

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТОКАРНОГО СТАНКА.
ЧАСТЬ 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ
ДИНАМИКИ ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ
СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

В. А. Залоза, *д-р техн. наук, профессор;*

В. В. Нагорный, *аспирант;*

Сумский государственный университет,

ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина

Рассматривалась динамика обрабатываемой системы, которая изучалась с помощью упруго-массовой модели с сосредоточенными параметрами. Данная модель позволяет рассматривать нестационарные колебания основной составляющей части обрабатываемой системы – токарного станка. Нестационарные колебания станка появляются в результате постепенно уменьшающейся жёсткости режущего лезвия. Изменение жёсткости происходит в результате возникновения и развития в лезвии вблизи от его режущей кромки трещины или нескольких трещин, приводящих, в конечном счете, к разрушению (сколу) лезвия.

Ключевые слова: *усталостная трещина, скорость развития трещины, интенсивность напряжения, скол, нестационарные колебания.*

ВВЕДЕНИЕ

Режущий инструмент является составной частью динамической системы «станок–приспособление-инструмент-деталь». При этом инструмент (при неизменных остальных составляющих) оказывает на ее эффективность одно из решающих воздействий, степень которого, в свою очередь, во многом зависит от надежности инструмента [1]. Состояние инструмента в процессе обработки постоянно изменяется, поскольку рабочие поверхности его лезвия находятся в контакте с перемещаемыми относительно них стружкой и поверхностями на обрабатываемой детали (заготовке), что сопровождается их износом и разрушением.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Контроль состояния лезвия инструмента непосредственно в процессе мехобработки весьма затруднен, так как требует, как правило, прерывания обработки, что существенно снижает её эффективность. Данное обстоятельство вынуждает применять косвенные методы контроля состояния инструмента. Так, например, известно [1,2,3], что в качестве одного из подобных косвенных параметров рассматривают интенсивность (уровень) звука, сопровождающего процесс резания. Этот параметр в значительной степени определяется динамикой элементов обрабатываемой системы: «*инструмент – приспособление – станок*».

Примером весьма плодотворной области инженерной деятельности, где применяются косвенные методов оценки состояния рассматриваемой системы, является вибродиагностика разнообразного промышленного оборудования, функционирование которого сопровождается звуком и вибрациями. В этой области уже накоплен значительный опыт, позволяющий по косвенным параметрам без нарушения сборочного состояния объекта диагностирования и без вмешательства в протекание процесса его работы, оценивать степень критичности объекта.

Типичными дефектами инструмента, подлежащими своевременному выявлению с целью оперативной его замены, являются износ передней и задней поверхностей лезвия, а также сколы, выкрашивание и

разрушение режущей кромки [1]. Известно также [1], что кривая износа, конкретный вид которой зависит от свойств материалов режущего инструмента и заготовки, режима резания и многих других факторов, в общем случае имеет три периода: приработки, нормальной работы и катастрофического износа.

Первый, относительно кратковременный период, характеризуется повышенной интенсивностью износа; второй, более длительный, - нормальным износом инструмента, величина которого пропорциональна пути резания; на третьем периоде, так же кратковременном, имеет место наиболее интенсивное (катастрофическое) изнашивание. Последний этап, как правило, приводит к дефекту инструмента (выкрашиванию и сколу режущей кромки, а иногда и к разрушению всего лезвия), что является недопустимым при нормальной эксплуатации инструмента. С целью предотвращения брака требуется своевременная остановка процесса обработки в конце второго периода для замены инструмента.

В данной статье приведены основные результаты анализа влияния дефекта, развивающегося в лезвии инструмента, на динамику обрабатываемой системы и изменение поведения во времени генерируемого при этом звука.

ЦЕЛЬ, ПРЕДМЕТ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью исследований являлось изучение особенностей динамики обрабатываемой системы и, соответственно, характера изменения уровня звука, сопровождающего процесс резания, обусловленных развивающимся дефектом лезвия режущего инструмента.

Предметом исследований был процесс продольного точения, осуществлявшийся на токарно-винторезном станке типа 16К20Т1.

Методика исследований заключалась в компьютерном моделировании динамики обрабатываемой системы.

Динамика системы изучалась с помощью упруго-массовой модели с сосредоточенными параметрами. Отличительной особенностью модели является то, что она позволяет рассматривать нестационарные колебания основной составляющей части обрабатываемой системы – токарного станка. Причиной нестационарных колебаний станка является постепенно уменьшающаяся жёсткость режущего лезвия. Изменение жёсткости происходит в результате возникновения и развития в лезвии вблизи от режущей кромки трещины или нескольких трещин, приводящих, в конечном счете, к разрушению (сколу) сначала режущей кромки, а впоследствии и лезвия.

