Для цитирования: *Ахмедова М.Р., Гусейнов Р.В. Определение параметров колебательных контуров математической модели динамики процесса резания мерным инструментом. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2017;44(3):14-23. DOI:10.21822/2073-6185-2017-44-3-14-23*
For citation: *Akhmedova M.R., Guseynov R.V. Determination of oscillator circuit parameters of a mathematical model of the dynamics of the cutting process with a metal cutting tool. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2017; 44(3):14-23. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2017-44-3-14-23*

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ
МЕХАНИКА

УДК 621. 923
DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-3-14-23

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ МЕРНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Ахмедова М.Р.[2], Гусейнов Р.В.[1]
[1]Дагестанский государственный технический университет,
367026, г. Махачкала, пр. Имама Шамиля, 70, Россия,
[2]Кубанский государственный университет,
350040, г. Краснодар, ул. Ставропольская, 149, Россия,
[1]e-mail:ragus05@mail.ru, [2]e-mail:mili-g1@mail.ru

Резюме: Цель. *Цель исследования – получить расчетные зависимости, удовлетворяющие указанным требованиям, и определить границы их применимости для различных диапазонов диаметров мерного инструмента. Для анализа колебательного движения при резании металлов необходимо составить математическую модель динамической системы. Математическая модель динамической системы считается заданной, если известны параметры системы, определяющие однозначно ее состояние, и указан закон изменения состояния во времени. С учетом этого, каждому исследованию колебательных движений должно предшествовать определение параметров колебательных контуров математической модели. Рабочая часть мерного инструмента представляет собой стержень сложного профиля, что значительно затрудняет проведение таких расчетов. В литературе отсутствуют достаточно строгие и, в то же время, приемлемые для инженерной практики формулы. Поэтому данные по характеристикам мерного инструмента, в частности, жесткости, момента инерции дают значительный разброс.* ***Метод.*** *Для расчетов используются методы теории упругости.* ***Результат.*** *Получены инженерные формулы для расчета жесткости и полярного момента инерции мерного инструмента, в частности, трехперых и четырехперых метчиков с прямыми стружечными канавками и сверл. Установлено, что для повышения динамической устойчивости мерного инструмента необходимо увеличивать момент инерции сечения. Это можно осуществить путем увеличения диаметра сердцевины.С ростом угла наклона стружечных канавок значительно уменьшается жесткость инструмента. Выполняя стружечную канавку с переменным углом наклона можно добиться высокой жесткости мерного инструмента.* ***Вывод.*** *Полученные расчетные зависимости позволяют с приемлемой точностью задать параметры системы «станок-приспособление-инструмент-деталь» (СПИД) при анализе динамики процесса обработки металлов мерными инструментами. Доказано влияние углов заточки на момент инерции, учет которого значительно повысит достоверность результатов анализа динамики процесса резания.*

Ключевые слова: *динамика резания; мерный инструмент; автоколебания; математическая модель динамической системы; жесткость инструмента; момент инерции*

PHYSICAL-MATEMATICAL SCIENCE
MECHANICS

DETERMINATION OF OSCILLATOR CIRCUIT PARAMETERS OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMICS OF THE CUTTING PROCESS WITH A METAL CUTTING TOOL

Milena R. Akhmedova[2], Rasul V. Guseynov [1]
[1]Daghestan State Technical University,
70 I. Shamilya Ave., Makhachkala 367026, Russia,
[2]Kuban State University,
149 Stavropolskaya Str., Krasnodar 350040, Russia,
[1]e-mail:ragus05@mail.ru, [2]e-mail:mili-g1@mail.ru

