы (этап II).

Этап IV (рис. 2, блок 9). Проводится динамический анализ или имитационное моделирова-

ние для типовых условий эксплуатации несущей системы с оптимальными базовыми деталями.

Таким образом, используя набор уровней проектирования, мы на каждом уровне имеем дело с задачей гораздо меньшей размерности. При расчете сложной конструкции увеличение числа уровней декомпозиции, как известно, в целом более экономичнее, чем непосредственное решение сложных алгебраических систем.

### Результаты и обсуждение

Расчеты показали, что данная технология проектирования позволяет получать оптимальные по массе базовые детали при заданной точности и производительности механической обработки. Однако при этом установлено, что с увеличением габаритных размеров базовой детали, подробным описанием ее реальной компоновки (учет ребер жесткости, вырезов и др.), ростом числа конечных элементов и узлов при измельчении конечноэлементной сетки оптимальное проектирование такой конструкции становится трудоемкой задачей в связи с большой размерностью модели и итерационными процедурами методов оптимизации. В таких условиях целесообразно использовать уровень декомпозиции I (рис. 3) для снижения размерности модели, а полученный результат далее обобщить на конструкцию в целом (уровень II).

Рассмотрим на примере стойки МС (рис. 4) использование подконструкции при проектировании. Выделенная подконструкция должна включать достаточное число связей (обеспечивается равновесие и кинематическая неизменяемость конструкции) и обладать свойством полноты с позиции оптимизации (учет возможных видов нарушения работоспособности, характерных для конструкции). В нашем случае выделим подконструкцию стойки в несущей системе на уровне шпиндельной бабки, состоящую из двух поясов серийной стойки общей высотой 1 м (рис. 4). При расчете несущей системы (рис. 5) на этапе I для стойки получены расчетные усилия (здесь не приводятся) в местах контакта шпиндельной бабки со стойкой и поле перемещений. Для выделенной подконструкции поле перемещений приведено в табл. 1. Допускаемая деформация  $[\delta]$  назначается для точек 1–3 и 7–9 передней стенки стойки, положение которой

