

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БАЛАНСИРОВКИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ТОКАРНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА ВЫСОКОЙ ТОЧНОСТИ С ЧПУ BTM-250

**В.А. Митрофанов, Н.Н. Трушин**

*В работе рассматривается технологический процесс и оборудование для балансировки шпиндельного узла высокоточного токарного станка с ЧПУ модели BTM-250. Представлен маршрут динамической балансировки шпиндельного узла данного станка. Для оптимизации и последующей автоматизации предлагается построение и использование математической модели алгоритма технологии балансировки шпиндельного узла на основе сети Петри.*

*Ключевые слова:* балансировка, балансировочный стенд, математическое моделирование, сеть Петри.

Токарный обрабатывающий центр высокой точности с ЧПУ модели BTM-250 выпускается в г. Тула на ООО «Станкотехника», которая является дочерним предприятием АО «АК Туламашзавод». Точность станка соответствует классу точности В по ГОСТ 8-82.

Шпиндельный узел – один из наиболее ответственных узлов любого металлорежущего станка. Качество шпиндельного узла оказывает самое существенное влияние на точность, надежность, производительность всего станка. Точность станка или точность обработки им обеспечиваемая зависит не только от его начальных параметров – геометрической точности, жесткости и т. д., но и от протекающих в нем процессов – силовых, вибрационных, тепловых, изнашивания и других [1, 2, 3].

В шпиндельный узел станка BTM-250 входят собственно шпиндель, шпиндельные подшипники, приводной шкив ременной передачи, диск тормоза, шкив привода датчика обратной связи. Одной из основных причин вибрации и, как следствие, ухудшения качества обработки поверхности детали на металлорежущем станке BTM-250, как и на других металлорежущих станках, является, как правило, дисбаланс шпиндельного узла. Основными причинами появления дисбаланса является неравномерное распределение массы вокруг оси вращения шпинделя, что приводит к смещению главной оси инерции из-за неточности изготовления и неточной сборки деталей шпиндельного узла [4]. Полное устранение дисбалансов практически неосуществимо, поэтому их необходимо уменьшить до допустимых нормативных значений.

Существуют два основных типа неуравновешенности валов и роторов – статическая и моментная. Если они оба присутствуют на роторе (а в нашем случае – на шпинделе), то мы получаем общий случай, который называется динамической неуравновешенностью [5]. Так как на шпиндель станка BTM-250 монтируют ряд деталей: подшипники, втулки, фланцы, кольца-гайки и т.д., то для него характерна динамическая неуравновешенность, поэтому его подвер-

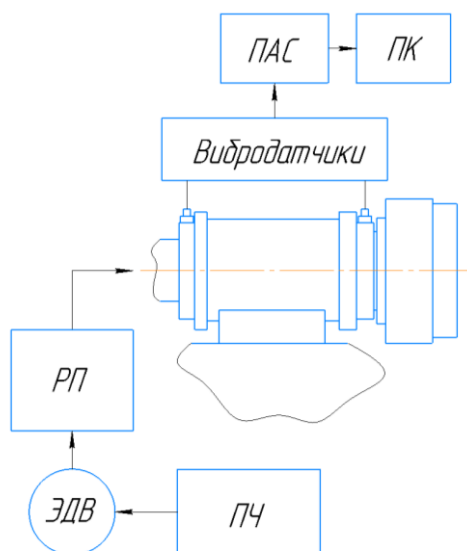
гают динамической балансировке в сборе, которая уменьшает эту неуравновешенность. Чтобы устранить моментную неуравновешенность, т.е. создать компенсирующий момент, необходимо иметь минимум две плоскости коррекции[6].

Выбор плоскостей коррекции на ШУ станка ВТМ-250 осуществлялся конструктором. В конструкцию шпиндельного узла заложены две плоскости коррекции, конструктивно содержащие места под установку корректирующих масс.

Поскольку при балансировке ШУ ВТМ-250 необходимо использовать две плоскости коррекции, то общее число пробных пусков будет равно трем. Первый – нулевой, в нем необходимо использовать вибрацию обоих опор. Во время второго пуска, с пробным грузом в первой плоскости, определяется изменение вибрации от пробного груза в обоих опорах.

Это необходимо потому, что в отличие от статической балансировки, коэффициенты влияния плоскости коррекции на разные опоры будут сильно отличаться друг от друга. По окончании измерений обязательно нужно снять пробный груз из первой плоскости. Третий пуск позволит определить коэффициенты влияния для второй плоскости коррекции. Т.к. вибрация контролируется в обоих опорах, то датчик необходимо переставлять с опоры на опору. Далее идентификатор А относится к первой (передней) опоре шпинделя, идентификатор В – к второй(задней) опоре.

Для проведения процесса балансировки шпиндельного узла станка ВТМ-250 используется специальный балансировочный стенд, принципиальная схема которого представлена на рис. 1.