Для описания влияния трещины на жёсткость лезвия, последнее, вблизи от режущей кромки, представлялось в виде эквивалентной по жёсткости консольной балки (рис. 1), жёсткость которой (K_{KB}) описывается следующим известным выражением [4]:

$$K_{KB} = \frac{E \cdot B \cdot H_0^3}{4 L^3}, \text{ Н/м} \quad (1)$$

где E – модуль упругости твёрдого сплава ($E = 6,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$); параметр B – ширина эквивалентной балки, параметры H_0 и L указаны на рис. 1.

При этом параметр H_0 принимался равным максимально допустимому износу по задней поверхности резца (h_3). При моделировании исходили из общепринятого постулата, согласно которому развитие трещины приводит к уменьшению действительной высоты балки H , что, в свою очередь, уменьшает её жёсткость. Для общности получаемых результатов и исключения неопределенностей, связанных с размерами эквивалентной

балки, в расчётах рассматривалось изменение во времени относительной величины жёсткости $\bar{K}_л(\tau)$

$$\bar{K}_л(\tau) = K_л(0) \cdot \left(\frac{H(\tau)}{H_0} \right)^3 = K_л(0) \cdot \left(\frac{H_0 - \ell_{ТР}(\tau)}{H_0} \right)^3 = K_л(0) \cdot \left(1 - \frac{\ell_{ТР}}{H_0} \right)^3, \quad (2)$$

где $K_л(0)$ – исходная жёсткость лезвия при отсутствии в нем трещины (табл. 1); H_0 – высота эквивалентной по жёсткости балки при отсутствии трещины (рис. 1);

$\ell_{ТР}(\tau)$ – текущая длина трещины ($\ell_{ТР}(\tau) = H_0 \cdot e^{-\ln 1000 \cdot \left(\frac{\tau}{T} - 1 \right)}$, мм, [5]);

H_0 – величина скола, равная критической длине трещины $\ell_{КР}$ (рис. 1), при которой происходит разрушение режущей кромки (в расчете полагалось, что $H_0 = H_0$);

T – стойкость режущего инструмента, мин.

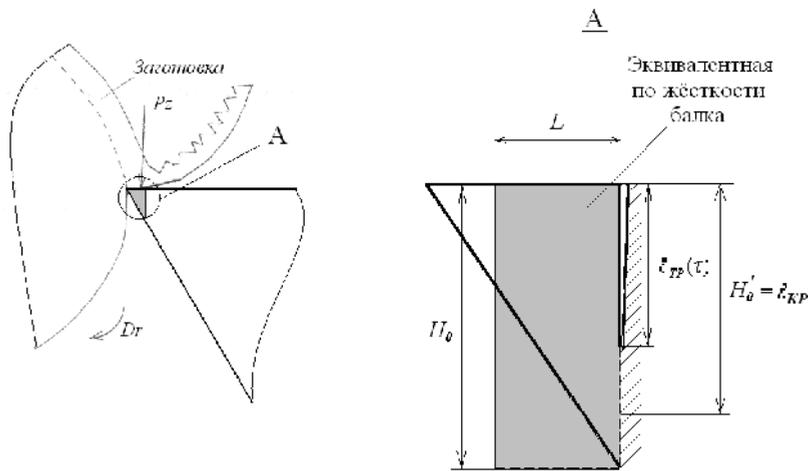


Рисунок 1 – Расчетная схема лезвия инструмента при наличии у него вблизи режущей кромки трещины

ОПИСАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

Основным элементом смоделированной обрабатывающей системы являлся токарно-винторезный станок типа *16К20Т1*. Схема модели приведена на рис. 2. С помощью данной модели рассматривались вертикальные колебания станка в плоскости его симметрии в процессе продольного точения заготовки. На рис. 2 схематично изображён вид станка сбоку (со стороны размещения токаря). Модель позволила оценить закономерности колебаний основных элементов обрабатывающей системы, главным образом влияющих на динамическое состояние системы, а именно: колебания лезвия инструмента (m_1, k_1, c_1); колебания державки резца (m_2, k_2, c_2); колебания суппорта (m_3, k_3, c_3); колебания резцедержателя (револьверной головки) (m_6, k_6, c_6); колебания станины станка с передней и задней бабками (m_4, k_4, c_4); колебания шпинделя вместе с патроном и обрабатываемой заготовкой (m_5, k_5, c_5).