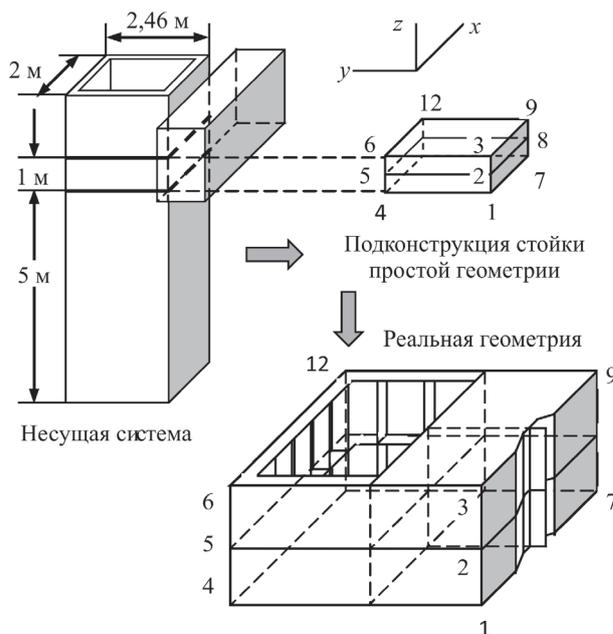


Рис. 4. Выделение подконструкции и ее реальная геометрия

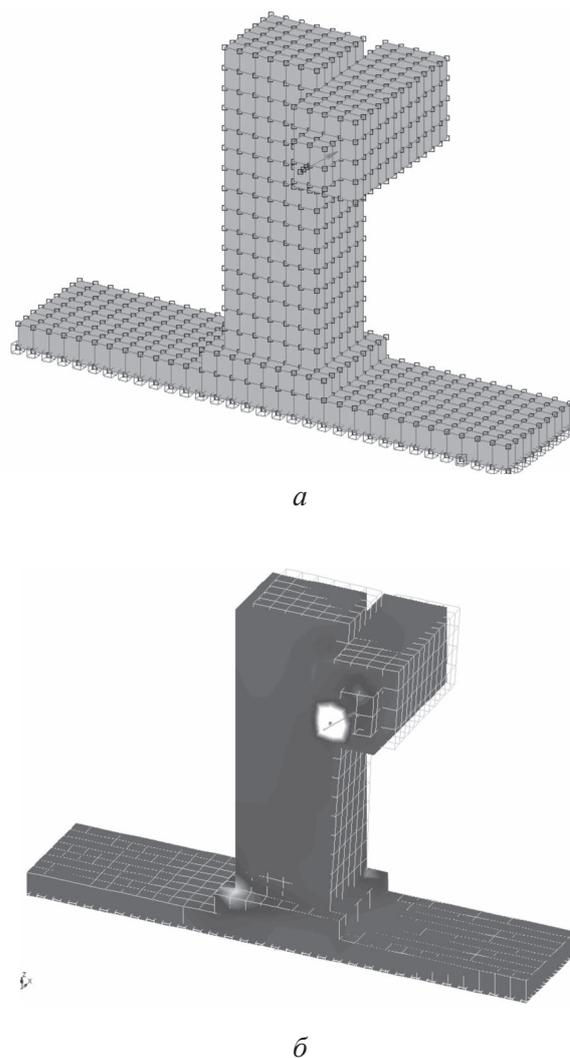


Рис. 5. Исходное (а) и деформированное (б) состояния несущей системы станка

определяет точность обработки. Значения  $[\delta]$  приведены в табл. 2. Определение  $[\delta]$  проводится по формуле  $[\delta] = (\delta_i - \delta_j)/L_{ij}$ , где  $i, j$  – номер узла.

Таблица 1  
Поле перемещений узлов подконструкции стойки (запас по жесткости  $n = 1,5$ )

Узел	Перемещение по оси, м, $10^{-5}$		
	$x$	$y$	$z$
1	0,340	-0,394	0,0265
2	0,396	-0,421	0,0360
3	0,432	-0,439	0,0400
4	0,189	-0,378	0,1300
5	0,218	-0,416	0,1240
6	0,236	-0,435	0,1220
7	0,335	-0,095	-0,1034
8	0,392	-0,122	-0,1090
9	0,428	-0,141	-0,1110
10	0,186	-0,097	0,0080
11	0,217	-0,123	0,0140
12	0,235	-0,142	0,0160

Таблица 2  
Допускаемая деформация для подконструкции

Узлы	Деформация по оси, $10^{-6}$		
	$x$	$y$	$z$
1–3	0,92	0,45	0,135
7–9	0,88	0,46	–
1–7	–	3,00	–
3–9	–	3,00	–

Расчетная схема подконструкции включает 189 пластинчатых конечных элементов (КЭ), 159 узлов, ребра жесткости моделируются пластинчатым КЭ. Дополнительно в узлах 1–12 вводятся упругие связи, жесткость которых определяется как отношение сила/перемещение для конкретного узла. Значение жесткости упругой связи автоматически вводится в матрицу жесткости конструкции. Задача оптимального проектирования подконструкции заключается в нахождении переменных проектирования (здесь – толщина стенки, ребра) при удовлетворении поля перемещений (см. табл. 1), полученного для стойки при расчете в составе несущей системы:

минимизировать

$$\Psi_0 = \rho \sum_{i=1}^k V_i$$

при ограничениях:  
на перемещения

$$\Psi_1 = 1 - \delta/[\delta] \geq 0,$$

напряжения

$$\Psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}}/[\sigma] \geq 0,$$

переменные проектирования

$$\Psi_3 = V_i \geq 0, i = 1, \dots, k,$$

где  $k, m$  – число пластинчатых конечных элементов;  $\rho$  – плотность материала;  $V$  – объем конечного элемента;  $\delta, [\delta]$  – расчетная и допускаемая деформация;  $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100$  МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения. В расчетах использовалось авторское программное обеспечение [9, 10]. Результаты расчета подконструкции стойки для различных условий приведены в табл. 3.

