ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА С УЧЕТОМ ТОЧНОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

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

Поступила 16 декабря 2015

Рецензирование 15 января 2016

Принята к печати 15 февраля 2016

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

Рассматривается решение задачи по обеспечению на этапе проектирования минимальной массы тяжелого многоцелевого станка при заданной точности и производительности механической обработки. Показано, что на этапе моделирования несущей системы станка для типовых условий эксплуатации масса несущей системы в результате оптимизации на 35 % меньше его производственного варианта. В процессе оптимизации основным является ограничение на перемещение шпинделя в направлении действия максимальной составляющей силы резания. Для решения задачи используется совместная работа методов оптимизации и метода конечных элементов. На этапе расчета отдельной несущей конструкции с целью формирования реальной геометрии для стойки получено, что крутильная жесткость новой стойки выше, так как угол поворота оптимальной стойки меньше, чем стойки производственного варианта – 0,0778 рад и 0,1495 рад соответственно. При расчете паллеты, входящей в состав тяжелого поворотного-подвижного стола, ее масса уменьшается на 35,5 % по сравнению с производственным вариантом.

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

DOI: 10.17212/1994-6309-2016-1-31-41

Введение

В современном станкостроении на этапе проектирования несущих систем и отдельных несущих конструкций широко используется метод конечных элементов (МКЭ) [1–5]. Однако выбранный вариант конструкции, полученный в результате расчетов МКЭ, не есть лучший в абсолютном смысле, так как исследованы не все возможные варианты [6]. Более эффективным направлением является использование МКЭ в сочетании с методами оптимизации. Отметим некоторые постановки задач по оптимальному проектированию конструкций станков.

1. В работах [7, 8] рассматриваются задачи оптимального проектирования станин токарного и фрезерного станков, траверсы и колонны радиально-сверлильного станка. Постановка зада-

чи оптимизации включает в себя минимизацию массы при ограничениях по прочности, жесткости, низшим частотам собственных колебаний и устойчивости автоколебаний. Несущие конструкции моделируются стержневыми конечными элементами. Задача решается методом штрафных функций, получено уменьшение массы до 20 %.

2. В работе [9] за целевую функцию принимается стоимость изготовления конструкций при ограничениях на точность и производительность механической обработки и на локальные деформации. В ней предложен многоэтапный метод проектирования, использующий упрощенные модели несущей системы (стержневые элементы коробчатого типа) и включающий в себя три этапа: упрощение конструкции, оптимизация и реализация. Задача оптимизации решается на основе метода штрафных функций.

3. Оптимизация несущих конструкций на основе обобщенного критерия с весовыми коэффициентами рассматривается в работах [10, 11]. Стойка моделируется стержнем коробчатого прямоугольного поперечного сечения без перегородок. Недостатком данного метода является сложность определения весовых коэффициентов. В работе [12] применяется анализ чувствительности для расчета токарно-карусельного станка; выбранный вариант стойки имеет уменьшенную массу (на 10 %) и податливость (более чем в два раза).

На практике, как известно, при проектировании станок разделяют на подконструкции по конструктивной зависимости. Однако, так как силовые и деформационные взаимосвязи на границах контакта подконструкций неизвестны, проектирование идет методом последовательных приближений для удовлетворения взаимных требований, что удлиняет сроки проектирования. При проектировании новых узлов тяжелых и уникальных станков основным является подход, основанный на опыте проектировщика, а также использовании унифицированных и стандартных решений. В связи со сложностью современных многоцелевых станков актуальным остается разработка научно обоснованной технологии проектирования таких станков.

Целью настоящей работы является изложение основных этапов новой технологии проектирования оптимальных несущих конструкций тяжелого МС сверлильно-фрезерно-расточной группы, предназначенного для обработки корпусных деталей массой до 200 т (рис. 1). Структурно МС состоит из фрезерно-расточного станка и поворотно-подвижного стола.

1. Теория

Известны компоновка многоцелевого станка, ограничения внешних размеров несущей системы станка, внешняя нагрузка и условия опирания. Сформулируем следующую задачу: спроектировать несущие конструкции, которые

Стол Станок фрезеровочный

Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок

удовлетворяли бы условиям прочностной надежности и минимально возможной массе при заданных нормах точности и производительности механической обработки. Поставленная задача решается за четыре этапа (рис. 2).

