

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ТОКАРНОГО СТАНКА С ЧПУ И ОЦЕНКА ЕЕ ЗАПАСА
УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РЕЖИМА РЕЗАНИЯ**

А. А. Игнатьев, Н. А. Казинский, С. А. Игнатьев

**MODELING THE DYNAMIC SYSTEM OF THE LATHE WITH
CNC AND THE ASSESSMENT OF ITS STABILITY WHEN
CHANGING MODES OF CUTTING**

A. A. Ignatyev, N. A. Kazinskiy, S. A. Ignatyev

Аннотация. *Актуальность и цели.* Процесс обработки на металлорежущем станке сопровождается виброакустическими колебаниями, на основе измерения которых и специальной математической обработки можно назначить режим резания с наибольшей эффективностью. Цель исследования – обоснование применения для выбора режима резания запаса устойчивости динамической системы токарного станка, определяемого на основе идентификации ее передаточной функции по виброакустическим колебаниям. *Материалы и методы.* Для теоретического обоснования применимости запаса устойчивости построена математическая модель динамической системы токарного станка в виде передаточной функции 5-го порядка. *Результаты.* На основании анализа характеристического уравнения, полученного из передаточной функции динамической системы, показано, что по мере изменения износа инструмента или значений параметров режима резания динамическая система переходит из устойчивого состояния в неустойчивое. Экспериментальными исследованиями на токарном станке модели ПАБ-350 подтверждено, что максимум запаса устойчивости, оцениваемый по показателю колебательности, может служить критерием выбора параметров режима резания, в частности, частоты вращения заготовки, с наибольшей производительностью и заданным качеством обработки колец подшипников. *Выводы.* На основе теоретических и экспериментальных исследований показана целесообразность применения запаса устойчивости динамической системы токарного станка для выбора зоны режима резания с наибольшей эффективностью обработки.

Ключевые слова: автоматизированный токарный станок, модель динамической системы, виброакустические колебания, передаточная функция, запас устойчивости, износ инструмента, режим резания, точность обработки.

Abstract. *Background.* The treatment process in metal cutting machine is accompanied by vibroacoustic oscillations based on measurements which special mathematical processing, you can assign cutting mode with the greatest efficiency. The objective of the study justification of the application to select the cutting mode of the stability margin of the dynamic system of the lathe is determined on the basis of the identification transfer function of the vibroacoustic vibrations. *Materials and methods.* For theoretical justification of the applicability of the stability margin of a mathematical model of the dynamic system of the lathe in the form of the transfer function of the 5th order. *Results.* Based on the analysis of the characteristic equation obtained from the transfer function of a dynamic system it is shown that as the change of tool wear or of the values of the parameters of cutting mode

dynamic system passes from steady state to unstable. Experimental studies on the lathe model, the PUB-350 is confirmed that the maximum margin of stability measured by oscillation index, can serve as a criterion of selection of parameters of cutting mode, in particular, the frequency of rotation of the workpiece, with the highest performance and the desired processing quality of the bearing rings. *Conclusions.* On the basis of theoretical and experimental studies have shown the usefulness of the stability margin of the dynamic system of the lathe to select the zone of cutting mode with the highest treatment efficiency.

Key words: automated lathe, model dynamical systems, vibro-acoustic oscillations, transfer function, stability, tool wear, cutting conditions, machining accuracy.

Введение

Процесс обработки на токарном станке сопровождается виброакустическими (ВА) колебаниями динамической системы (ДС), обусловленными как характеристиками звеньев упругой системы, так и динамическими свойствами процесса резания [1, 2]. Колебания, связанные с резанием, определяются процессом стружкообразования, трением в контакте «резец – заготовка», износом инструмента, неоднородностью материалов заготовки и резца и другими факторами, в силу чего имеют достаточно широкий спектр частот, близкий к спектру сигнала типа «белый шум» [3].

Изменение значений параметров режима резания (частоты вращения заготовки, подачи резца, глубины резания) оказывает влияние на значения указанных выше факторов, что, соответственно, вызывает изменение интенсивности ВА колебаний и, как следствие, снижает точность обработки.