Abstract Objectives. *The development of a mathematical dynamic system model is necessary for analysing vibrational motion during the metal cutting processes. The mathematical model of the dynamic system is considered to be defined if the system parameters that unambiguously determine its state are known and the alteration of its state over time is specified. Considering the above mentioned, each study of vibrational motion must be preceded by a determination of the parameters of the oscillator circuits of the mathematical model. The working part of the metal cutting tool consists in a shank having a complex profile, which makes such calculations very difficult to carry out. There are no sufficiently rigorous and, at the same time, acceptable formulae for engineering practice in the literature data. Therefore, data on the characteristics of the metal cutting tool – in particular, its stiffness and moment of inertia – scatter significantly. The aim of the study is to obtain calculated dependences that meet these requirements and determine the limits of their applicability for different cutting tool diameter ranges.* ***Methods.*** *Approaches referring to the theory of elasticity are used for the calculations.* ***Results.*** *Engineering formulae for the calculation of stiffness and polar moment of inertia of the metal cutting tool are obtained; in particular, three- and four-blade taps with straight flutes as well as drills. It is established that to increase the dynamic stability of the metal cutting tool, it is necessary to increase the moment of inertia of the section. This can be achieved by increasing the diameter of the core.As the flute helix angle increases, the stiffness of the tool decreases significantly. High stiffness of the metal cutting tool can be achieved by employing a flute with a variable helix angle.* ***Conclusion.*** *The calculated dependences allow the parameters of the Machine-Device-Tool-Part (MDTP) system to be set with an acceptable accuracy when analysing metal processing dynamics using metal cutting tools. The influence of the sharpening angles on the moment of inertia is demonstrated; the account given for the latter will significantly increase the reliability of the results of the analysis of the process dynamics.*

Keywords: *cutting dynamics; metal cutting tool; self-oscillations; mathematical model of dynamic system; tool stiffness; moment of inertia*

Введение. Как известно, процесс резания сопровождается автоколебаниями. Для объяснения природы автоколебаний можно использовать математическую модель системы «станок – приспособление – инструмент – деталь» (СПИД). Математическая модель динамической системы считается заданной, если известны параметры системы, определяющие однозначно ее состояние, и указан закон изменения состояния во времени.

При составлении математической модели можно, как это показано в теории колебаний, пренебречь некоторыми степенями свободы, если эти степени связаны с частотами, значительно отличающими по величине от основных (доминирующих) частот системы [1]. Поэтому каждому исследованию колебательных движений должно предшествовать определение параметров колебательных контуров математической модели.

Детальное ознакомление с опытом работы многих промышленных предприятий показывает, что машинная обработка отверстий мерными инструментами является узким местом в

технологии обработки деталей. К мерным инструментам относятся сверла, зенкеры, развертки, метчики и др.

Если сравнивать такие процессы как сверление, зенкерование, развертывание, резьбонарезание метчиками, то можно заметить, что эти процессы и инструменты, которыми они осуществляются, имеют много общих характерных черт, а именно [2]: все инструменты являются многолезвийными, имеют несколько стружечных канавок; режущая часть инструмента имеет неправильное поперечное сечение и на него распространяется известное положение Сен-Венана о кручении некруглых стержней [12].

Согласно этому положению все точки поперечного сечения некруглого стержня при закручивании кроме поворота вокруг оси кручения, получают еще соответствующее перемещение вдоль оси, что вызывает изменение толщины среза при резании. Кроме того, это значительно затрудняет проведение прочностных, технологических и вибрационных расчетов.

Рабочая часть инструмента имеет две части: режущую и калибрующую. Режущая часть обеспечивает основное резание, т.е. удаляет большую часть стружки и формирует предварительно внутреннюю поверхность. Калибрующая часть осуществляет окончательное формирование поверхности. Рабочая часть мерного инструмента из-за малого поперечного сечения, ограниченного размерами обрабатываемого отверстия, имеет малую прочность.

В силу этих обстоятельств можно говорить о том, что принципиально может быть создана единая теория динамики процесса резания.

Основное влияние на процесс резания оказывают относительные колебания инструмента и изделия [4]. От этих колебаний, в конечном счете, зависят стойкость инструмента и качество обработанной поверхности.

При изучении динамики обработки отверстий мерным инструментом малых и средних диаметров систему инструмента можно считать доминирующей колебательной системой как наиболее нежесткого звена системы СПИД.

При крутильных колебаниях мерного инструмента в соответствии с принципом Даламбера справедливо равенство [2-5]

$$\overline{M}_{ин} + \overline{M}_{ден} + \overline{M}_{у} + \overline{M} = 0, \qquad (1)$$

где, $\overline{M}_{ин}, \overline{M}_{ден}, \overline{M}_{у}, \overline{M}$ – моменты сил, соответственно инерции, сопротивления, упругости, резания.

Или иначе,

$$I\ddot{\theta}(t)+\eta\theta(t)+c\theta(t)=M, \qquad (2)$$

где, I – приведенный момент инерции осевого инструмента; η – обобщенный коэффициент сопротивления; C – коэффициент жесткости; $\theta(t)$ – угловая деформация.