Этап I (рис. 2, блок 1). Определяются внешние нагрузки на основе детерминированных или вероятностных моделей.

Этап II (рис. 2, блок 2). Расчет несущей системы с упрощенными по геометрии несущими конструкциями. Конструкции моделируются

Рис. 2. Блок-схема проектирования несущих конструкций МС

пространственными структурами с упрощенной геометрией поперечного сечения (стержень, корбчатый профиль, пластина и т. д.). На данном этапе формулируется задача математического программирования:

минимизировать

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

при ограничениях:

напряжения

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

перемещения

$$g_2(X) = 1 - \Delta / [\Delta] \geq 0, \quad (3)$$

переменные проектирования

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

где ρ – плотность материала; V – объем материала конструкции; $\sigma_{\text{экв}}$, $[\sigma]$ – эквивалентное и допускаемое напряжения; Δ , $[\Delta]$ – расчетные и допускаемые перемещения инструмента в зоне резания.

За целевую функцию (1) принимается масса конструкции, так как рассматривается проектирование тяжелых станков массой 300...400 т. Внешней нагрузкой для несущей системы являются силы резания. Переменными проектирования являются геометрические размеры поперечного сечения несущих конструкций. Задача (1)–(4) решается методом штрафных функций в форме

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

Задача безусловной оптимизации решается методом Давидона–Флетчера–Пауэлла (ДФП) [13, 14]. В результате определяем силовые и кинематические условия для отдельной несущей конструкции.

Этап III (рис. 2, блок 3). Рассматривается расчет отдельной несущей конструкции (стойка, шпиндельная бабка и др.) при удовлетворении силовых и кинематических условий, полученных на этапе II. Целевая функция – масса конструкции. Ограничения задачи оптимизации формируются на основе возможных нарушений

эксплуатационных показателей конструкции (нарушения условий прочности, жесткости, потери устойчивости и др.). В результате получаем оптимальную конструкцию с реальной геометрией поперечного сечения.

Этап IV (рис. 2, блок 4). Проводится динамический анализ или имитационное моделирование для типовых условий эксплуатации несущей системы с оптимальными несущими конструкциями.

2. Результаты и обсуждение

2.1. Расчет несущей системы фрезерно-расточного станка (этап II) – стойка 1, шпиндельная бабка 2, станина 3 (рис. 3)

Расчетные условия: торцовое фрезерование; наибольшее усилие подачи 40 кН при черновой обработке и 3 кН при чистовой обработке; соотношение составляющих силы резания $F_x : F_y : F_z = 0,5 : 1,0 : 0,7$; учитываются отклонения от плоскостности и прямолинейности обрабатываемой поверхности (ГОСТ 24643–81, 6-й квалитет); шпиндельная бабка находится в крайнем верхнем положении при среднем положении стойки на станине, а вылеты шпинделя ($\leq 0,4$ м) и ползуна ($\leq 0,6$ м) соответствуют предельным значениям, характерным для чистовой обработки.

Конечноэлементная модель несущей системы станка (рис. 4, а) содержит пластинчатые четырехузловые конечные элементы для моде-

Рис. 3. Компоновка многоцелевого станка:

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

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

лирования стойки, корпуса шпиндельной бабки и станины; шпиндель моделируется пространственным стержневым конечным элементом. В расчетах учитываются упругие деформации и контактные деформации в стыках несущей системы. Расчет ведется на основе модели (1) – (4). Эффективным является вариант несущей системы, имеющий наименьшую массу и перемещения в зоне обработки, не превышаю-

щие допускаемых перемещений. При решении используется авторское программное обеспечение, реализующее интегрированную работу МКЭ и методов оптимизации [15].

В табл. 1 приведены основные результаты расчетов НС станка в зависимости от условий эксплуатации. На рис. 4, б показано деформированное состояние НС станка. Вариант НС станка, полученный в результате интегрированной работы МКЭ и методов оптимизации, имеет меньшую массу по сравнению с серийным вариантом и его, согласно принятой системе предпочтений, следует признать лучшим. Результаты расчетов также показывают, что при проектировании станка на типовые условия эксплуатации выигрыш по массе составляет около 35 %. Активным ограничением является перемещение конца шпинделя по оси y (действует максимальная составляющая силы резания).