**Рис. 1. Схема балансировочного стенда**

Балансировочный стенд содержит: ПЧ – преобразователь частотный, ЭДВ – электродвигатель, РП – ременная передача, вибродатчики, ПАС – переносной анализатор сигналов, ПК – персональный компьютер.

Последовательность измерений в процессе балансировки содержит следующие этапы:

1. Выполняем нулевой пуск балансировочной установки, в результате имеем исходную вибрацию опор  $A_0$  и  $B_0$ .

2. Устанавливаем пробный груз  $P_1$  в первую плоскость, и снова измеряем вибрацию опор  $A_1$  и  $B_1$ .

3. Вычисляем изменение вибрации в опорах, вызванное установкой пробного груза  $P_1$ :

$$\Delta \bar{A}_1 = \bar{A}_1 - \bar{A}_0, \quad (1)$$

$$\Delta \bar{B}_1 = \bar{B}_1 - \bar{B}_0 \quad (2)$$

4. Рассчитаем коэффициенты влияния первой плоскости на опоры А и В:

$$\tilde{\alpha}_{1A} = \frac{\Delta \bar{A}_1}{\bar{P}_1}, \quad (3)$$

$$\tilde{\alpha}_{1B} = \frac{\Delta \bar{B}_1}{\bar{P}_1} \quad (4)$$

5. Снимем пробный груз с первой плоскости коррекции и установим его во вторую плоскость. Обозначим его  $P_2$ .

6. Выполним второй пробный пуск, измерим вибрацию в опорах  $A_2$  и  $B_2$ .

7. Рассчитаем изменение вибрации в опорах относительно нулевого пуска:

$$\Delta \bar{A}_2 = \bar{A}_2 - \bar{A}_0, \quad (5)$$

$$\Delta \bar{B}_2 = \bar{B}_2 - \bar{B}_0 \quad (6)$$

8. Определим коэффициенты влияния второй плоскости коррекции на опоры:

$$\tilde{\alpha}_{2A} = \frac{\Delta \bar{A}_2}{\bar{P}_2}, \quad (7)$$

$$\tilde{\alpha}_{2B} = \frac{\Delta \bar{B}_2}{\bar{P}_2} \quad (8)$$

9. Удалим второй пробный груз. После того, как мы определили все четыре коэффициента влияния, нужно с их помощью подобрать необходимые балансировочные массы  $M$ , для обеих плоскостей коррекции. Составим уравнения, которые помогут это сделать. Так как нам известны коэффициенты влияния, или другими словами вклад в вибрацию опор от плоскостей коррекции, то мы можем составить уравнения, определяющие вибрацию в каждой опоре. Для опоры А это уравнение будет иметь вид:

$$\tilde{\alpha}_{1A} \bar{M}_1 + \tilde{\alpha}_{2A} \bar{M}_2 + \bar{A}_0 = \varepsilon_A, \quad (9)$$

где  $\varepsilon_A$  – остаточная вибрация в опоре А. Аналогично, для второй опоры (В):

$$\tilde{\alpha}_{1B} \bar{M}_1 + \tilde{\alpha}_{2B} \bar{M}_2 + \bar{B}_0 = \varepsilon_B \quad (10)$$

Задача балансировки состоит в минимизации остаточной вибрации  $\varepsilon$  в обоих опорах. Объединив эти векторные уравнения в систему, и учитывая, что остаточная вибрация  $\varepsilon$ , должна быть равна нулю, получим:

$$\begin{cases} \tilde{\alpha}_{1A}\overline{M}_1 + \tilde{\alpha}_{2A}\overline{M}_2 = -\overline{A}_0 \\ \tilde{\alpha}_{1B}\overline{M}_1 + \tilde{\alpha}_{2B}\overline{M}_2 = -\overline{B}_0 \end{cases} \quad (11)$$

10. Решение этой системы выполняется с помощью балансировочной программы, встроенной в анализатор вибрации. В итоге получаем балансировочные массы для каждой плоскости коррекции.

11. Устанавливаем балансировочные массы в соответствующие плоскости коррекции и выполняем контрольный пуск. Вибрация, полученная при контрольном пуске  $A_3$  и  $B_3$ , может использоваться для расчета дополнительных балансировочных масс с помощью системы уравнений, которая представлена выше. В правую часть системы уравнений (11) вместо исходной вибрации  $A_0$  и  $B_0$  подставляют вибрацию, полученную при контрольном пуске  $A_3$  и  $B_3$ .

12. Проводим еще одну балансировку при помощи дополнительных балансировочных масс. При этом массы, установленные перед контрольным пуском, мы оставляем на шпиндельном узле.

На основе последовательности измерений, разрабатываем маршрут балансировки шпиндельного узла токарного обрабатывающего центра высокой точности с ЧПУ ВТМ-250 (см. таблицу далее).