Для решения данного дифференциального уравнения необходимо рассчитать следующие параметры колебательных контуров математической модели: J – приведенный момент инерции инструмента; η – обобщенный коэффициент сопротивления (демпфирования); C – коэффициент жесткости.

Поэтому аналитическое определение указанных параметров является актуальной задачей. В работе [2] получена зависимость влияния параметров режима резания конструкции инструмента и свойств обрабатываемого материала на амплитуду автоколебаний инструмента. Одним из важнейших показателей, характеризующих долговечность работы инструмента, а также качество обработки, является его жесткость [4,15,18].

В этой связи задача оценки жесткости осевого режущего инструмента на начальных этапах проектирования операции металлообработки является актуальной и требует детальной проработки.

Исследованию жесткости и других прочностных свойств осевого инструмента посвящено множество работ. Зависимости определения жесткости и деформации спиральных сверл получены в работах [7,13,16]. В этих работах изложены аналитические методы расчета, экспериментально-аналитические и экспериментальные. Однако из-за сложности расчетов и из-за плохой сходимости результатов, полученных различными методами, они широко не используются. Кроме того, в этих работах жесткость инструмента исследовалась в условиях статических нагрузок.

Определение жесткости инструментов в условиях динамических нагрузок существенно повысит точность полученных результатов. Так, в работах [9,11,13] указано на целесообразность использования в моделях динамики обработки отверстий мерным инструментом уравнений, учитывающих переменную жесткость инструмента.

Учет переменной жесткости особенно важен при исследовании динамики сверления. Дело в том, что при упругих деформациях инструмента при сверлении возможно возникновение нежелательных изгибных вибраций, возбуждаемых по механизму «резания по следу» (регенеративный эффект) [10,14,17]. Однако в литературе отсутствуют достаточно строгие и в то же время приемлемые для инженерной практики формулы для определения жесткости и момента инерции в условиях динамических нагрузок, поэтому данные по указанным параметрам поперечных сечений дают значительный разброс.

Постановка задачи. Цель исследования состоит в определении расчетных зависимостей, удовлетворяющих указанным требованиям, и границ их применимости для различных диапазонов диаметров мерного инструмента.

Методы исследования. Мерный инструмент представляет собой упругий стержень, который состоит из двух участков: режущего, имеющего в поперечном сечении сложную конфигурацию, и хвостовика. Хвостовик имеет круглое сечение и служит для базирования и закрепления инструмента в патроне или цанге, а также для передачи крутящего момента от шпинделя станка.

Колебательная система мерного инструмента может быть представлена как два диска (массы) с моментом инерции J_1 рабочей части и J_2 хвостовика, соединенных упругим валом с жесткостью при кручении С и поворачивающихся относительно общей оси вращения на некоторые углы φ_1 и φ_2.

Моменты, действующие в сечениях вала

$$M_1^{кр} = C(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$M_1^{кр} = C\varphi_2. \quad (3)$$

Уравнения колебательного движения приведенных масс соответственно запишутся

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = -C(\varphi_1 - \varphi_2); \quad J_1\ddot{\varphi}_2 = -C\varphi_2 + C(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (4)$$

Введя обозначения

$$a=\frac{C}{J_1};\ b=\frac{C}{J_2} \quad (5)$$

представим уравнение в таком виде:

$$\ddot{\varphi}_1 + a(\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_2 - b\varphi_1 + 2b\varphi_2 = 0 \quad (6)$$

Исследования показали [4], что мерный инструмент в процессе работы совершает автоколебания с частотой, эквивалентной собственной частоте системы w_c, и они характеризуются синусоидальным законом, т.е.

$$\varphi_1 = A\sin(w_c t + \psi_н);$$
$$\varphi_2 = B\sin(w_c t + \psi_н) \quad (7)$$