2.2. Расчет отдельной несущей конструкции станка (этап III)

Здесь рассмотрим расчет стойки МС (рис. 3). Выделим в несущей системе на уровне шпиндельной бабки подконструкцию, состоящую из двух поясов серийной стойки общей высотой 1 м (рис. 5). При расчете несущей системы на этапе I для стойки получены расчетные усилия

Таблица 1

Результаты расчета НС станка

Параметр	Результаты моделирования НС станка для условий эксплуатации			
	Предельные			Типовые*
Вариант НС	серийный	оптимальный	МКЭ без оптимизации	оптимальный
Размеры сечения, м:				
стойка	2,0×2,46	1,8×2,6	2,0×2,46	1,8×2,6
шпиндельная бабка	1,3×2,20	1,7×2,0	1,6×2,00	1,7×2,0
ползун	0,6×0,80	0,8×0,8	0,6×0,8	0,8×0,8
Перемещения в зоне резания (расчет/норма):				
по оси x	0,52	0,67	0,76	0,68
по оси y	0,99	0,99	0,99	0,99
по оси z	0,51	0,54	0,42	0,61
Масса, т	169,9	158,2	202,8	102,2

* Типовые условия эксплуатации: чистовая обработка, фреза диаметром 250 мм, число зубьев 20, глубина резания 0,5 мм, частота вращения шпинделя 170 мин⁻¹ (0 – 500 мин⁻¹).

Таблица 3

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	–

Рис. 5. Выделение подконструкции и ее реальная геометрия

в местах контакта шпиндельной бабки со стойкой и поле перемещений (здесь не приводятся). Для выделенной подконструкции поле перемещений приведено в табл. 2. Допускаемая деформация $[\delta]$ (табл. 3) назначается для точек 1–3 и 7–9 передней стенки стойки, положение которой определяет точность обработки. Определение $[\delta]$ проводится по формуле $[\delta] = (\delta_i - \delta_j)/L_{ij}$, где i, j – номер узла

Таблица 2

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

Узел	Перемещение по оси, 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

Расчетная схема подконструкции включает в себя 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 связи автоматически вводится в матрицу жесткости конструкции.

При оптимизации подконструкции определяются переменные проектирования (здесь – толщина стенки, ребра) при удовлетворении поля перемещений, приведенного в табл. 2:

$$\text{минимизировать } \psi_0 = \rho \sum_{i=1}^k V_i$$

при ограничениях:

$$\text{перемещения } \psi_1 = 1 - \delta/[\delta] \geq 0,$$

$$\text{напряжения } \psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}}/[\sigma] \geq 0,$$

переменные проектирования

$$\psi_3 = V_i \geq 0, \quad i = 1, \dots, k,$$

где k – число пластинчатых конечных элементов; ρ – плотность материала; V – объем конечного элемента; $\delta, [\delta]$ – расчетная и допускаемая деформация; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100$ МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения. Результаты расчета подконструкции стойки для различных условий приведены в табл. 4.

Расчеты показывают, что при сравнении параметров оптимальной подконструкции (см. табл. 4) с параметрами серийной стойки (толщина стенки в плоскости xz, yz 0,030 м, в плоскости xy 0,045 м, масса 6,46 т) очевидно, что серийная стойка отвечает типовым условиям эксплуатации с коэффициентом запаса по жесткости n несколько больше 1,0. В табл. 5 представлено

Таблица 4

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

Таблица 5

Поле перемещений узлов оптимальной подконструкции стойки (обозначения узлов по рис. 5)

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

расчетное поле перемещений оптимальной подконструкции стойки для узлов согласно табл. 2 (коэффициент запаса по жесткости $n = 1,5$, предельные условия эксплуатации). Полученное поле перемещений узлов оптимальной подконструкции с реальной геометрией хорошо согласуется с полем подконструкции упрощенной геометрии, полученным при расчете несущей системы (этап II). Ограничение по допускаемой деформации для точек 1–3 по оси y выполняется ($0,45 \cdot 10^{-6}$), другие расчетные деформации меньше допускаемых.