В связи с этим целесообразным является определение виброустойчивых зон режимов резания, при которых обеспечивается заданная точность обработки и наибольшая производительность. Кроме того, в этом случае снижается износ инструмента, что повышает эффективность обработки [2, 4].

Динамическое качество станка можно оценить посредством измерения ВА колебаний при резании (виброускорение, виброскорость, виброперемещение) с их последующей специальной обработкой для получения спектральных корреляционных и других функций [5], служащих основой для формирования критериев назначения режима резания.

Моделирование динамической системы станка

В Саратовском государственном техническом университете предложен метод оценки динамического качества автоматизированного токарного станка на различных режимах резания по запасу устойчивости ДС, который вычисляется из ее передаточной функции, идентифицированной по экспериментальным данным [2].

Предварительно теоретически покажем, что запас устойчивости ДС изменяется при изменении значений влияющих факторов, указанных выше, например износа инструмента. По аналогии с работой [6] построим модель ДС токарного станка, учитывающую процесс резания, износ резца и динамические свойства упругой системы, в которую включены два колебательных звена, описывающих шпиндельный узел (ШУ) и суппортную группу (рис. 1).

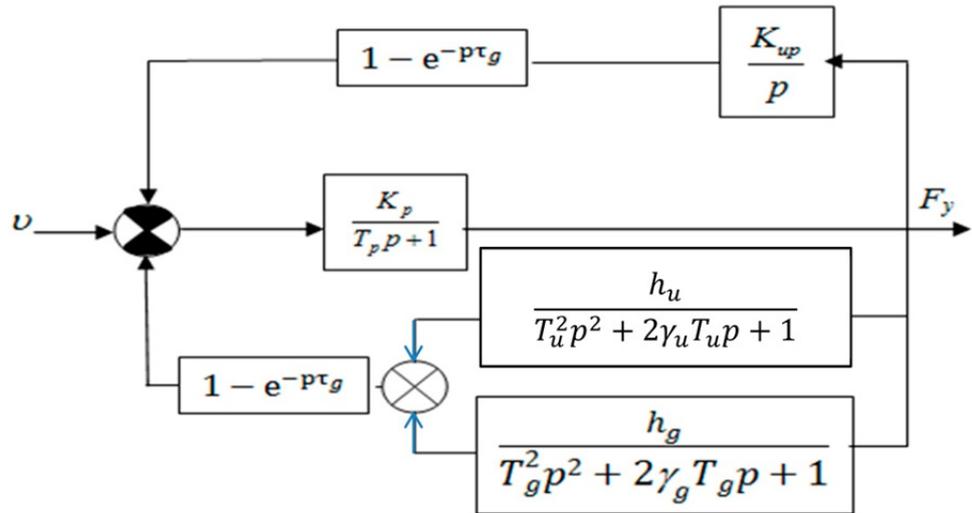


Рис. 1. Структурная схема динамической системы токарного станка с учетом износа резца: v – заданная глубина резания; F_y – сила резания; τ_g – время одного оборота детали; $h_u, h_g, T_u, T_g, \gamma_u, \gamma_g$ – коэффициенты, описывающие резцовый блок и шпиндельный узел детали; T_p – постоянная времени стружкообразования; K_p – коэффициент резания; K_{up} – коэффициент износа резца

Процесс резания моделируется передаточной функцией [1]:

$$W(p) = \frac{K_p}{T_p p + 1}, \quad (1)$$

Упругая система представлена в виде параллельного соединения двух звеньев: ШУ детали и суппортной группы с инструментальным блоком с соответствующими передаточными функциями:

$$\begin{cases} W_g(p) = \frac{h_g}{T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1}, \\ W_u(p) = \frac{h_u}{T_u^2 p^2 + 2\gamma_u T_u p + 1}. \end{cases} \quad (2)$$