После подстановки общих решений в дифференциальные уравнения движения, получим два однородных алгебраических уравнения. Приравнивая детерминант этих уравнений к нулю, составляем квадратичное уравнение для определения частот собственных колебаний системы

$$(a^2 - w_c^2)\,A - ab = 0;$$

$$-bA + (2b - w_c^2)\,B = 0 \qquad (8)$$

или

$$(a^2 - w_c^2)\,(2b - w_c^2) - ab = 0;$$

$$w_c^4 - 9a+2b)w_c^2 + ab = 0. \qquad (9)$$

Квадраты частот собственных колебаний соответственно будут

$$w_{c_{1,2}}^2 = \frac{a+2b}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a+2b}{2}\right)\left(\frac{a+2b}{2}\right) - ab}. \qquad (10)$$

Подставляя в (10) значения a и b из (5) получим

$$w_c^2 = C\left(\frac{1}{2J_1} + \frac{1}{J_2}\right) \pm C\sqrt{\left(\frac{1}{4J_1^2} + \frac{1}{J_2^2}\right)}. \qquad (11)$$

Отсюда находим величину C

$$C = \frac{w_c^2}{\left(\frac{1}{2J_1} + \frac{1}{J_2}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{1}{4J_1^2} + \frac{1}{J_2^2}\right)}}. \qquad (12)$$

Анализ формулы (12) показывает, что жесткость мерного инструмента имеет переменный характер и зависит не только от геометрических характеристик поперечного сечения, но и частоты собственных колебаний инструмента.

Для увеличения величины C, значит динамической устойчивости мерного инструмента, необходимо увеличить значения J_1, J_2 и w_c.

Для расчета величины C требуется определить три параметра: J_1, J_2 и w_c. Значения w_c, как правило, находятся экспериментально по осциллограммам собственных колебаний инструмента. По величине w_c можно определить и $\eta -$ обобщенный коэффициент сопротивления (демпфирования).

Для хвостовика полярный момент инерции J_2 находится по общеизвестной формуле

$$J_2 = \frac{\pi d_x^4}{32}, \qquad (13)$$

где, d_x – диаметр хвостовика.

Полярный момент инерции используется для прогнозирования способности инструмента оказывать сопротивление кручению.

В рамках теории упругости полярный момент инерции сечения сложной конфигурации определяется по формуле:

$$J_1 = \iint_s (x^2+y^2)\,dxdy, \qquad (14)$$

причем двойной интеграл берется по площади поперечного сечения S режущей части инструмента. Применяя формулу Остроградского-Грина для решения двойного интеграла получим

$$J_1 = \iint_s \left\{\frac{\partial}{\partial y}(x^2 y + \frac{\partial}{\partial x} xy^2\right\} dxdy = -\int_L xy(xdx - ydy) \qquad (15)$$

Из (15) видно, что для расчета J_1 необходимо иметь форму кривой L контура поперечного сечения.

На рис.1 показан профиль фасонной фрезы для формирования поперечного сечения инструмента. Размеры, обозначенные буквами на рис.1, зависят от назначения, диаметра, обрабатываемого материала и ряда других факторов.

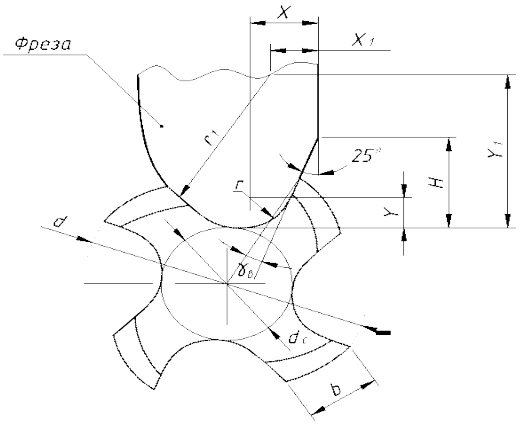


Рис.1. Профиль фасонной фрезы для формирования поперечного сечения мерного инструмента

Fig. 1. Profile of the shaped cutter for forming the cross section of the measuring tool

Профиль сечения стружечных канавок у стандартных инструментов образуется двумя сопряженными дугами окружностей r и r_1 и прямолинейным участком по передней поверхности зуба. Размеры канавок должны быть достаточными для свободного размещения и удаления стружки. Канавки должны обеспечивать рациональную геометрию зубьев и быть простыми в изготовлении. Для получения таких канавок необходимы специальные фасонные фрезы.