Поскольку объектом моделирования в данном случае являются протекающие во времени и взаимосвязанные операции, необходимо применить модель особого рода: структурно-функциональную, одновременно отражающую структуру и функционирование моделируемого объекта. Одним из оптимальных вариантов создания математической модели в данном случае является применение графов. Наиболее универсальным методом работы с графами можно считать теорию сетей Петри [7].

Сеть Петри — математический объект, используемый для моделирования динамических дискретных систем, предложенный Карлом Петри в 1962 г. Определяется как двудольный ориентированный мультиграф, состоящий из вершин двух типов — позиций и переходов, соединённых между собой дугами [8].

#### ***Маршрут балансировки шпиндельного узла станка ВТМ-250***

№ операции	Операция
005	Подготовка балансировочного стенда к работе
010	Подготовка балансируемого шпинделя
015	Установка балансируемого шпинделя на балансировочный стенд
020	Измерение исходной вибрации опоры $A_0$

№ операции	Операция
025	Измерение исходной вибрации опоры $B_0$
030	Установка пробного груза $P_1$ в первую плоскость коррекции
035	Измерение вибрации опоры $A_1$
040	Измерение вибрации опоры $B_1$
045	Вычисление изменения вибрации в опорах, вызванное установкой пробного груза $P_1$
050	Расчёт коэффициентов влияния первой плоскости на опоры $A_i$ и $B$
055	Удаление пробного груза с первой плоскости коррекции
060	Установка пробного груза $P_2$ во вторую плоскость коррекции
065	Измерение вибрации опоры $A_2$
070	Измерение вибрации опоры $B_2$
075	Вычисление изменения вибрации в опорах, вызванное установкой пробного груза $P_2$
080	Расчёт коэффициентов влияния второй плоскости на опоры $A_i$ и $B$
085	Удаление пробного груза со второй плоскости коррекции
090	Подбор необходимых балансировочных масс $M$ , для обеих плоскостей коррекции
095	Установка балансировочных масс в соответствующие плоскости коррекции
100	Измерение вибрации опоры $A_3$
105	Измерение вибрации опоры $B_3$
110	Контроль остаточных дисбалансов
115	Оформление технической документации

Выделяют ряд преимуществ Сетей Петри в моделировании: понятность модели, возможность проведения анализа с помощью вычислительной техники, возможность иерархического моделирования, а также высокий уровень формализации дискретно-событийных систем. Сети Петри являются расширением классической теории графов. Теория Сетей Петри делает возможной спецификацию системы математическим представлением, анализ которой помогает получить важную информацию о структуре и динамическом поведении моделируемой системы [9, 10].

Для решения задачи моделирования введем соответствия между элементами сети Петри и элементами маршрута балансировки шпиндельного узла. Позиции сети Петри:  $P_1 \dots P_{22}$  – операции технологии балансировки ШУ, переходы  $t_1 \dots t_{21}$  – суммарное время операций. Далее для каждой позиции сети присвоим конкретную операцию:

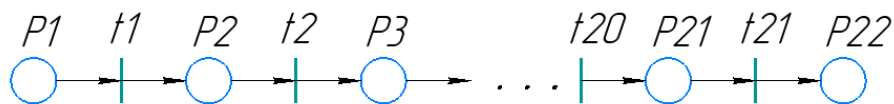
$P_1$  – подготовка балансировочного станка (стенда) к работе;

$P_2$  – подготовка балансируемого шпинделя;

$P_3$  – установка балансируемого шпинделя на балансировочный стенд;

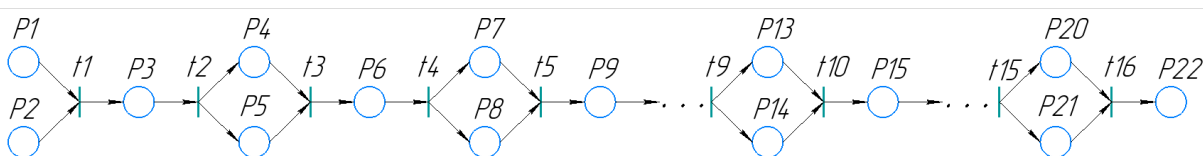
P4 –измерение исходной вибрации опоры  $A_0$ ;  
 P5 –измерение исходной вибрации опоры  $B_0$ ;  
 P6 –установка пробного груза  $P_1$  в первую плоскость коррекции;  
 P7 –измерение вибрации опоры  $A_1$ ;  
 P8 –измерение вибрации опоры  $B_1$ ;  
 P9 –вычисление изменения вибрации в опорах, вызванное установкой пробного груза  $P_1$ ;  
 P10 –расчет коэффициентов влияния первой плоскости на опоры  $A$  и  $B$ ;  
 P11 –удаление пробного груза с первой плоскости коррекции;  
 P12 –установка пробного груза  $P_2$  во вторую плоскость коррекции;  
 P13 –измерение вибрации опоры  $A_2$ ;  
 P14 –измерение вибрации опоры  $B_2$ ;  
 P15 –вычисление изменения вибрации в опорах, вызванное установкой пробного груза  $P_2$ ;  
 P16 –расчет коэффициентов влияния второй плоскости на опоры  $A$  и  $B$ ;  
 P17 –удаление пробного груза со второй плоскости коррекции;  
 P18 –подбор необходимых балансировочных масс  $M$  для обеих плоскостей коррекции;  
 P19 –установка балансировочных масс  $M$  в соответствующие плоскости коррекции;  
 P20 –измерение вибрации опоры  $A_3$ ;  
 P21 –измерение вибрации опоры  $B_3$ ;  
 P22 –контроль остаточных дисбалансов.

