

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ

Миранцов С.Л., Гузенко В.С., Миранцов Л.М.

(ДГМА, г. Краматорск, Украина)

Введение

Колебания системы станок – приспособление – инструмент – деталь (СПИД) снижают производительность механической обработки, ухудшают качество обработанной поверхности, сокращают срок службы металлорежущего оборудования и инструмента. Несмотря на сложность явления колебаний, в настоящее время накоплен обширный материал в области изучения природы колебаний при резании. С этой целью предлагались математические модели эквивалентных упругих систем, математические модели сборного инструмента, а также математические модели самих процессов резания при различных методах обработки [1, 2]. Однако по-прежнему остаются недостаточно изученными вопросы колебаний сборных резцов для тяжелых станков, что связано также с большой трудоемкостью и стоимостью экспериментальных исследований на тяжелых и уникальных станках.

В частности в работе [3] была предложена математическая модель динамической системы, включающей в себя процесс резания и сборный инструмент, который рассматривался как многомассовая подсистема (рисунок 1).

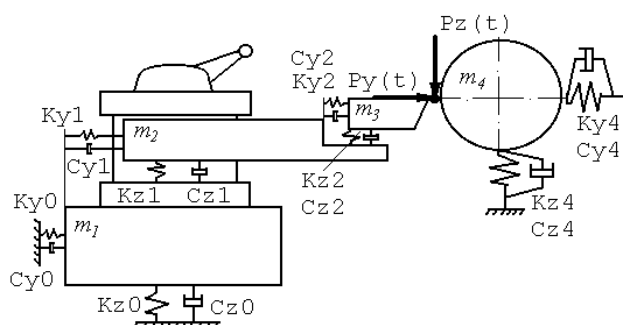


Рис. 1. Расчетная схема для моделирования колебаний системы, включающая сборный инструмент [3]

Недостатком такого подхода является то, что задача рассматривалась в линейной постановке и не позволяла в полной мере учитывать нелинейные особенности поведения подобных систем (например, зависимость сил резания не только от времени, но и от перемещения и его производной), что привело бы к необходимости нелинейных уравнений вида

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = P(t, \dot{y}, y).$$

С появлением современных средств визуального моделирования на ПЭВМ динамических систем практически любой сложности и размерности, в том числе и гибридных систем, стало возможным построение математических моделей динамических систем с нелинейными элементами для изучения колебаний сборных резцов для тяжелого резания, исключая аналитическое решение систем дифференциальных уравнений. В качестве средств моделирования могут использоваться прикладные программные пакеты

Основная часть

В данной работе для построения моделей и выполнения моделирования использовался прикладной программный пакет MBTU 3.5 [4, 5]. Основанием для такого выбора служат обширная библиотека динамических компонентов и возможность свободного (freeware) использования программы для научных и учебных целей. Построение модели динамической системы СПИД применительно к тяжелым станкам, включающую в себя процесс резания и сборный инструмент, выполнено на основе подхода и методики, изложенных в [3, 6]. В качестве моделей для составляющих силы резания использовались зависимости [1]. На рисунке 2 приведена структурная модель для составляющей P_y , выполненная при помощи программы MBTU.