Имея форму кривой L и координаты точек, интегрируя по (15) после небольших преобразований для J_1 получим выражение [2]

$$J_1 = \frac{\pi R_1^4}{2} - Z\,(J_a + J_b + J_c), \tag{16}$$

причем,

$$J_a = F_1(t_2) - F_1(t_1) \tag{17}$$

$$F_1(t_i) = \frac{R_1^4}{4}\left(\frac{\sin 2t_i}{3} - \frac{\sin 4t_i}{12} + t_i\right),$$

$$t_1 = arcsin\frac{x_1}{R_1}\ ;\ t_2 = arcsin\frac{x_3}{R_1}.$$

$$J_b = F_2(t_2) - F_2(t_1). \tag{18}$$

$$F_2(t_i) = \left[-\frac{1}{6}(t_i + 4a_1)\sqrt{T_1^3} + \frac{1}{4}[R_3^2 + 2a_1(1+p^2)]\,t_i\sqrt{T_1} + R_3^2\ \arcsin\frac{t_i}{R_3}\right)$$
$$- a_1 p t_i\left(a_1 t_i + R_3^2 + a_1\left(1+\frac{p^2}{3}\right)\right);$$

$$t_1 = x_2 - a_2;\ t_2 = x_3 - a_2.$$

$$J_c = F_3(t_2) - F_3(t_1) \tag{19}$$

$$F_3(t_i) = \left[-\frac{1}{6}(t_i + 4a_2)\sqrt{T_1^3} + \frac{1}{4}[R_4^2 + 2a_2^2(1+p^2)]\,t_i\sqrt{T_1} + R_4^2\ \arcsin\frac{t_i}{R_4}\right)$$
$$- a_2 p t_i\left(a_1 t_i + R_4^2 + a_2^2\left(1+\frac{p^2}{3}\right)\right);$$

$$t_1 = x_2 - a_2;\ t_2 = x_3 - a_2.$$

В формулах принято обозначение: $T_1 = R_3^2 - t_i^2$; Z – число перьев.

Для расчета момента инерции сверла необходимо выделить дополнительные характерные конструктивные элементы поперечного сечения, а именно, ленточки.

Для построения профиля поперечного сечения сверла проводим окружности наружного диаметра D и диаметра ленточки $D_л$, выделяя ленточки [6].

Параллельно оси O_y проводим прямую x = -0,5d во втором и x = 0,5d в четвертом квадрантах до пересечения с осью O_x. Радиусом 0,25 $(D_л - d)$ в первом и третьем квадранте проводим дуги с центрами, соответственно в точках ($\pm$0,25 $(D_л - d)$, 0).

Для определения геометрических характеристик при вычислении учитывается симметрия интегрированием по области S, ограниченной диаметром окружности d, прямой x= -0,5d, профилем ленточки и дугами окружностей

$$x^2 + y^2 = 0{,}25D_л^2 \quad \text{и} \quad \left(x - \frac{D_л + d}{4}\right)^2 + y^2 = \frac{(D-d)^2}{16}.$$

Полярный момент инерции рабочей части J_1 сверла удобно определить через моменты инерции относительно осей x и y

$$J_1 = J_x + J_y, \tag{20}$$

где J_x , J_y– моменты инерции относительно осей x и y, соответственно.

Момент инерции относительно оси x в соответствии с (14)

$$J_x = 2\iint_s y^2\,dx\,dy. \tag{21}$$

Выполнив интегрирование, получим

$$J_x = \left(\frac{10D^2}{364}d - \frac{d^3}{48}\right)\sqrt{D^2 - d^2} + \frac{\pi D^4}{128} - \frac{\pi(D-d)^4}{1024} + \frac{D^4}{64}\arcsin\frac{d}{D}. \tag{22}$$

Момент инерции относительно оси y в соответствии с (14)

$$J_y = 2\iint_s x^2\,dx\,dy. \tag{23}$$

Подставляя соответствующие пределы и выполнив интегрирование для J_y имеем

$$J_y = \frac{\pi D_л^4}{64} + \frac{\pi(D_л - d)^4}{1024} + \frac{4\pi(D_л^2 - d^2)^2}{1024} + \frac{D_л^4}{64}\arcsin\frac{d}{D_л} + \left(\frac{2d^3}{64} - \frac{dD_л^2}{64}\right)\sqrt{D_л^2 - d^2}. \tag{24}$$

