

УДК 621.9.06

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЯЖЕЛОГО ПОВОРОТНО-ПОДВИЖНОГО СТОЛА

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

Статья поступила 15 января 2013 года

630073, г. Новосибирск, пр. К. Марса, 20, Новосибирский государственный
технический университет, e-mail: obrmet@ngs.ru

На примере паллеты рассматривается оптимальное проектирование несущих конструкций тяжелого поворотного-подвижного стола. Обсуждаются две модели паллеты – модель кусочно-постоянной толщины и модель постоянной толщины в пределах заданных геометрических внешних размеров. Показано, что обе модели паллеты практически одинаковы по массе. Для практики рекомендуется модель постоянной толщины в пределах заданных трех взаимно перпендикулярных плоскостях.

Ключевые слова: многоцелевой станок, поворотный-подвижный стол, моделирование, несущие конструкции, метод конечных элементов, методы оптимизации.

Изменение положения в пространстве любой точки обрабатываемой детали, установленной на поворотном-подвижном столе (рис. 1), в процессе ее переориентации в рабочей зоне зависит:

- от жесткости стола и обрабатываемой детали,
- массы обрабатываемой детали и положения ее центра тяжести относительно оси поворота стола,
- величины и направления силы резания.

Указанные параметры, кроме жесткости стола, являются исходными при проектировании: часть из них определяется номенклатурой обрабатываемых деталей, другие – характеристиками станка и режущего инструмента. Жесткость стола, зависящую от жесткости паллеты, корпуса саней и станины, а также контактной жесткости стыков, необходимо обеспечить в процессе проектирования.

В компоновке стола реализованы такие решения несущей системы, при которых станина и сани испытывают под действием внешней нагрузки главным образом деформацию сжатия. Поэтому высота станины и саней назначается минимально допустимой по конструкторско-технологическим соображениям. Для паллеты



Рис. 1. Поворотный-подвижный стол

стола характерно преобладание деформации изгиба. В связи с тем что перемещения при изгибе существенно больше перемещений при сжатии [2] и, следовательно, жесткость несущей системы стола будет определяться в основном жесткостью паллеты, далее подробно рассматривается проектирование паллеты, как наиболее деформируемого элемента системы.

Серийная паллета (рис. 2) представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию прямоугольной формы ячеистой структуры с размерами $L = 5,6$ м, $B = 3,6$ м, $H = 0,8$ м. По нижнему контуру паллеты расположены про-

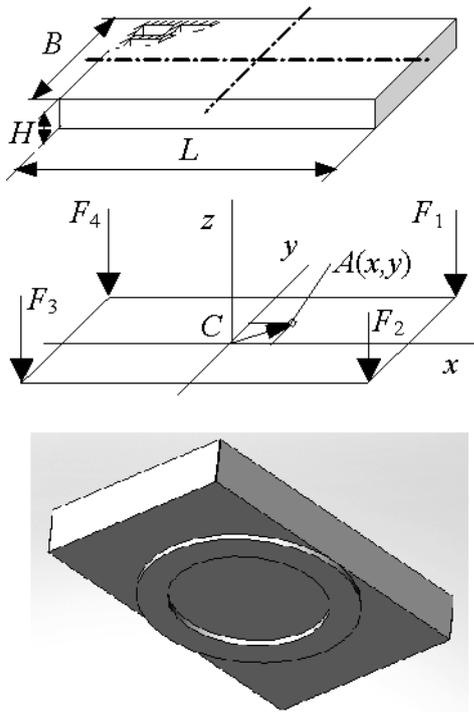


Рис.2. Паллета, расчетная схема ее поверхности и опорная поверхность

дольные и поперечные ребра прямоугольного поперечного сечения. Корпус паллеты опирается на направляющие саней кольцевого поперечного сечения (внешний диаметр 3,6 м). Основные параметры серийной паллеты рассчитаны в конструкторском бюро на основе технического расчета [1].

Расчетная схема паллеты строится на основе следующих положений.

1. Корпус паллеты моделируется пластинчатым прямоугольным и стержневым (ребра) конечными элементами.

2. Паллета опирается на жесткие круговые направляющие саней стола.

3. Расчетными нагрузками являются собственные веса паллеты и обрабатываемой детали (2 МН). Силы резания ввиду их малости по сравнению с указанной нагрузкой не учитываются; так, при чистовом торцовом фрезеровании наибольшая компонента силы резания составляет 3,0 кН.

4. Полагаем, что обрабатываемая деталь установлена на технологических базах, совпадающих с угловыми зонами 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. 4). Распределение нагрузки от веса детали

в угловых точках паллеты получим на основе методов сопротивления материалов [2]:

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

В общем случае центр тяжести детали A (рис. 2) смещен в плоскости xy относительно оси поворота стола на $1/20$ длины и $1/30$ ширины паллеты; это – наибольшее значение эксцентриситета, установленное на основе анализа конфигураций встречающихся на практике крупногабаритных деталей. Координаты точки A приложения результирующей нагрузки в этом случае:

$$x = L/20 = 5,6/20 = 0,28 \text{ м,}$$

$$y = B/30 = 3,6/30 = 0,12 \text{ м.}$$

Используя формулу (1), можно определить силы F_1, \dots, F_4 , приложенные в угловых точках паллеты.