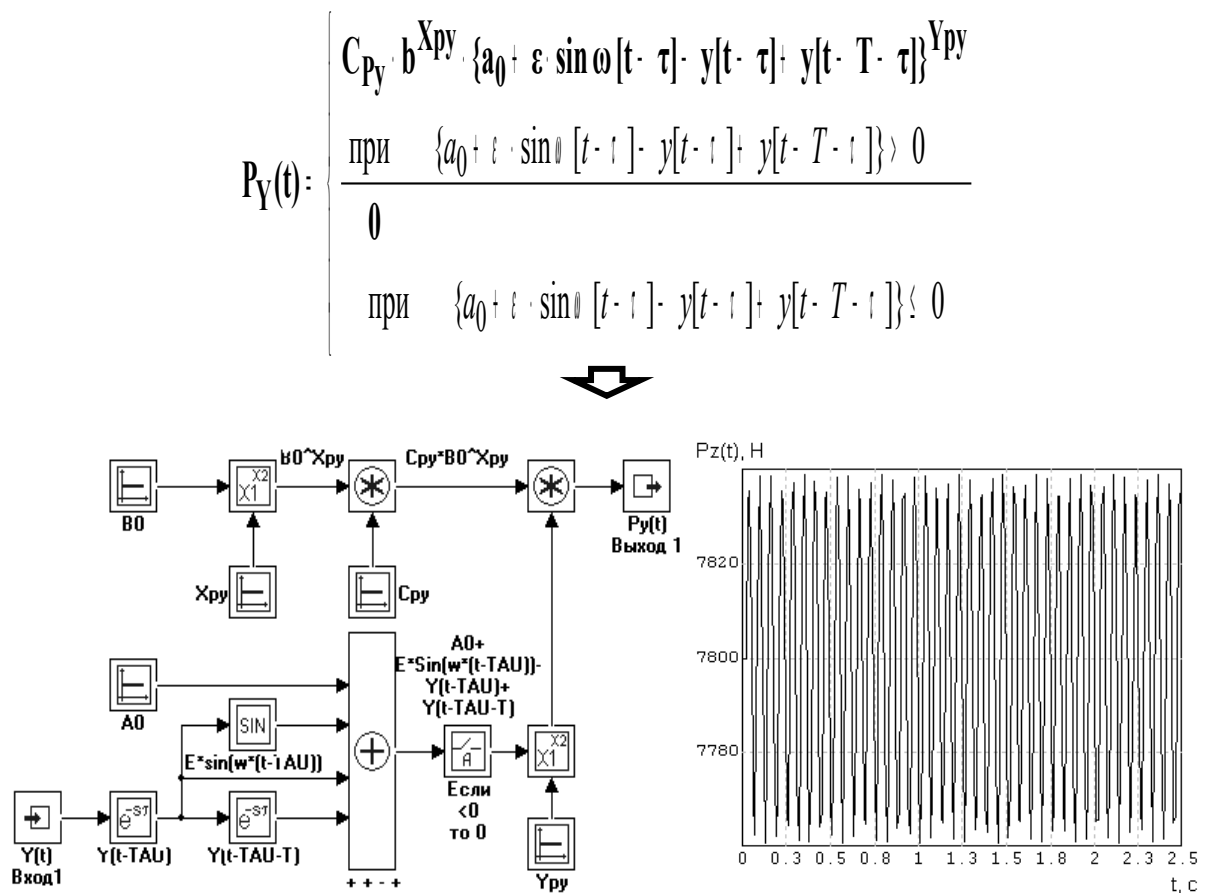


Рис. 2. Модель составляющей силы резания P_y , построенная при помощи MBTU 3.5

Непосредственно для моделирования колебаний сборных резов с помощью пакета MBTU предложена структурная модель динамической системы, представленная на рисунке 3.

Особенностью предлагаемой модели по сравнению с ранее разработанными, является наличие наряду с блоками процесса резания $W_{пр}(s)$ и эквивалентной упругой системы $W_{уэс}(s)$, блока сборного инструмента $W_{инс}(s)$, реализованного в виде специального комбинированного блока, реализующего передаточную функцию двухмассовой системы. Такая структура позволяет рассматривать отдельно колебания сборного

инструмента и других элементов системы (например, обрабатываемой на станке детали). Кроме того, в качестве входных источников сигналов в предлагаемой структуре используются гармонические и не гармонические источники, в том числе и случайные («Шум 1» и «Шум 2»), что позволяет помимо моделирования колебаний инструмента, также исследовать устойчивость динамической системы (по критериям Найквиста или Михайлова) при изменении параметров процесса резания или конструктивных параметров сборного инструмента. Также результаты моделирования могут быть отображены на дисплее ПЭВМ (при помощи блоков «График 1», «График 2» и «График 3») либо записаны в файл в случае необходимости последующего специального анализа либо преобразований полученного решения.