Сравнивая параметры оптимальной подконструкции (табл. 3) с параметрами подконструкции серийной стойки (толщина стенки в плоскости  $xz, yz$  – 0,030 м, в плоскости  $xy$  – 0,045 м, масса – 6,46 т), можно сказать, что серийная стойка реально спроектирована на типовые условия эксплуатации с коэффициентом запаса по жесткости  $n$  несколько больше 1,0. Для реальных условий эксплуатации этого запаса явно недостаточно. В табл. 4 представлено расчетное поле перемещений оптимальной подконструкции стойки (значения соответствуют коэффициенту запаса по жесткости  $n = 1,5$  и для предельных условий эксплуатации). Полученное поле перемещений узлов оптимальной подконструкции с реальной геометрией хорошо согласуется

Таблица 3

Результаты оптимального проектирования подконструкции стойки

Параметр	Условия эксплуатации			
	Предельные		Типовые	
	$n = 1,5$	$n = 1,0$	$n = 1,5$	$n = 1,0$
Толщина, м:				
плоскость $xz, yz$	0,0797	0,0527	0,0463	0,0284
плоскость $xy$	0,0923	0,0830	0,0565	0,0415
Масса, т	15,30	11,62	9,04	6,08

с полем подконструкции упрощенной геометрии (см. табл. 1), полученным при расчете несущей системы (этап II). Строго выполняется ограничение по допускаемой деформации для точек 1–3 по оси  $y$  ( $0,45 \cdot 10^{-6}$ ), а по остальным – расчетные деформации меньше допускаемых. Таким образом, определяющее значение на конструкцию стойки оказывает наибольшая составляющая силы резания по оси  $y$ . Угол поворота передней стенки оптимальной стойки меньше, чем у стойки в составе несущей системы с упрощенными по геометрии базовыми деталями – 0,0778 и 0,1495 рад соответственно, т. е. крутильная жесткость новой стойки выше.

Таблица 4

**Поле перемещений узлов  
оптимальной подконструкции стойки  
(обозначения узлов по рис. 4)**

Узел	Перемещение по оси, м, $10^{-5}$		
	$x$	$y$	$z$
1	0,341	-0,378	0,0255
2	0,387	-0,408	0,0310
3	0,414	-0,423	0,0326
4	0,187	-0,343	0,1303
5	0,219	-0,364	0,1304
6	0,240	-0,380	0,1304
7	0,336	-0,198	-0,0953
8	0,387	-0,226	-0,0947
9	0,418	-0,243	-0,0948
10	0,186	-0,182	0,0095
11	0,221	-0,213	0,0115
12	0,243	-0,231	0,0130

### Выводы

На примере стойки рассмотрен алгоритм параметрического синтеза крупногабаритной конструкции на основе подконструкции, позволяющий:

- получить конструкцию с реальной геометрией поперечного сечения, имеющую минимально возможную массу при удовлетворении заданных норм производительности и точности механической обработки;
- существенно уменьшить число расчетных переменных, время счета на ЭВМ при интегри-

рованной работе метода конечных элементов и методов оптимизации и за счет этого увеличить количество просматриваемых возможных вариантов ее компоновки.