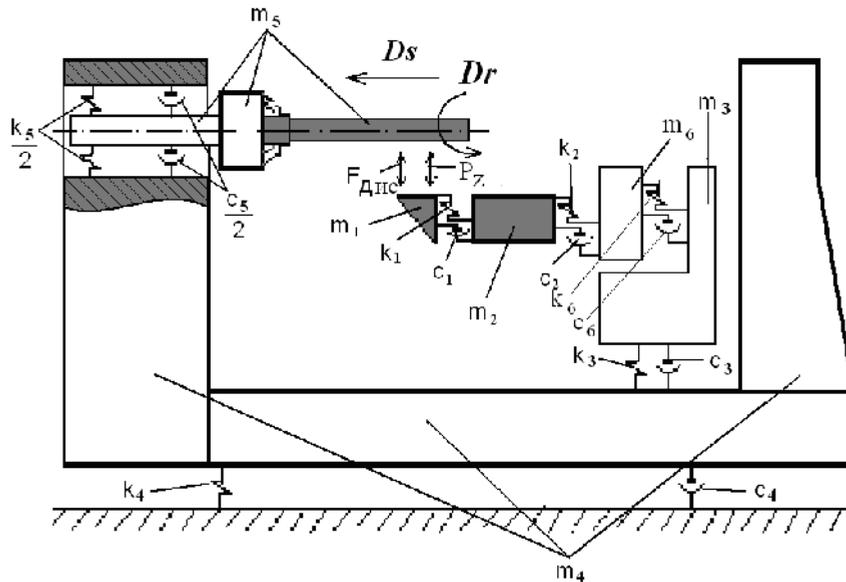


Рисунок 2 - Динамическая модель токарного станка

Масса, жесткость и демпфирующие свойства моделируемых узлов станка обозначены на рисунке, соответственно, m , k и c . Возмущающими воздействиями для модели являлись сила, вызванная дисбалансом шпинделя $F_{дисс}$, и сила резания P , определяемая по формуле

$$P = \sqrt{P_X^2 + P_Y^2 + P_Z^2}, \quad (3)$$

где $P_{X,Y,Z}$ – координатные составляющие силы резания, H

Составляющие силы резания определялись по эмпирическим зависимостям [6]

$$P_{X,Y,Z} = 10 \cdot C_P \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^\eta \cdot K_P,$$

где C_P – коэффициент, учитывающий свойства обрабатываемого материала, материал режущей части резца, а также условия обработки; K_P – общий поправочный коэффициент, численно равный произведению ряда коэффициентов, каждый из которых отражает влияние определенного фактора на силу резания

$$K_P = K_{MP} K_{\phi P} K_{\gamma P} K_{\lambda P} K_{rP},$$

где K_{MP} – поправочный коэффициент, учитывающий влияние качества обрабатываемого материала, характеризуемое его предельной величиной напряжения σ_B , определялся по формуле:

$$K_{mp} = \left(\frac{570}{750} \right)^1 = 0,76,$$

(σ_B для стали 40X равно 570 МПа [7]); $K_{\phi P}$ – поправочный коэффициент, учитывающий главный угол в плане резца, $K_{\phi P} = 1,0$; $K_{\gamma P}$ – поправочный коэффициент, учитывающий передний угол резца, $K_{\gamma P} = 1,0$; $K_{\lambda P}$ – поправочный коэффициент, учитывающий угол наклона главного лезвия, $K_{\lambda P} = 1,0$. K_{rp} – поправочный коэффициент, учитывающий радиус при вершине резца, $K_{rp} = 1,0$.

В расчете в запас полагалось, что общий поправочный коэффициент $K_P = 1$. Показатели степени x , y , и коэффициент C_P для каждой из координатных составляющих сил резания приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры эмпирической формулы

Координатная составляющая	C_P	x	y	
P_X	339	1,0	0,50	-0,40
P_Y	243	0,9	0,60	-0,30
P_Z	300	1,0	0,75	-0,15

Сила, вызванная дисбалансом шпинделя $F_{дис}$, определялась по следующей формуле

$$F_{дис} = m_{шп} \cdot \left(2\pi \cdot \frac{n}{60}\right)^2 \cdot e_{экс}, Н \quad (4)$$

где $m_{шп}$ – суммарная масса шпинделя, патрона и заготовки, кг; n – обороты шпинделя, об/мин; $e_{экс}$ – величина эксцентриситета, м ($e_{экс} = 0.000030$ м [8]).

Моделированию подвергались линейные возвратно-поступательные колебания шести узлов станка, поэтому колебания модели описывались так же шестью дифференциальными уравнениями. При этом внешняя возмущающая нагрузка прикладывалась одновременно и в противофазе к лезвию инструмента и шпинделю с заготовкой.