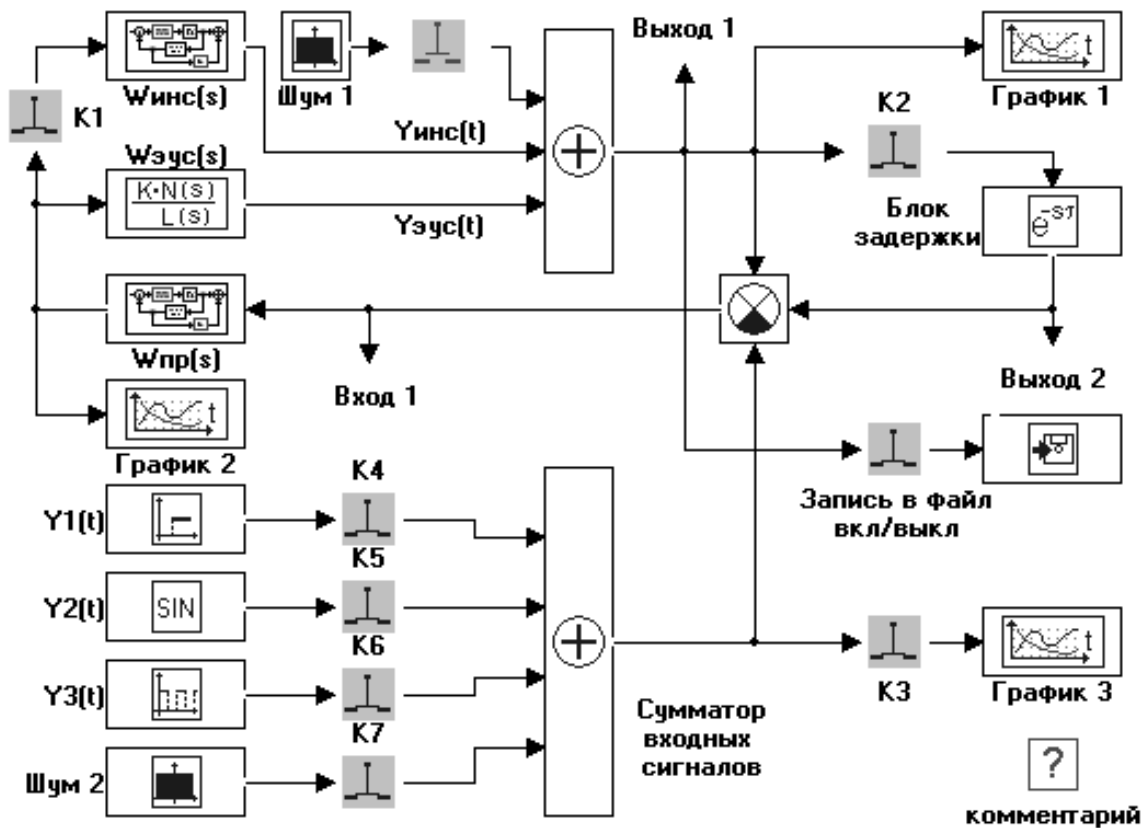


Рис. 3. Общий вид программы для моделирования колебаний сборных резцов для тяжелых станков

В качестве примера на рисунках 4 – 5 приведены результаты моделирования колебаний сборных отрезных резцов в условиях резания на тяжелом станке с использованием разработанной в программном пакете MBTU 3.5 модели динамической системы тяжелого токарного станка.

Моделирование процесса колебаний производилось для следующих исходных данных:

- модель токарного станка 164;
- диаметр обрабатываемой детали $D = 200$ мм;
- масса обрабатываемой детали $M_4 = 612$ кг;
- длина обрабатываемой детали $L = 2000$ мм;

- обрабатываемый материал 40ХНМА;
- глубина резания $t = 12$ мм;
- подача инструмента $s = (0,10 \dots 0,20)$ мм/об;
- скорость резания $V = (14 \dots 34)$ м/мин
- эксцентриситет установки детали в патроне $\varepsilon = 0,01$ мм;
- фазовая характеристика силы резания $\tau = 0,005$ с;
- значения коэффициентов и показателей степени в формуле для сил резания $C_{p_z} = 3890$, $C_{p_y} = 1430$, $X_{p_z} = 0,72$, $Y_{p_z} = 0,80$, $X_{p_y} = 0,73$, $Y_{p_y} = 0,67$;