Передаточная функция ДС станка:

$$W(p) = \frac{F_p(p)}{(p)}. \quad (3)$$

С учетом формул (1)–(3) передаточная функция приобретает вид

$$W(p) = \frac{\frac{K_p}{T_p p + 1}}{1 + \frac{K_p}{(T_p p + 1)} (1 - e^{-p\tau_g})} \times$$

$$\times \overline{\left[\left(\frac{h_u}{T_u^2 p^2 + 2\gamma_u T_u p + 1} + \frac{h_g}{T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1} \right) + \frac{K_{up}}{p} \right]}. \quad (4)$$

С учетом разложения экспоненты в ряд при малом τ_g имеем $(1 - e^{-p\tau_g}) = p\tau_g$, тогда после алгебраических преобразований из формулы (4) получаем

$$W(p) = \frac{K_p (T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1) (T_u^2 p^2 + 2\gamma_u T_u p + 1)}{(T_p p + 1) (T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1) (T_u^2 p^2 + 2\gamma_u T_u p + 1) + K_p \tau_g} \times \overline{\left[h_u (T_g^2 p^2 + 2\gamma_u T_u p + 1) p + h_g (T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1) p + K_{up} \right]}. \quad (5)$$

Из знаменателя передаточной функции имеем характеристическое уравнение ДС в виде

$$a_5 p^5 + a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} a_5 &= T_p T_g^2 T_u^2, \\ a_4 &= T_g^2 T_u^2 + 2T_p T_g^2 \gamma_u T_u + 2T_p T_u^2 \gamma_g T_g + K_p \tau_g K_{up} T_g^2 T_u^2; \\ a_3 &= 2T_g^2 \gamma_u T_u + T_p T_g^2 + 2\gamma_y T_g T_u^2 + 4T_p \gamma_u \gamma_g T_u T_g + T_p T_u^2 + \\ &+ K_p \tau_g h_g T_u^2 + K_p \tau_g h_u T_g^2 + 2K_p \tau_g K_{up} T_g^2 \gamma_u T_u + 2K_p \tau_g K_{up} T_u^2 \gamma_g T_g; \\ a_2 &= T_g^2 + 4\gamma_u \gamma_g T_u T_g + 2T_p \gamma_g T_g + T_u^2 + 2T_p \gamma_u T_u + 2K_p \tau_g h_g \gamma_u T_u + \\ &+ 2K_p \tau_g h_u \gamma_g T_g + K_p \tau_g K_{up} T_g^2 + K_p \tau_g K_{up} T_u^2 + 4K_p \tau_g K_{up} \gamma_u \gamma_g T_u T_g; \\ a_1 &= 2\gamma_g T_g + 2\gamma_u T_u + T_p + K_p \tau_g h_g + K_p \tau_g h_u + 2K_p \tau_g K_{up} \gamma_y T_g + 2K_p \tau_g K_{up} J_u T_u; \\ a_0 &= 1 + K_p \tau_g K_{up}. \end{aligned}$$

По критерию Гурвица для устойчивости системы 5-го порядка необходимо и достаточно выполнения трех условий [7]:

- все коэффициенты $a_i (i = \overline{0,5})$ положительны;
- определитель второго порядка:

$$\Delta_2 = a_4 a_3 - a_5 a_2 > 0;$$

- определитель четвертого порядка:

$$\Delta_4 = (a_4 a_3 - a_5 a_2)(a_2 a_1 - a_3 a_0) - (a_4 a_1 - a_5 a_0)^2 > 0.$$

Первое условие выполняется, а для проверки второго и третьего условий можно воспользоваться значениями параметров $T_p, T_g, h_g, K_p, T_u, h_u, \gamma_g, \gamma_u, \tau_g$, приведенными для токарных станков в работах [1, 3]. Для периода нормального износа резца значение коэффициента износа K_{ip} мало, что известно из классической кривой износа инструмента, тогда определители $\Delta_2 > 0$ и $\Delta_4 > 0$, следовательно, ДС устойчива.

В процессе обработки происходит износ инструмента, так что когда из стадии нормального износа резец переходит в стадию катастрофического износа, то резко возрастают коэффициенты K_{ip} и K_p , что вызывает смену знака определителя $\Delta_2 < 0$, т.е. ДС становится неустойчивой.