Используя метод комплексных амплитуд [9] ($x(t) = X \cdot \exp(i\omega t)$), эти уравнения были преобразованы в следующую систему линейных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами

$$\begin{aligned} & \left[(k_1 - m_1 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot c_1 \right] \cdot X_1 - (k_1 + i\omega \cdot c_1) \cdot X_2 = P_{PE3}(t) + F_{дис}(t), \\ & -(k_1 + i\omega \cdot c_1) \cdot X_1 + \left[(k_1 + k_2 - m_2 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot (c_1 + c_2) \right] \cdot X_2 - (k_2 + i\omega \cdot c_2) \cdot X_6 = 0, \\ & \left[(k_6 + k_3 - m_3 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot (c_6 + c_3) \right] \cdot X_3 - (k_3 + i\omega \cdot c_3) \cdot X_4 - (k_6 + i\omega \cdot c_6) \cdot X_6 = 0, \\ & -(k_3 + i\omega \cdot c_3) \cdot X_3 + \left[(k_4 + k_3 + k_5 - m_4 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot (c_4 + c_3 + c_5) \right] \cdot X_4 - (k_5 + i\omega \cdot c_5) \cdot X_5 = 0, \\ & -(k_5 + i\omega \cdot c_5) \cdot X_4 + \left[(k_5 - m_5 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot c_5 \right] \cdot X_5 = -P_{PE3}(t) - F_{дис}(t), \\ & -(k_2 + i\omega \cdot c_2) \cdot X_2 - (k_6 + i\omega \cdot c_6) \cdot X_3 + \left[(k_6 + k_2 - m_6 \cdot \omega^2) + i\omega \cdot (c_6 + c_2) \right] \cdot X_6 = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Параметры модели приведены в табл. 2

Таблица 2 – Параметры динамической модели

Динамические параметры	Моделируемый узел станка (№ массы)					
	Лезвие (1)	Державка резца (2)	Суппорт (3)	Станина (4)	Шпиндель с патроном и заготовкой (5)	Резцедержатель (6)
Масса m_i , кг	$0,29 \cdot 10^{-6}$	0,12	37	3693	29	20
Жесткость k_i , Н/м (f_i , Гц)	$1,96 \cdot 10^8$ ($4,14 \cdot 10^6$)	$2,48 \cdot 10^8$ (14399)	$2,73 \cdot 10^9$ (1370)	$2,44 \cdot 10^{12}$ (4083)	$5,47 \cdot 10^{10}$ (6920)	$3,15 \cdot 10^9$ (2000)
Демпфирование c , Н/м/с (добротность Q)	0,5 (20)	2170 (20)	$4,33 \cdot 10^4$ (10)	$3,84 \cdot 10^6$ (25)	$8,45 \cdot 10^4$ (15)	$6,78 \cdot 10^4$ (5)

Примечание: жесткость k определялась по следующей формуле $k = m \cdot (2\pi \cdot f_i)^2$, где f_i – частота собственных парциальных колебаний моделируемого узла; демпфирование c определялось по следующей формуле $c = \frac{\sqrt{k \cdot m}}{Q}$, где Q – добротность (величина) пика собственных парциальных колебаний моделируемого узла.

Указанные в таблице массы узлов станка соответствуют данным, приведенным в документации на моделируемый станок. В качестве массы лезвия m_1 в модели рассматривалась его часть, прилегающая к режущей кромке (режущая часть лезвия). При этом величина m_1 принималась равной массе параллелепипеда (рис. 3), основанием которого является площадь пятна контакта лезвия со срезаемым слоем заготовки, а высота, равняется предельно допустимой величине износа по задней поверхности инструмента h_3 . При этом в запас принималось, что площадь пятна контакта равна площади поперечного сечения срезаемого слоя заготовки. В соответствии с этим масса m_1 определялась по следующей формуле:

$$m_1 = (t \cdot S \cdot h_3 \cdot \rho), \quad (6)$$

где t – глубина резания, мм; S – величина подачи, мм/об; h_3 – величина износа по задней поверхности мм; ρ – удельная плотность, кг/мм³.

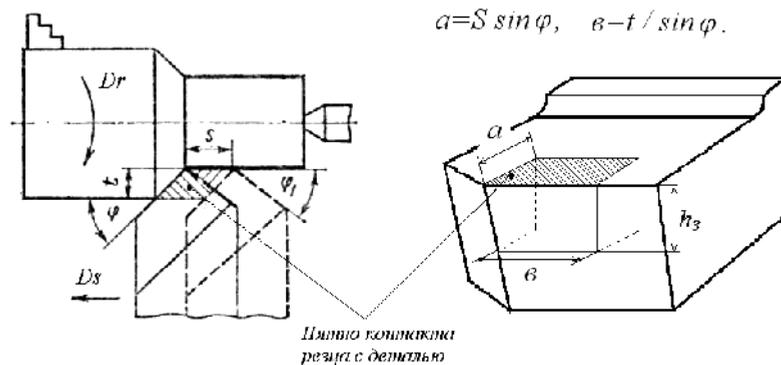


Рисунок 3 - Объем лезвия, испытывающий воздействие силы резания

В качестве массы державки резца m_2 рассматривалась масса её консольной части (рис. 4)