Следовательно, наибольшее влияние при проектировании стойки имеет составляющая силы резания по оси y . Угол поворота передней стенки оптимальной стойки равен 0,0778 рад, что меньше, чем у стойки в составе несущей системы с упрощенными по геометрии базовыми деталями – 0,1495 рад, т. е. крутильная жесткость новой стойки выше.

2.3. Расчет паллеты тяжелого поворотно-подвижного стола (этап III)

Паллета (рис. 6) представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию прямоугольной формы ячеистой структуры с размерами $L = 5,6$ м, $B = 3,6$ м, $H = 0,8$ м (рис. 7). Расчетные условия следующие.

1. Корпус паллеты моделируется пластинчатым прямоугольным и стержневым (ребра жесткости) конечными элементами. В процессе построения более мелкой сетки ребра моделируются пластинчатым КЭ.

Рис. 6. Поворотно-подвижный стол

Рис. 7. Паллета, расчетная схема ее поверхности и опорная поверхность

Таблица 6

Результаты расчета жесткости паллеты МКЭ

Число конечных элементов	Максимальные вертикальные перемещения, мм	
	Нагрузка равномерная	Нагрузка неравномерная
199	0,259	0,328
757	0,211	0,249
1044	0,208	–

2. Паллета опирается на жесткие круговые направляющие саней стола (внешний диаметр 3,6 м).

3. Расчетными нагрузками являются собственные веса паллеты (380 кН для серийной паллеты) и обрабатываемой детали (2 МН).

4. Полагаем, что обрабатываемая деталь опирается в угловых зонах паллеты. Внешняя нагрузка F от веса детали и паллеты в предельном случае характеризуется силами F_i ($i = 1, \dots, 4$), приложенными в угловых точках паллеты (рис. 7). Нагрузка F_i вычисляется по формулам сопротивления материалов [16]:

$$F_i = (1/4) F [1 \pm x / (L/2) \pm y / (B/2)].$$

5. Центр тяжести детали A (рис. 7) в плоскости xu имеет эксцентриситет по отношению к вертикальной оси стола на $1/20$ длины и $1/30$ ширины паллеты; это – наибольшее значение эксцентриситета, установленное на основе анализа конфигураций встречающихся на практике крупногабаритных деталей.

Результаты расчета паллеты методом конечных элементов приведены на рис. 8 и в табл. 6. Анализ результатов показывает, что наличие ребер по нижнему контуру паллеты повышает ее жесткость на 40 %. Максимальные напряжения не превышают 8 МПа. Наибольшая относительная деформация паллеты (число КЭ равно 757) при неравномерном распределении нагрузки от веса обрабатываемой детали составляет $1,2 \cdot 10^{-5}$ (см. рис. 6). Полученный результат меньше принятого критерия жесткости $2 \cdot 10^{-5}$. За критерий жесткости принимается угол наклона паллеты у направляющих, непосредственно влияющий на работоспособность гидростатических направляющих [17]. На практике вместо угла наклона ис-

пользуется вертикальная линейная относительная деформация, определяемая на поверхности паллеты и равная $2 \cdot 10^{-5}$ при ширине направляющих стола 1 м, толщине масляного слоя $4 \cdot 10^{-5}$ м. Паллета имеет повышенную жесткость и, следовательно, избыточную массу.

В результате расчета на основе МКЭ получен вариант конструкции с меньшей массой (в скобках – параметры серийной конструкции).

Толщина, мм:	60	(60)
верхняя плита	30	(60)
боковые стенки	20	(50)
внутренние перегородки ребра	60	(60)
Вертикальное перемещение, мм	0,427	(0,249)
Масса, т	24,4	(38,12)

Следовательно, для заданной компоновки паллеты ее масса уменьшилась на 36 % по сравнению с массой серийной конструкции.