Необходимо отметить, что аналогичное влияние на K_p оказывает повышение силы резания, обусловленное изменением величины снимаемого припуска, частоты вращения шпинделя или подачи резца [1, 3]. Отсюда следует, что оценкой динамического качества ДС может служить запас устойчивости, что согласуется с положениями теории автоматического управления и выводами В. А. Кудинова [1].

Экспериментальные исследования

При экспериментально-аналитическом определении передаточной функции ДС станка предполагается, что на нее воздействует в стационарном режиме сила резания со стохастической составляющей со спектральной плотностью, близкой к спектру сигнала «белый шум» [2, 3]. В этом случае возможно применение формулы, полученной А. Н. Складчиковым [8]:

$$K_y(p) + K_y(-p) = W_3(p)W_3(-p), \quad (7)$$

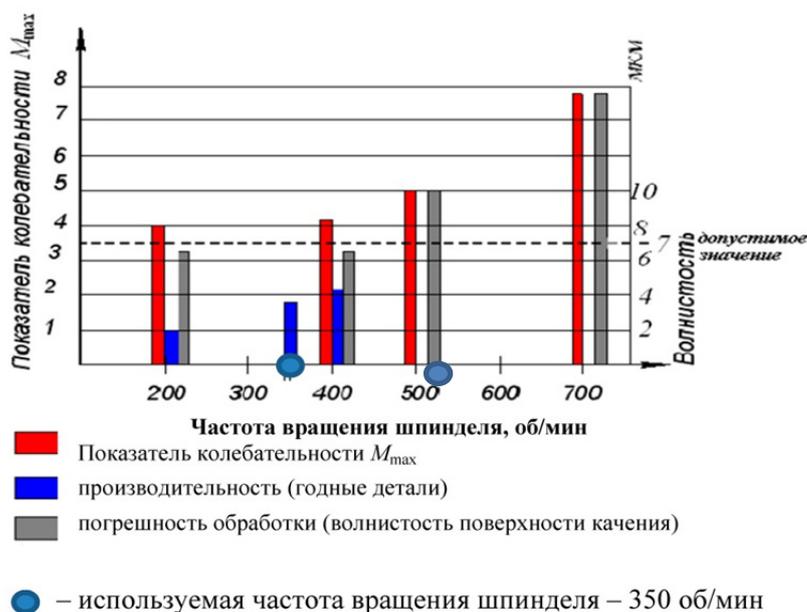
где $K_y(p)$ – изображение по Лапласу автокорреляционной функции (АКФ) $K_y(\tau)$ ВА колебаний ДС при резании; $W_3(p)$ – передаточная функция замкнутой ДС.

Из полученного аналитического выражения для $K_y(\tau)$ вычисляется передаточная функция $W_3(p)$, из которой, в свою очередь, определяется амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) $A(\omega)$. Далее вычисляется известный из теории автоматического управления показатель колебательности $M_{\max} = A_{\max}(\omega) / A(0)$, который дает оценку запаса устойчивости ДС: чем больше значение M , тем меньше запас устойчивости. Для хорошо демпфированных систем значение $M = 1,1 \dots 1,5$.

Выполняя измерения ВА колебаний ДС при различных значениях параметров режима обработки, а затем вычисляя значение M , можно назначить режим резания с наиболее высокой точностью и производительностью обработки деталей.

Изложенное нашло свое практическое подтверждение при назначении рационального режима резания на токарном двухшпиндельном станке с ЧПУ мо-

дели ПАБ-350, обрабатывающем кольца подшипников [2]. В производственных условиях изменялась частота вращения шпинделя от 200 до 700 об/мин. (рис. 2).