$$m_2 = 1,5 \cdot H^2 \cdot B \cdot \rho, \quad (7)$$

Оценка частоты собственных (парциальных) колебаний лезвия вблизи режущей кромки f_1 и, соответственно его жёсткости $K_n(0)$, проводились в предположении, что оно представляет собой упругое тело объёмом V . В этом случае низшая частота, которая может возникнуть в данном объёме, определялась по следующей формуле [10]:

$$f_1 = c_{зв} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{2\pi \cdot V}}, \quad \text{Гц}, \quad (8)$$

где $c_{зв}$ – скорость распространения упругих поперечных волн в твердом сплаве ($c_{зв} = 3230$ м/с [10]); V – объём лезвия вблизи режущей кромки ($V = t \cdot S \cdot h_3$).

Парциальная частота державки резца f_2 , определялась как частота колебаний консольно - закрепленной балки (стержня державки) по следующей формуле [4]

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}, \quad \text{Гц}, \quad (9)$$

где α – параметр, зависящий от схемы крепления стержня (для консольного закрепления $\alpha = 3,52$); μ – погонная масса стержня, кг/м;

I – момент инерции поперечного сечения стержня ($I = \frac{BH^3}{12}$), м^4 ; E – модуль упругости ($E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²).

Параметры B , H и L указаны на рис. 4.

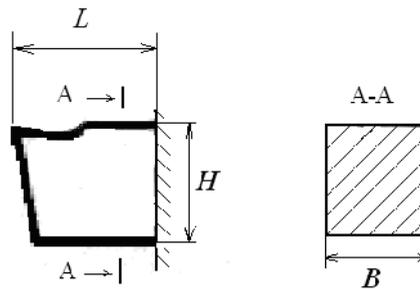


Рисунок 4 – Расчётная схема стержня державки

Расчитанное значение f_2 приведено в табл. 2. Частоты собственных парциальных частот резцедержателя, суппорта, шпинделя и станины назначены на основе данных о спектре колебаний обрабатывающей системы, приведенных в [11]. Режим резания, материалы заготовки и резца, при которых были получены эти данные, приведены в табл. 3.

Таблица 3 - Режим резания и материалы заготовки и резца

Режим резания				Материал	
Обороты шпинделя $n, об/мин$	Скорость резания $V, мм/мин$	Глубина резания $t, мм$	Подача $S, мм/об$	Резец	Заготовка
500	94	0,5	0,05	T15K6	Сталь 40X

Как уже выше упоминалось, основной задачей компьютерных исследований было определение характера изменения уровня звука $E_{ЗВ}$ по мере развития трещины в лезвии резца вблизи от его режущей кромки. Рассматриваемая задача является нестационарной, т.к. параметры модели с течением времени изменяются (жесткость лезвия вблизи от режущей кромки по мере развития трещины уменьшается, формула (2)). Поэтому в расчетах уровень звука рассматривался, как двумерная функция – функция частоты (f , Гц) и функция времени (времени резания τ , с). В соответствие с этим в расчетах определялась двумерная функция $E_{ЗВ}(f, \tau)$, характеризующая изменение уровня звука, генерируемого процессом резания, одновременно по частотному спектру и по времени. Уровень звука при этом измерялся в единицах давления – паскалях и рассчитывался по следующей формуле [12]

$$E_{ЗВ}(f, \tau) = 2\pi \cdot f \cdot \rho \cdot C \cdot X_{СУМ}(f, \tau), \text{ Па} \quad (10)$$

где $X_{СУМ}(f, \tau)$ – средневзвешенная векторная сумма колебаний моделируемых узлов станка; f – циклическая частота, Гц; C – скорость распространения звука в воздухе ($C = 340 \text{ м/с}$); ρ – плотность воздуха ($\rho = 1.2 \cdot 10^{-3}$)

$$X_{СУМ}(f, \tau) = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^6 \text{Re}_i(f, \tau) \cdot \frac{m_i}{m}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^6 \text{Im}_i(f, \tau) \cdot \frac{m_i}{m}\right)^2}, \quad (11)$$

где $\text{Re}_i(f, \tau)$, $\text{Im}_i(f, \tau)$ – соответственно, действительная и мнимая части величины частотной составляющей колебаний i -того элемента динамической системы станка (его i -того моделируемого узла) в рассматриваемый момент времени τ ; m_i – масса моделируемого элемента динамической системы станка, кг; m – масса станка в целом, кг.