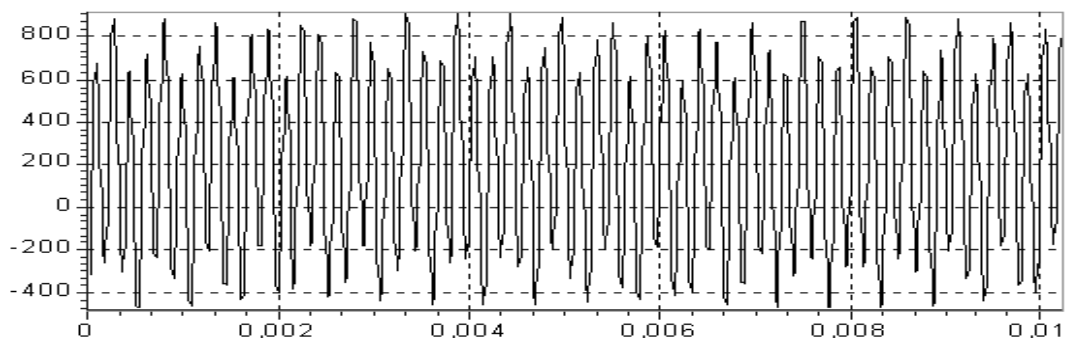


Рис. 4. Расчетная виброграмма режущей части сборного резца для тяжелых токарных станков

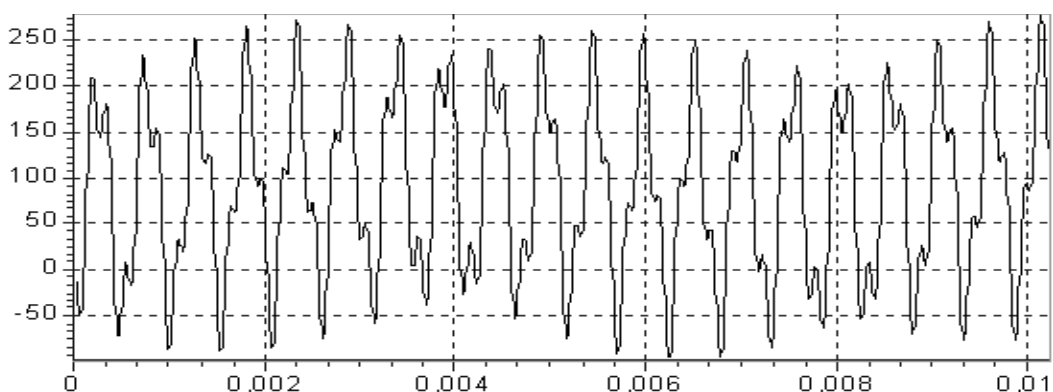


Рис.5. Расчетная виброграмма державки сборного резца для тяжелых токарных станков

Для проверки адекватности предлагаемой модели результаты моделирования колебаний режущей части сборного резца сравнивались при помощи статистических методов с данными, полученными экспериментальным путем [7] при различных значениях подачи и скорости резания: глубина резания $t = 12$ мм, подача инструмента $S = (0,1 \dots 0,19)$ мм/об, скорость резания $V = (14 \dots 31)$ м/мин.

Обработка экспериментальных данных выполнялась на ПЭВМ с использованием прикладного программного пакета Statistica 5.0. При помощи данного программного пакета вычислялись дисперсии параллельных опытов, проверялась однородность дисперсии по критерию Кохрена, вычислялись доверительные интервалы для средних значений.

В качестве примера на рисунке 6 приведены значения амплитуд колебаний при отрезке сборным резцом в зависимости от подачи, полученные экспериментальным пу-

тем и расчетным при помощи модели.