На рис. 2 приведена исходная схема сети Петри процесса балансировки ШУ.



**Рис. 2. Преобразование маршрута балансировки шпиндельного узла станка ВТМ-250 в сеть Петри**

Для оптимизации маршрута балансировки ШУ ВТМ-250 проводится сокращение переходов в сети Петри путем нахождения и анализа возможностей сопряжения операций во времени. Результаты преобразования представлены на рис. 3.



**Рис. 3. Оптимизация маршрута балансировки шпиндельного узла станка ВТМ-250 с помощью сети Петри**

Итогом моделирования является оптимизационная модель маршрута балансировки ШУ станка ВТМ-250. Разработанная сеть Петри, отражает структуру и функционирование процесса балансировки ШУ. В одной сети Петри удалось объединить данные о процессе балансировки и возможность сопряжения во времени операций, причем формирование сети осуществляется непосредственно по маршруту балансировки ШУ, и, следовательно, может быть автоматизировано.

Таким образом, предложено решение задачи совместного учета специфики проектирования технологических процессов балансировки при создании рациональной для данных условий модели маршрута балансировки шпиндельного узла станка ВТМ-250 и адекватного метода управления имеющимися временными ресурсами. Разработан подход, на основе применения сетей Петри, связного описания маршрута балансировки ШУ ВТМ-250 и сопряжения во времени операций.

Актуальность данной задачи обусловлена необходимостью экономии времени и организационных затрат на сборку станка ВТМ-250. В связи с этим полученные результаты могут найти применение при планировании операций по времени, автоматизации технологии балансировки, как для шпиндельного узла станка ВТМ-250, так и для шпиндельных узлов других металлорежущих станков.

### Список литературы

1. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.
2. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2. М.: Машиностроение, 1972, 520 с.
3. Шестернинов А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2006. 96 с.
4. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. М.: Машиностроение, 1986. 248с.
5. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999. 344 с.
6. Рыженков В.М. Технология балансировки роторов авиадвигателей: учебное пособие. М.: 2022. 65 с.
7. Проститенко О.В., Халимон В.И., Рогов А.Ю. Моделирование дискретных систем на основе сетей Петри: учебное пособие. СПб.: СПбГТИ(ТУ), 2017. 69 с.
8. Котов В.Е. Сети Петри. М.: Наука, 1984. 160 с.
9. Лескин А.А., Мальцев П.А., Спиридонов А.М. Сети Петри в моделировании и управлении. Л.: Наука, 1989. 133 с.
10. Веретельникова Е.Л. Теоретическая информатика. Теория сетей Петри и моделирование систем: учебное пособие. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2018 82 с.

Митрофанов Вадим Александрович, аспирант, [vad.mit@inbox.ru](mailto:vad.mit@inbox.ru), Россия, Тула, Тульский государственный университет,

Трушин Николай Николаевич, д-р техн. наук, профессор, [trushun@tsu.tula.ru](mailto:trushun@tsu.tula.ru), Россия, Тула, Тульский государственный университет

*OPTIMIZATION OF SPINDLE UNIT BALANCING PROCESS OF  
HIGH PRECISION LATHE MACHINING CENTER VTM-250*

*V.A. Mitrofanov, N.N. Trushin*

*The paper deals with the technological process and equipment for balancing the spindle unit of a high-precision CNC lathe. The route of dynamic balancing of the spindle unit of this machine is presented. For optimization and further automation, it is proposed to build and use a mathematical model of the algorithm of the spindle unit balancing technology based on Petri net.*

*Key words: balancing, balancing bench, mathematical modeling, Petri net.*

*Mitrofanov Vadim Aleksandrovich, post graduate student, [vad.mit@inbox.ru](mailto:vad.mit@inbox.ru), Russia, Tula, Tula State University,*

*Trushin Nikolay Nikolaevich, doctor of technical sciences, professor, [trushun@tsu.tula.ru](mailto:trushun@tsu.tula.ru), Russia, Tula, Tula State University*