Результаты расчёта уровня звука $E(f, \tau)$ для наглядности представлялись в виде трёхмерной амплитудно-частотно-временной диаграммой.

На практике же при диагностическом контроле процесса резания контролируется характер изменения суммарного уровня звука в зависимости от длительности резания τ , т. е. вместо двумерной функции

$E(f, \tau)$ определяется значение одномерной функции $E(\tau)$. Эта функция так же определялась расчетно, следующим образом

$$E(\tau) = 2\pi \rho \sqrt{\sum_i^{n/2} \left[\left(f_i, \tau \cdot (2\pi f_i) \right)^2 \right]}, \text{ Па} \quad (12)$$

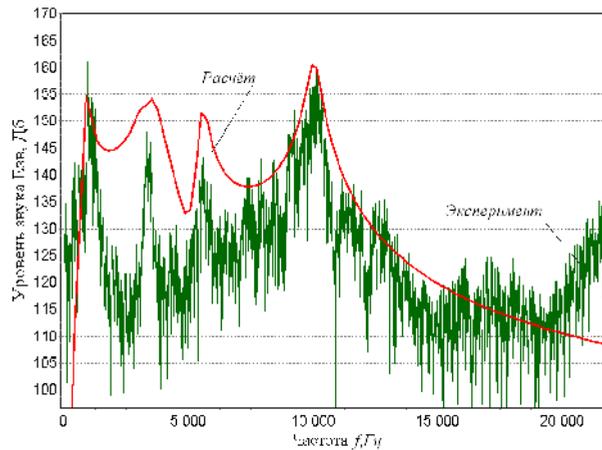
где f_i – частота i -той спектральной составляющей звука ($f_i = \frac{f}{n} \cdot i$), где f – частота Котельникова ($f = 11025$ Гц); n – число дискретных составляющих звукового сигнала, подвергавшихся анализу

($n = 2^{12} = 4096$)); $n/2$ – количество спектральных составляющих, уровни которых подвергались суммированию.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

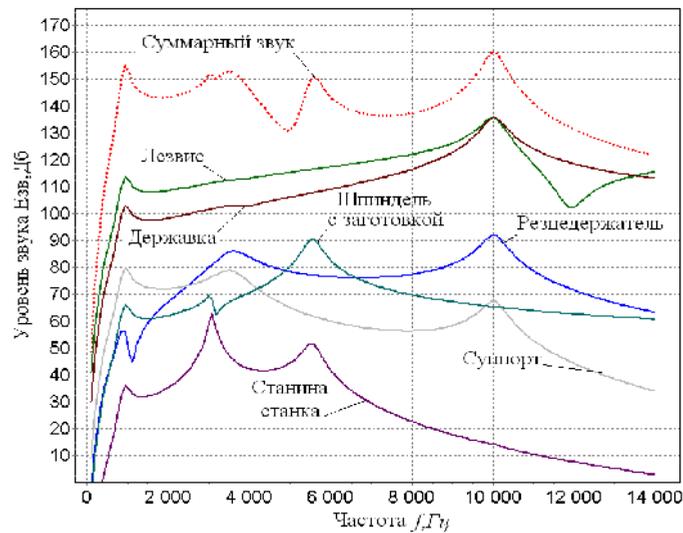
Результаты исследований представлены в графическом виде на рис. 5-7.

На рис. 5 для сравнения представлены, зарегистрированные в эксперименте и полученные в расчёте, амплитудно-частотные характеристики (спектры) звука, генерируемого в процессе резания. Сравнение спектров показывает их удовлетворительное совпадение, что свидетельствует о достаточно хорошем качестве разработанной модели.