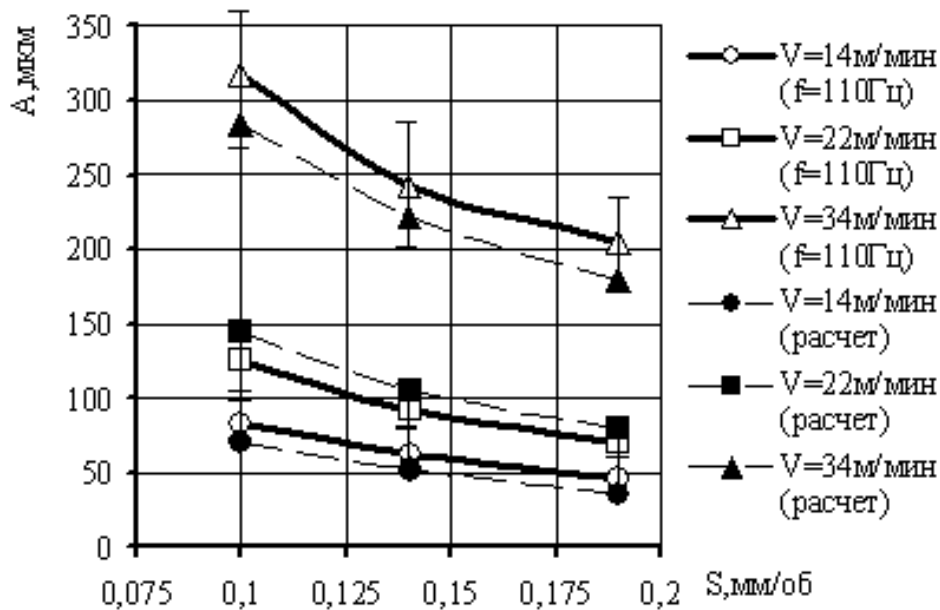


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний режущей части инструмента от подачи в области низких частот при отрезке сборным отрезным резцом

Анализ представленных зависимостей свидетельствует об адекватности предлагаемой модели динамической системы тяжелого токарного станка, включающей процесс резания и сборный инструмент, о чем свидетельствует попадание расчетных значений в доверительные интервалы экспериментальных данных. Также соответствует экспериментальным данным и характер, полученных путем моделирования зависимостей: с увеличением подачи инструмента, амплитуда колебаний режущей части сборного резца уменьшается. Максимальное расхождение (расчетное) между теоретическими и экспериментальными данными не превышает 11%.

Выводы

1. Предлагаемая модель динамической системы тяжелых токарных станков, включающая сборный инструмент, адекватно отображает процесс колебаний сборного инструмента при резании.

2. Максимальное расхождение между теоретическими и экспериментальными данными не превышает 11%, что позволяет использовать модель для моделирования динамического поведения сборного инструмента без проведения дорогостоящих экспериментальных исследований.

Список литературы. 1. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 184с. **2.** Левин А. И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 183с. **3.** Миранцов С.Л., Гузенко В.С., Мезенцев В.Е. Моделирование колебаний сборного инструмента для тяжелых станков. //Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – Вип. 10. – С.80-83. **4.** «МВТУ» – программный комплекс для моделирования и

исследования систем и объектов (сайт <http://www.reactors.narod.ru/mvtu/mvtu.htm>). 5. Федосов Б.Т. Приятное знакомство: «МВТУ» – программный комплекс для моделирования и исследования объектов и систем (сайт <http://web.host.kz/atpp>). 6. Гузенко В.С., Коткин Г.Г., Миранцов С.Л. Общие вопросы методики исследования колебаний элементов станка // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Научно-технический сборник. – Краматорск: ДГМА, ЗАО “НКМЗ”, 1999. – С.100-110. 7. Гузенко В.С., Миранцов С.Л. Экспериментальные исследования динамических характеристик отрезных резцов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – Вип. 10. – С.65-73.

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗБІРНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ В ПРОЦЕСІ РІЗАННЯ

Миранцов С.Л., Гузенко В.С., Миранцов Л.М.

В даній статті пропонується математична модель коливань збірною модульного інструменту для важких верстатів і комп'ютерна програма для виконання розрахунків “OSCLab 2.0”.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ

Миранцов С.Л., Гузенко В.С., Миранцов Л.М.

В данной статье предлагается математическая модель колебаний сборного модульного инструмента для тяжелых станков и компьютерная программа для выполнения расчётов “OSCLab 2.0”.

DYNAMICAL CALCULATION OF MODULAR TOOL FOR HEAVY MACHINE TOOLS AT CUTTING PROCESS

Mirantsov S.L., Guzenko V.S., Mirantsov L.M.

In the given paper the mathematical model for simulation of oscillations of the modular tool for heavy machine tools and computer program for execution of accounts “OSCLab 2.0” is offered.

Рецензент: к.т.н., доц. Гусев В.В.