### Список литературы

1. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.
2. Рао, Гранди. Оптимальное проектирование несущей конструкции радиально-сверлильного станка с ограничениями по статической жесткости и частотам собственных колебаний // Труды АОИМ: Конструирование и технология машиностроения. – 1983. – Т.105. №2. – С. 206 – 211.
3. Есимура, Такэути, Хитоми. Оптимальное проектирование несущих конструкций МРС с учетом стоимости изготовления, точности и производительности // Труды АОИМ: Конструирование и технология машиностроения. – 1984. – Т.106. № 4. – С. 213–220.
4. Хомяков В.С., Яцков А.И. Оптимизация несущей системы одностоечного токарно-карусельного станка//Станки и инструмент. – 1984.– № 5. – С. 14–16.
5. Атапин В.Г. Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы // Вестник машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 3–6.
6. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. Engineering Optimization. – John Wiley and Sons, Inc., New York. 1983.
7. Атапин В.Г. Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3 (52). – С. 27–34.
8. Атапин В.Г. Моделирование несущей системы тяжелого поворотного-подвижного стола // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2012. – № 1 (54). – С. 56–63.
9. Атапин В.Г., Гапонов И.Е., Павин А.Г. Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков // I Всесоюзный съезд технологов-машиностроителей. – М., 1989. – С. 42–43.
10. Атапин В.Г. Оптимальное проектирование корпуса шпиндельной бабки тяжелого многоцелевого станка // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2012. – № 2 (55). – С. 27–32.

**OBRABOTKA METALLOV**

(METAL WORKING • MATERIAL SCIENCE)

N 1(62), January – March 2014, Pages 61–68

**Decomposition method in design of multifunctional machines**
**Atapin V.G.**, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: metal\_working@mail.ru

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

Received 10 September 2013

Revised 25 January 2014

Accepted 15 February 2014

**Abstract**

The main purpose of designing of supporting constructions of heavy multifunctional machines is the reduction of mass at the given precision and productivity of working. To achieve this objective, the technology of rational design of supporting constructions offered by us uses the decomposition method and the finite elements method in 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) the problem of the final optimal distribution of a material by the individual supporting constructions with the real cross-section is solved; 4) dynamic analysis. Due to the large-scale computational model of the machine bearing system, consisting of a consistent set of interconnected basic details, on a design stage it is proposed to use the substructure, derived from the basic details. On the example of designing heavy machining center column it is shown that the application of the substructure significantly reduces the dimensionality of the model and the time of an actual design of the base detail. Strain field of the optimal column substructure is consistent with the strain field of columns, which is obtained when calculating the machine carrying system, consisting of basic details of a simplified column while coming up to the precision standards of machining. The turning angle of the optimal column with real cross-section is less than the column as part of the support system with simplified geometry for basic items - 0.0778 rad and 0.1495 rad, respectively, i.e. torsional stiffness of the optimal column is higher.

**Keywords:** Heavy multifunctional machines; Design; Decomposition method; Supporting constructions; Finite elements method; Optimization methods.

**References**

1. Kaminskaja V.V., Levina Z.M., Reshetov D.N. *Staniny i korpusnye detali metallo-rezhushhih stankov* [Machine beds and case parts of machine tools]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 362 p.
2. Rao, Grandi. *Trudy AOIM "Konstruirovaniye i tehnologiya mashinostroeniya"* [Trans. ASME "Designing and technology of engineering"]. 1983. Vol.105, no. 2, pp. 206–211.
3. Esimura, Takjeuti, Hitomi. *Trudy AOIM: Konstruirovaniye i tehnologiya mashinostroeniya* [Trans. ASME "Designing and technology of engineering"]. 1984. Vol.106, no 4, pp. 213–220.
4. Homjakov V.S., Jackov A.I. *Stanki i instrument*, 1984, no. 5, pp.14–16.
5. Atapin V.G. *Vestnik mashinostroeniya*, 2001, no 2, pp. 3 – 6.
6. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. *Engineering Optimization*. John Wiley and Sons, Inc., New York. 1983.
7. Atapin V.G. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrument)*, 2011, no. 3 (52), pp. 27–34.
8. Atapin V.G. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrument)*, 2012, no. 1 (54), pp. 56–63.
9. Atapin V.G., Gaponov I.E., Pavin A.G. *Avtomatizacija proektirovaniya tjazhelyh mnogocelevyh stankov* [Design automation of heavy machining centers]. *I Vsesojuznyj s#ezd tehnologov-mashinostrotelej* [First All-Union Congress of Technology – Mechanical Engineers]. Moscow, 1989, pp. 42–43.
10. Atapin V.G. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrument)*, 2012, no. 2 (55), pp. 27–32.