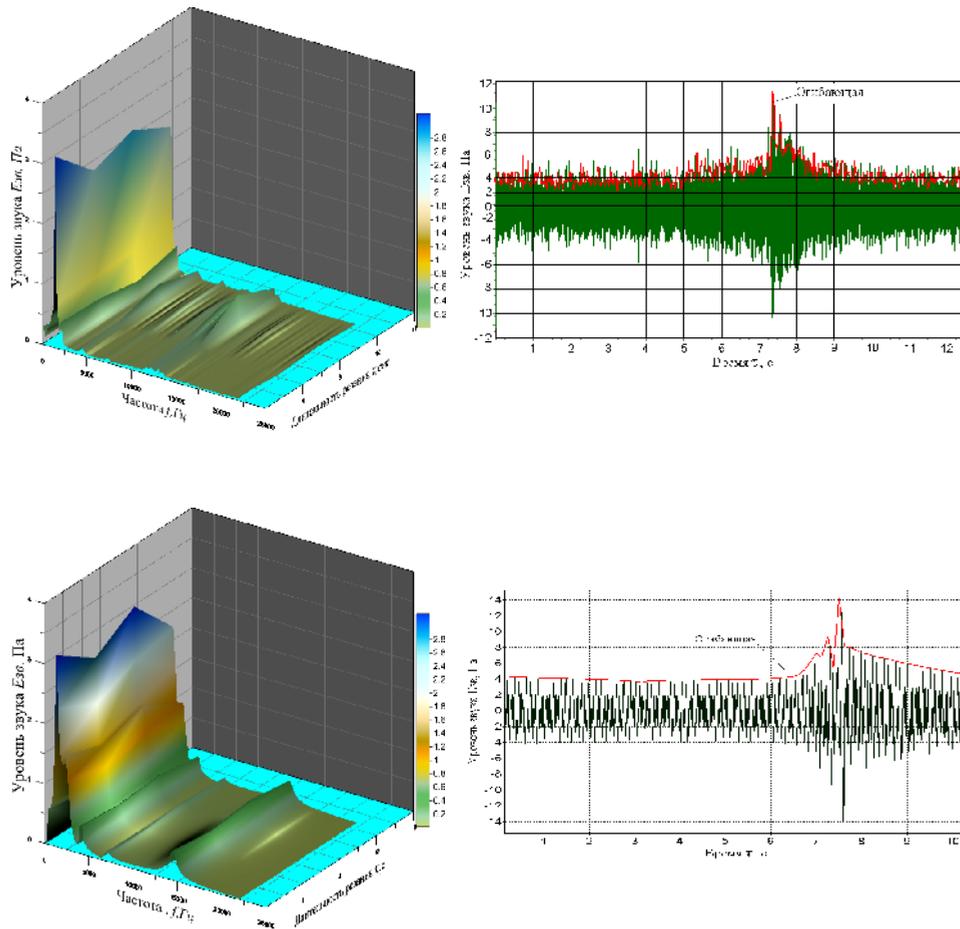
5-

На рис. 6 показаны составляющие суммарного уровня звука, генерируемые основными узлами станка и элементами режущего инструмента. Как видим, уровни звука, генерируемые лезвием и державкой, как минимум, в три раза (на 10 Дб) превышают уровни звука, генерируемые узлами станка.



6 –

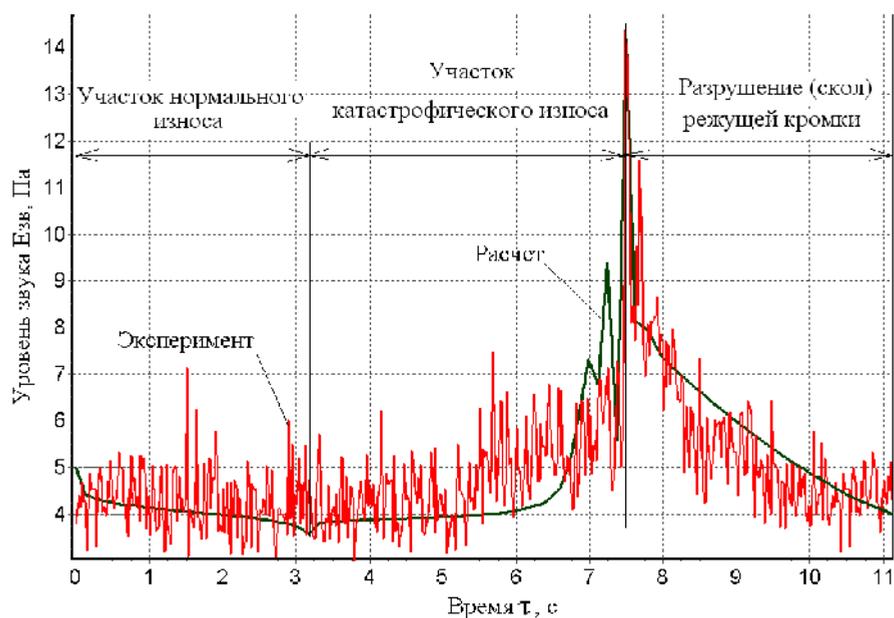
На рис. 7 приведены для сравнения расчётные и полученные в эксперименте сводные данные, представляющие собой трёхмерные амплитудно-частотно-временные диаграммы звука и двумерные временные реализации звука. На этих графиках частота f измерялась в герцах, длительность резания в секундах, уровень звука в паскалях. Сопоставление расчета с экспериментом показывает, что модель достаточно хорошо воспроизводит не только частотное наполнение звука, но и близко к реальному описывает характер изменения частотных составляющих во времени, как в трёхмерном (рис. 7 а и в), так и в двумерном его представлении (рис. 7 б и г). В конечном итоге это позволило в расчёте получить адекватное реальному описанию изменения уровня звука по мере износа инструмента (рис. 7).