Суммируя выражения (22) и (24) получим

$$J_1 = \frac{\pi D_л^4}{64} + \frac{\pi(D_л - d)^4}{512} + \frac{2\pi(D_л^2 - d^2)^2}{512} + \frac{D_л^4}{32}\arcsin\frac{d}{D_л} + \left(\frac{dD_л^2}{96} + \frac{d^3}{96}\right)\sqrt{D_л^2 - d^2}. \tag{25}$$

Подставляя численные значения параметров для рассматриваемого диапазона диаметров обрабатываемых отверстий, получим инженерные формулы для расчета полярного момента инерции сверла

$$J_1 = 0{,}368D^4 \tag{26}$$

$$J_1 = 0{,}0342D^4 \tag{27}$$

для сверл диаметром более 12 мм.

Для трехперого инструмента (в частности, метчика стандартного исполнения с прямыми стружечными канавками)

$$J_1 = 0{,}019d_1^4, \tag{28}$$

где, d_1– внутренний диаметр резьбы метчика.

Для четырехперого метчика стандартного исполнения с прямыми стружечными канавами

$$J_1 = 0{,}021 d_1^4. \quad (29)$$

Обсуждение результатов. Одним из важных путей совершенствования инструментов и повышения производительности обработки является создание оптимальных геометрических параметров на режущей части.

Инструменты затачивают по передней и задней поверхностям, причем задний угол образуется путем затылования задней поверхности по архимедовой спирали. Затылование зубьев инструмента уменьшает поперечное сечение инструмента, соответственно, момент инерции.

В табл.1 приведена зависимость процента уменьшения момента инерции метчика F(α) от величины заднего угла α.

Таблица 1. Зависимость процента уменьшения момента инерции метчика F(α) от величины заднего угла α

Table 1. Dependence of the percent decrease in the moment of inertia of the tap F (α) on the value of the rear angle α

Процент уменьшения J_1	α° Z	2	3	4	5	6	7	8	10	12
F(α)	3	4,08	6,04	7,94	9,80	11,63	13,36	15,07	18,35	21,44
F(α)	4	2,85	4,24	5,80	6,94	8,26	9,56	10,83	13,31	15,71

Анализ данных табл.1 дает представление о влиянии заточки на момент инерции сечения. Так, увеличение угла заточки зубьев метчика до 10° приводит к уменьшению момента инерции сечения на 13,30% – для трехперого метчика и 18,35% – для четырехперого. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе геометрических характеристик инструмента.

Проведенные теоретические исследования и их экспериментальная проверка показали, что для повышения динамической устойчивости мерного инструмента необходимо увеличивать момент инерции сечения. Это можно осуществить путем увеличения диаметра сердцевины. Так, например, для сверл за счет плавного увеличения d_c по направлению к хвостовику на (1,4...1,5) мм на 100 мм длины для сверл из быстрорежущей стали и на (1,7..1,8) мм – для твердосплавных сверл.

При выборе угла наклона стружечных канавок необходимо иметь в виду, что с ростом угла наклона стружечных канавок заметно уменьшается жесткость инструмента [1]. Выполняя стружечную канавку с переменным углом наклона можно добиться высокой жесткости мерного инструмента.

Вывод. Полученные инженерные формулы жесткости и момента инерции мерного инструмента достаточно просты, и они могут быть использованы в расчетах при исследовании динамики процесса резания.

Определено, что жесткость мерного инструмента имеет переменный характер и зависит не только от геометрических характеристик поперечного сечения, но и частоты собственных колебаний инструмента.

Доказано существенное влияние угла заточки зубьев на момент инерции инструмента, которое необходимо учитывать при расчете прочностных характеристик инструмента.

Полученные аналитические зависимости основных параметров колебательных контуров математической модели динамики процесса резания мерным инструментом можно использовать при решении практических задач, в частности, для получения безвибрационных режимов работы инструмента.

Разработаны новые технические и технологические решения повышения динамической устойчивости мерного инструмента за счет увеличения жесткости.

Библиографический список:

1. Арутюнян Н.Х. Кручение упругих тел / Н.Х. Арутюнян, Б.М. Абромян. - М. : ГИФМЛ, 1963. – 688 с.
2. Гусейнов Р.В. Интенсификация технологических процессов обработки труднообрабатываемых материалов путем управления динамическими параметрами системы. Автореферат дисс. - докт. техн. наук. Санкт-Петербург, 1998. 23 с.