Количество измерений при каждой частоте вращения – 9
Среднее квадратическое отклонение измерений волнистости – не более 0,5 мкм
Среднее квадратическое отклонение значения M_{\max} – не более 0,4

Рис. 2. Соотношение исследуемых показателей при обработке на токарном двухшпиндельном станке ПАБ-350

На каждой частоте вращения шпинделя, во-первых, регистрировались ВА колебания резцового блока при обработке 9 колец, а затем по специальной программе вычислялись показатели колебательности; во-вторых, измерялись значения волнистости обработанной поверхности качения колец, а далее осуществлялась статистическая обработка данных.

Анализ полученных результатов показал, что целесообразной является частота вращения шпинделя 400 об/мин, так как при частотах вращения 500 об/мин и выше значение волнистости превысило допустимый уровень 7 мкм, а также снизился запас устойчивости (показатель колебательности вырос). Следует отметить, что по технологической карте при обработке колец на данном станке задана частота вращения 350 об/мин, так что при рекомендуемой производительности повышается на 15 % с сохранением заданной точности обработки (производительность на частоте вращения 200 об/мин условно принята за единицу).

Рассмотренные исследования на станке ПАБ-350 являются фактически обучающим экспериментом, в ходе которого устанавливается значение показателя колебательности M , соответствующее режиму резания с заданным качеством обработанной поверхности. Подобные обучающие эксперименты

можно выполнить на любом станке при назначении режима резания, например, если используются новые обрабатываемые материалы или новые инструменты.

Заключение

Установлено соответствие теоретических и экспериментальных результатов, подтверждающих целесообразность использования запаса устойчивости ДС, вычисляемого на основе измерения ВА колебаний резцового блока, для выбора режима токарной обработки с наибольшей эффективностью.

Библиографический список

1. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 360 с.
2. Игнатъев, А. А. Идентификация в динамике станков с использованием стохастических методов / А. А. Игнатъев, В. В. Коновалов, С. А. Игнатъев. – Саратов : Изд-во СГТУ, 2014. – 92 с.
3. Попов, В. И. Динамика станков / В. И. Попов, В. И. Локтев. – Киев : Техника, 1975. – 136 с.
4. Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – М. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
5. Добрынин, С. А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин / С. А. Добрынин, М. С. Фельдман, Г. И. Фирсов. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.
6. Самойлова, Е. М. Моделирование динамической системы автоматизированного токарного модуля при разработке экспертной системы / Е. М. Самойлова, А. А. Игнатъев // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2016. – № 2 (18). – С. 268–277.
7. Егоров, К. В. Основы теории автоматического регулирования / К. В. Егоров. – М. : Энергия, 1967. – 648 с.
8. Складчевич, А. Н. Операторные методы в статистической динамике автоматических систем / А. Н. Складчевич. – М. : Наука, 1965. – 460 с.

Игнатъев Александр Анатольевич
доктор технических наук, профессор,
кафедра автоматизации, управления,
мехатроники,
Саратовский государственный
технический университет
им. Ю. А. Гагарина
E-mail: atp@sstu.ru

Ignatyev Alexander Anatolyevich
doctor of technical sciences, professor,
sub-department of automation, control,
mechatronics,
Saratov State Technical University
named after Yu. A. Gagarin

Казинский Никита Алексеевич
аспирант,
Саратовский государственный
технический университет
им. Ю. А. Гагарина
E-mail: knal89@mail.ru

Kazinskiy Nikita Alekseyevich
postgraduate student,
Saratov State Technical University
named after Yu. A. Gagarin

Игнатъев Станислав Александрович

доктор технических наук, профессор,
кафедра автоматизации, управления,
мехатроники,

Саратовский государственный
технический университет
им. Ю. А. Гагарина

E-mail: ignatievsa@mail.ru

Ignatyev Stanislav Alexandrovich

doctor of technical sciences, professor,
sub-department of automation, control,
mechatronics,

Saratov State Technical University
named after Yu. A. Gagarin

УДК 681.5

Игнатъев, А. А.

Моделирование динамической системы токарного станка с ЧПУ и оценка ее запаса устойчивости при изменении режима резания / А. А. Игнатъев, Н. А. Казинский, С. А. Игнатъев // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2017. – № 1 (21). – С. 134–141.