7 –

Сравнение расчетных и экспериментальных данных, приведенных на рис. 8, свидетельствует о закономерном, а не случайном характере

изменения звука по мере износа инструмента, что неоднократно фиксируется в практике резания металла [1,11].



8 -

Как следует из графиков на рис. 8, на участке нормального износа уровень звука является достаточно стабильным, а далее на участке катастрофического износа начинает возрастать. Поэтому важной задачей контроля состояния инструмента по величине звука, генерируемого процессом резания, является точность прогнозирования момента перехода от одного участка износа к другому.

Однако использование динамической модели обрабатывающей системы непосредственно в практике резания для выполнения подобного прогнозирования нецелесообразно.

Для оперативного прогнозирования момента замены режущего инструмента необходимо разработать соответствующую аппроксимационную модель. Модель должна быть функцией времени и иметь минимум параметров, что позволит оперативно в режиме «реального времени» непосредственно в процессе резания определять их величину и принимать на основе этого решение о моменте своевременной замены инструмента.

ВЫВОДЫ

1. Разработана динамическая модель обрабатывающей системы, позволяющая оценивать влияние дефектов, развивающихся в лезвии режущего инструмента, на динамику обрабатывающей системы и на характер изменения уровня звука, сопровождающего процесс резания.

2. Для оперативного определения момента замены инструмента необходимо разработать аппроксимационную модель, которая должна быть функцией времени и иметь минимум параметров, позволяющих в режиме «реального времени» непосредственно в процессе резания определять стойкость режущего инструмента.

**INVESTIGATION OF LATHES VIBRATION
PART 1. REGULAR VARIATION DYNAMICS RESEARCH MANUFACTURING
SYSTEMS BASED ON STATE OF CUTTING TOOL**

V.A. Zaloga, V.V. Nagornyj,
Sumy State University,
2 R-Korsakov Str., 40007 Sumy, Ukraine

Examines the dynamics of the system, which was studied by means of dynamic elastic-mass model with lumped parameters. This model allows us to consider time-dependent fluctuations of the main component parts of the manufacturing system - a lathe. Time-dependent fluctuations in the machine are the result of a gradually decreasing stiffness of the cutting blade. The change is due to the rigidity of the emergence and development in the blade near the cutting edge of a crack or several cracks, which lead, ultimately, to the destruction of (how) first cutting edge, and eventually the blade.

Key words: fatigue crack, the rate of crack, the stress intensity, spall, transient fluctuations.

**ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ.
ЧАСТИНА 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ ДИНАМІКИ ОБРОБНОЇ
СИСТЕМИ ЗАЛЕЖНО ВІД СТАНУ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ**

В. О. Залозга, В. В. Нагорний,
Сумський державний університет,
вул. Рокоссовського, 2, Суми, 40007,

()

Ключові слова:

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Внуков Ю. М. Зношування і стійкість різальних лезових інструментів: навчальний посібник/ Ю. М. Внуков, В. О. Залозга. – Суми : Сумський державний університет, 2010. – 248 с.
2. Суркова А. И. Повышение эффективности обработки на станках с ЧПУ за счет применения систем автоматизированного контроля/ А.И. Суркова, В.М. Буртовой // Прогрессивные технологии в машиностроении: тематический сборник научных трудов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – С. 39-42
3. Козочкин М. П. Виброакустическая диагностика технологических процессов / М. П. Козочкин. – М.: ИКФ «Каталог», 2005. – 196 с.
4. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. – М.: Советское радио, 1971. – 344 с.
5. Залозга В. А. Расчёт индикаторов разрушения режущего инструмента / В. А. Залозга, В. М. Нагорный// Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. – 2012. – № 2. – С. 101-111.
6. Основи теорії різання матеріалів: підручник /М. П. Мазур, Ю. М. Внуков, В. Л. Добросок, В. О. Залозга, Ю. К. Новосьолов, Ф. Я. Якубов; під заг. ред. М. П. Мазура. – Львів: Новий Світ-2000, 2011. - 422 с.
7. Троценко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. В 2-х частях. Часть 2 / Троценко В. Т., Сосновский Л. А. – 1987. – 793 с.
8. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти т. / ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6 Защита от вибрации и ударов/под ред. К. В. Фролова. – 1981. – 456 с.
9. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти т./ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. 1978. – 352 с.
10. Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
11. Зинченко Р. Н. Повышение эффективности точения за счет диагностики износа инструмента по акустическому излучению: дисс.... канд. техн. наук: 05.03.01. – Харьков, 2005. – 188 с.
12. Липендин Л. Ф. Акустика. – М.: Высшая школа, 1978. – 448 с.

30 2013 .