Задача оптимального проектирования паллеты имеет следующий вид:

минимизировать

$$\psi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \quad (5)$$

при ограничениях:

перемещения

$$\psi_1 = 1 - \delta/[\delta] \geq 0,$$

напряжения

$$\psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экр}}/[\sigma] \geq 0,$$

устойчивость

$$\psi_3 = 1 - n\sigma/\sigma_{\text{кр}} \geq 0,$$

собственная частота

$$\psi_4 = p_1/[p_1] - 1 \geq 0$$

Рис. 8. Деформированное состояние паллеты при неравномерном приложении нагрузки от веса обрабатываемой детали

переменные проектирования

$$\psi_5 = V_i \geq 0, \quad i = 1, \dots, k,$$

$$\psi_6 = V_j \geq 0, \quad j = 1, \dots, m,$$

где k, m – число пластинчатых и стержневых конечных элементов (КЭ); ρ – плотность материала; V – объем материала конечного элемента; $\delta, [\delta]$ – расчетная и допускаемая относительная деформация, определяемая в направлении, перпендикулярном плоскости паллеты; $\sigma_{\text{экв}}, [\sigma] = 100$ МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения; $n = 2$ – коэффициент запаса на устойчивость; $\sigma, \sigma_{\text{кр}}$ – сжимающее напряжение в плоскости КЭ и критическое напряжение; $p_1, [p_1] = 12$ Гц – расчетное значение и нижняя граница (определяется частотой вращения шпинделя 500 мин^{-1} с отстройкой от резонанса 30 %) первой собственной частоты.

В связи с тем что длина, ширина и высота паллеты определяются габаритами обрабатываемой детали, а также конструктивными соображениями и не варьируются, то переменными проектирования являются толщина t_c стенки корпуса и толщина t_p ребра (при постоянной ширине).

Задача (5) решается методом штрафных функций в форме

$$\varphi = \psi_0 / \psi_0^H + r \sum_{i=1}^4 (1 / \psi_i), \quad (6)$$

где ψ_0^H – начальная масса серийной конструкции паллеты до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получено безусловной минимизацией функции (6) для убывающей последовательности значений параметра r методом ДФП [13, 14]. В табл. 7 приведены результаты расчетов.

Таблица 7

Результаты оптимизации паллеты

Проект паллеты	Толщина, мм				Наибольшее вертикальное перемещение, мм	Масса, т
	Верхняя плита	Боковая стенка	Внутренняя стенка	Ребро		
Серийный	60,0	60,0	50,0	60,0	0,249	38,12
МКЭ	60,0	30,0	20,0	60,0	0,427	24,40
Исходный для оптимизации	70,0	40,0	40,0	70,0	–	32,05
Оптимальный	29,0	36,3	36,3	69,5	0,452	24,59

В результате оптимизации масса паллеты уменьшилась на 35,5 % по сравнению с серийным вариантом, что практически совпадает с результатом, полученным при расчете только МКЭ. Различие по толщине, по-видимому, связано с разной чувствительностью переменных проектирования при оптимальном поиске. Для оптимальной паллеты наибольшие напряжения составили 13,4 МПа, невязка по критерию жесткости равна 0,65 %. Низшая собственная частота паллеты равна 88,6 Гц и превосходит частоту вынужденных колебаний (от вращения шпинделя) почти в 9 раз. Выбор начальной точки с другими параметрами (толщина 60, 45, 45, 60 мм соответственно графам табл. 7) показал аналогичный результат по целевой функции, что свидетельствует о достижении оптимума задачи.

Выводы

Рассмотренные процедуры в приложении для конкретных несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка обеспечивают создание станков без избыточных возможностей (на заданную точность и производительность механической обработки), прогнозирование их работоспособности в условиях интенсивных механических воздействий, научное обоснование выбора проектных решений (на основе применения МКЭ и методов оптимизации). В отличие от классического метода проектирования данная технология позволяет проектировщикам разрабатывать несущие конструкции независимо друг от друга. Это дает возможность рационально распределить работу между несколькими проектировщиками, и на этапе проектирования от-

дельной несущей конструкции получать оптимальную конструкцию с реальной геометрией поперечного сечения и минимально возможной массой при удовлетворении полученных граничных условий на этапе расчета несущей системы, состоящей из несущих конструкций упрощенной геометрии.