Задача оптимального проектирования паллеты в явном виде формулируется следующим образом:

$$\text{минимизировать } \psi_0 = \rho \left(\sum_{i=1}^k V_i + \sum_{j=1}^m V_j \right) \quad (2)$$

при ограничениях:

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

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

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

$$\text{частоту } \psi_4 = p_1/[p_1] - 1 \geq 0$$

переменные

$$\text{проектирования } \psi_5 = 1 - V_i \geq 0, i = 1, \dots, k,$$

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

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

Переменными проектирования являются толщина t_c стенки корпуса и толщина t_p ребра (при постоянной ширине). Габаритные размеры

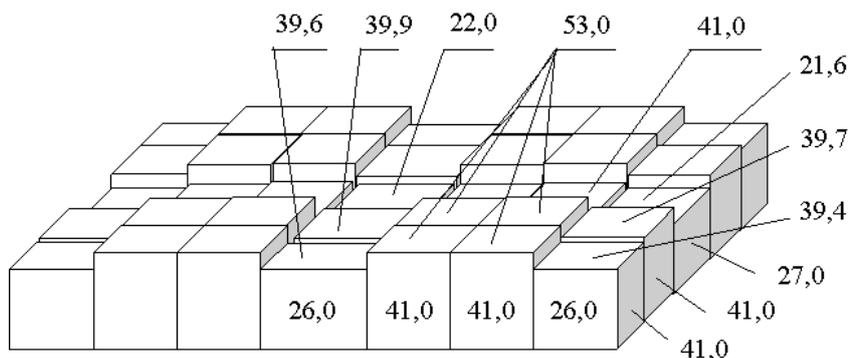


Рис. 3. Паллета кусочно-постоянной толщины.
Цифры обозначают толщину стенки и верхней плиты в миллиметрах

паллеты (длина, ширина, высота) определяются техническим заданием и здесь не варьируются.

Основным критерием, характеризующим жесткость паллеты, является угол наклона поверхности паллеты (как непосредственно влияющий на работоспособность гидростатических направляющих [1]). На основе этого критерия при расчете паллеты введена норма жесткости – относительная вертикальная деформация $[\delta] = 2 \cdot 10^{-5}$ (при ширине направляющих 1 м, толщине масляного слоя $4 \cdot 10^{-5}$ м).

За целевую функцию задачи (2) здесь принята масса конструкции, так как, во-первых, рассматривается расчет конструкций массой несколько десятков тонн, во-вторых, на такие критерии, как жесткость (перемещения), прочность (напряжения) и другие можно назначить допускаемые значения.

Задача (2) решается методом штрафных функций [3] в форме

$$\varphi = \psi_0 / \psi_0^H + r \sum_{i=1}^4 (1 / \psi_i) \quad (3)$$

где ψ_0^H – начальная масса серийной конструкции паллеты до оптимизации; r – малый положительный параметр. Решение задачи получается безусловной минимизацией функции (3) для убыва-

ющей последовательности значений параметра r методом Давидона–Флетчера–Пауэлла [3].

При оптимизации паллеты исследовались два варианта изменения переменных проектирования:

- толщина постоянна в пределах отдельного конечного элемента;
- толщина постоянна для группы конечных элементов: 1-я группа – пластинчатые конечные элементы (КЭ) в плоскостях xz и yz , 2-я – пластинчатые КЭ в плоскости xy , 3-я – стержневые КЭ.

Результаты оптимизации по модели (2) для двух вариантов расчетной схемы представлены на рис. 3, 4 и в таблице. Для паллеты

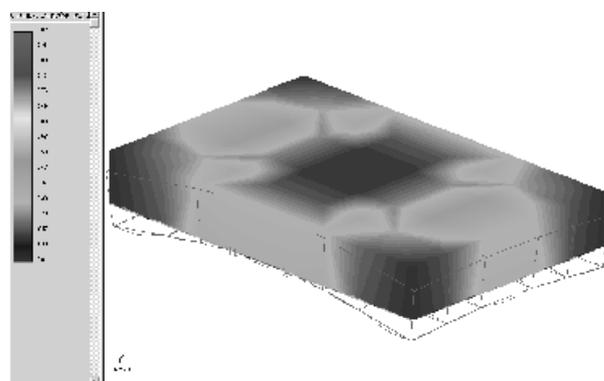


Рис. 4. Деформированное состояние паллеты постоянной толщины для группы КЭ

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
Оптимальный постоянной толщины	29,0	36,3	36,3	69,5	0,452	24,59
Оптимальный кусочно-постоянной толщины	Рис. 3				0,438	25, 20

кусочно-постоянной толщины (рис. 3) наибольшие значения по толщине КЭ наблюдаются в зоне опирания паллеты на круговые направляющие саней стола. Результаты расчета паллеты постоянной толщины представлены в работе [4].

Таким образом, проведенные расчеты двух моделей паллеты показали, что оба варианта дали практически одинаковые значения целевой функции. Однако для практики более технологичной является вторая модель паллеты – модель с постоянной толщиной в пределах данной плоскости.

Список литературы

1. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.
2. 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»).
3. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: В 2 кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 350 с. – Кн. 2. – 320 с.
4. Атапин В.Г. Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3 (52). – С. 27 – 34.

To the question of optimum design carrier constructions heavy moving-rotary table

V.G. Atapin

On an example pallets optimum design of carrier system of a heavy moving-rotary table is considered. Two models pallets – model of piecewise and constant thickness and model of constant thickness within the set geometrical external sizes are discussed. It is shown that both models pallets are almost identical on weight. For practice the model of constant thickness within the set three mutually perpendicular planes is recommended.

Key words: heavy multi-purpose machine tool, moving-rotary table, modeling, carrier constructions, finite element method, optimization methods.