3. Гусейнов Р.В., Рустамова М.Р. Математическая модель процесса обработки отверстий сверлами на основе нелинейной динамики. Ч.1. Постановка задачи//Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2011. №3. Том 22. С.64-68.
4. Гусейнов Р.В., Рустамова М.Р. Совершенствование обработки отверстий небольшого диаметра//Вестник машиностроения. 2012. №9. С.50-52.
5. Гусейнов Р.В., Рустамова М.Р. Исследование процесса обработки отверстий на основе нелинейной динамики//Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2012. №26. С.77-80.
6. Гусейнова М.Р., Гусейнов Р.В. Обоснование базы данных для исследования динамических процессов при резании//Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2014. № 4. Т.35. С.36-44.
7. Денисенко В.И. Жесткость спиральных сверл и их эксплуатационные характеристики. – Вильнюс, 1974. – 14 с.
8. Емельянов Д.В. Анализ прочностных характеристик спиральных сверл//Электронный научно-практический журнал «Современная техника и технология». 2017. URL: http://technology.snauka.ru/2015/01/5617 (дата обращения: 20.08.2017)
9. Кирсанов С.В. Влияние конструкции развертки на огранку обработанных отверстий // Станки и инструмент. 2000. № 4. С. 22-23.
10. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 357 с.
11. Малышко И.А. Основы проектирования осевых комбинированных инструментов: Диссертация д-ра техн. наук: 05.03.01. – Киев, 1996. – 430 с.
12. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.:Наука, 1966. – 192 с.
13. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий. – М: Машиностроение, 104. – 128 с.
14. Altintas Y. Manufacturing Automation. New York: Cambridge University Press; 2012. 366 p.
15. Badrawy S. Cutting Dynamics of High Speed Machining. Technology Update. 2001; 8(1):24-26.
16. Ema S., Fujii H., Marui E. Whirling vibration in drilling. Part 3: Vibration analysis in drilling workpiece with a pilot hole. Journal of Engineering for Industry. 1998; 110:315-321.
17. Schmitz T.L., Smith K.S. Machining Dynamics. Frequency Response to Improved Productivity. Springer US; 2009. 303 p. DOI: 10.1007/978-0-387-09645-2.
18. Systeme d′outilequilibre multi-fonctions. TraMetal; Revue techniquemensuelle du travail des metaux. 2000; 51:14–16.

References:

1. Arutyunyan N. Kh., Abromyan B.M. Kruchenieuprugikhtel. M.: GIFML, 1963. 688 s. [ArutyunyanN.Kh., AbromyanB.M. torsion of elastic bodies. M.: GIFML, 1963. 688 p. (In Russ.)]
2. Guseynov R.V. Intensifikatsiya tekhnologicheskikh protsessov obrabotki trudnoobrabatyvaemykh materialov putem upravleniya dinamicheskimi parametrami sistemy. Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoy stepeni dokt. tekhn. nauk. Sankt-Peterburg; 1998. [Guseynov R.V. Intensification of technological processing of the hardly processed materials by the management of system's dynamic parameters. Published summary of Doctor of Technical Sciences thesis. St. Petersburg; 1998. (In Russ.)]
3. Guseinov R.V., Rustamova M.R. Matematicheskayamodel' protsessaobrabotkiotverstiisverlaminaosnovenelineinoidinamiki. Ch.1. Postanovka zadachi. Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki. 2011; 3(22):64-68. [Guseinov R.V., Rustamova M.R. Mathematical model of the holeprocessing with drills based on nonlinear dynamics. Part 1. Formulation of the problem. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2011; 3(22):64-68. (In Russ.)]
4. Guseinov R.V., Rustamova M.R. Sovershenstvovanie obrabotki otverstii nebol'shogo diametra. Vestnikmashinostroeniya. 2012; 9:50-52. [Guseinov R.V., Rustamova M.R. The improvement of processing the holesof small diameter. Russian Engineering Research. 2012; 9:50-52. (In Russ.)]
5. Guseinov R.V., Rustamova M.R. Issledovanie protsessa obrabotki otverstii na osnove nelineinoi dinamiki. Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskienauki. 2012; 26:77-80. [Guseinov R.V., Rustamova M.R. Investigation of the process of hole processing on the basis of nonlinear dynamics. Herald of Dahgestan State Technical University. Technical Sciences. 2012; 26:77-80. (In Russ.)]
6. Guseynova M.R., Guseynov R.V. Obosnovanie bazy dannykh dlya issledovaniya dinamicheskikh protsessov pri rezanii. Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki. 2014; 4(35):36–44. [Guseynova M.R., Guseynov R.V. Justification of the database for the study of dynamic processes during cutting. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2014; 4(35):36–44. (In Russ.)]
7. Denisenko V.I. Zhestkost' spiral'nykh sverl i ikh ekspluatatsionnye kharakteristiki. Vil'nyus: 1974. 14 s. [Denisenko V.I. Stiffness of twist drills and their performance characteristics. Vil'nyus: 1974. 14 p. (In Russ.)]
8. Emel'yanov D.V. Analiz prochnostnykh kharakteristik spiral'nykh sverl. Elektronnyi nauchno-prakticheskii zhur-