При оптимизации отдельных несущих конструкций получено улучшение их проектов. Так, угол поворота передней стенки оптимальной стойки меньше, чем у стойки в составе несущей системы с упрощенными по геометрии базовыми деталями: 0,0778 рад и 0,1495 рад соответственно, т. е. крутильная жесткость оптимальной стойки выше. Масса паллеты уменьшилась на 35,5 % по сравнению с серийным вариантом.

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 werkzeugmaschinenstellen // Maschinenbautechnik. – 1977. – Vol. 26, N 1. – P. 10–13.
5. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeugmaschinenstellen 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., Гапонов И.Е., Павин А.Г. Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков // I Всесоюзный съезд технологов-машиностроителей: тезисы докладов. – М., 1989. – С. 42–43.
16. Атапин В.Г. Сопротивление материалов: учебник. – М: Юрайт, 2015. – 432 с. – ISBN 978-5-9916-5203-2.
17. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.

OBRABOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 1 (70), January – March 2016, Pages 31–41

Optimization of multifunction machines constructions with required accuracy and productivity

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

One of the main criteria of the supporting constructions (column, spindle head, bed) of the multifunction machine is the mass of constructions. It is required to find such distribution of material in the supporting constructions whereby conditions of strength reliability are satisfied with minimum possible mass. Supporting system, consisting of these optimum supporting constructions, has to provide the precision and productivity of machining. In order to support business objectives, the technology of rational designing of supporting constructions, offered by us, uses the principle of decomposition and the integrated work of the finite elements method with optimization methods. The main stages of this technology – optimization of the supporting system of the machine with the supporting constructions simplified on geometry and optimum design of the individual supporting constructions for definition of real geometry of cross section are considered. Calculation of the supporting system with the simplified supporting constructions (without edges of rigidity, partitions, etc.) is made for limit and operating conditions of working. Calculations showed that in the stage of the machine supporting system modeling for typical operating conditions the mass of the supporting system due to optimization is 35% less than the production version. Active restrictions in strain of an end face of a spindle in the direction of action increases the cutting force.

Due to high dimension of calculation models of the supporting constructions it is offered to use the substructure at a stage of optimum design of the individual supporting constructions on the basis of the principle of decomposition. The calculated strain field of the optimal column substructure is consistent with the strain field of the column, which is obtained when calculating the machine supporting system, consisting of simplified supporting constructions at satisfaction of precision standards of working. Restriction on the allowed strain for knots on an axis of y ($0.45 \cdot 10^{-6}$) is strictly carried out, and on the rest settlement strains there are less than allowed. The turning angle of the optimal column with real cross-section is less, than the turning angle of the column as part of supporting system with the supporting constructions of simplified geometry – 0.0778 rad and 0.1495 rad, respectively, i.e. torsion rigidity of the optimal column is higher. As a result of optimum design, a mass of the pallet, consisting of the moving-rotary table, is reduced by 35.5 % in comparison with a production version.

Keywords:

multifunction machines, design, supporting system, supporting constructions, finite elements method, optimization methods.

DOI: 10.17212/1994-6309-2016-1-31-41

References

1. Atapin V.G. Raschet deformirovannogo sostoyaniya fundamenta tyazhelogo mnogotsелеvogo 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 metallorzhushchikh 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. Pakhmotov V.A., Shaldybin A.Ya. Ispol'zovanie metoda konechnykh elementov dlya analiza konstruktsii 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 werkzeugmaschinenstellen. *Maschinenbautechnik*, 1977, vol. 26, no. 1, pp. 10–13.
5. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeug-maschinengestellten 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*. 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 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., Gaponov I.E., Pavin A.G. [Design automation of heavy machining centers]. *I Vsesoyuznyi s'ezd tekhnologov-mashinostroitelei. Tezisy dokladov* [Proceedings of the First All-Union Congress of Mechanical Engineering-technologists]. Moscow, 1989, pp. 42–43.
16. Atapin V.G. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Urait Publ., 2015. 432 p. ISBN 978-5-9916-5203-2.
17. Kaminskaya V.V., Levina Z.M., Reshetov D.N. *Staniny i korpusnye detali metallorazhreshchikh stankov* [Machine beds and case parts of machine tools]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 362 p.

Article history:

Received 16 December 2015

Revised 15 January 2016

Accepted 15 February 2016