nal “Sovremennaya tekhnika i tekhnologiya”. 2015; 1(41):87-92. URL: http://technology.snauka.ru/2015/01/5617 (data obrashcheniya: 20.08.2017) [Emel'yanov D.V. Analysis of the strength characteristics of twist drills. Electronic Scientific & Practical Journal “Modern Technics and Technologies”. 2015; 1(41):87-92. URL: http://technology.snauka.ru/2015/01/5617 (accessdate: 20.08.2017) (In Russ.)

9. Kirsanov S.V. Vliyanie konstruktsi i razvertki na ogranku obrabotannykh otverstii. Stanki i instrument. 2000; 4:22-23. [Kirsanov S.V. Influence of the reamer design on the facet of the treated holes. Machines and Tooling. 2000; 4:22-23. (In Russ.)]
10. Kudinov V.A. Dinamika stankov. M.: Mashinostroenie; 1967. 357 s. [Kudinov V.A. Dynamics of machine tools. M.: Mashinostroenie; 1967. 357 p. (In Russ.)]
11. Malyshko I.A. Osnovy proektirovaniya osevykh kombinirovannykh instrumentov.Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoy stepeni dokt. tekhn. nauk. Kiev; 1996.430 s. [Malyshko I.A. Basics of design of axial combined tools. Published summary of Doctor of Technical Sciences thesis. Kiev; 1996. 430 p. (In Russ.)]
12. Muskhelishvili N.I. Nekotorye osnovnye zadachi matematicheskoi teorii uprugosti. M.: Nauka; 1966. 192 s. [Muskhelishvili N.I. Some basic problems of the mathematical theory of elasticity. M.: Nauka; 1966. 192 p. (In Russ.)]
13. Kholmogortsev Yu.P. Optimizatsiya protsessov obrabotki otverstii. M: Mashinostroenie; 1984. 128 s. [Kholmogortsev Yu.P. Optimisation of the holes processing. M: Mashinostroenie; 1984. 128 p. (In Russ.)]
14. Altintas Y. Manufacturing Automation. New York: Cambridge University Press; 2012. 366 p.
15. Badrawy S. Cutting Dynamics of High Speed Machining. Technology Update. 2001; 8(1):24-26.
16. Ema S., FujiiH., MaruiE. Whirling vibration in drilling. Part 3: Vibration analysis in drilling workpiece with a pilot hole. Journal of Engineering for Industry. 1998; 110:315-321.
17. Schmitz T.L., Smith K.S. Machining Dynamics. Frequency Response to Improved Productivity. Springer US; 2009. 303 p. DOI: 10.1007/978-0-387-09645-2.
18. Systeme d′outilequilibre multi-fonctions. TraMetal; Revue techniquemensuelle du travail des metaux. 2000; 51:14–16.

Сведения об авторах:

Гусейнов Расул Вагидович – доктор технических наук, профессор, кафедра организации и безопасности движения.

Ахмедова Милена Расуловна – кандидат экономических наук, старший преподаватель.

Information about the authors:

Rasul V. Guseynov – Dr. Sci. (Technical), Prof., Department of Traffic Safety and Management.

Milena R. Akhmedova – Cand. Sci. (Technical), Senior Lecturer.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 20.08.2017.

Принята в печать 20.09.2017.

Conflict of interest.

The authors declare no conflict of interest.

Received 20.08.2017.

Accepted for publication 20.09.2017.