

УДК 534.1

О ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ ВОЗБУЖДЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ РЕЗАНИИ

© Георгий Константинович Корендясев

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
korenduba@gmail.com

Аннотация. В статье описаны и проанализированы основные существующие на сегодняшний день представления о физической природе автоколебаний при обработке металлов резанием. Рассмотрены взаимосвязи математических моделей, описывающих данные представления.

Ключевые слова. Автоколебания, резание, математическая модель.

On the physical models of auto-oscillations at the processing of metal.

© G.K. Korendyasev

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russia

Abstract. The article describes and analyzes the main currently existing theory of oscillations in metal cutting. Discussed the relationship of mathematical models describing these theories.

Keywords. chatter, cutting, mathematical model.

Введение

Проблема вибрации при обработке металлов резанием изучалась на протяжении всего XX века и продолжает изучаться в XXI веке отечественными и зарубежными исследователями. Такое пристальное внимание к этой проблеме обусловлено двумя причинами:

1. По мере повышения требований к точности и производительности обработки металлов резанием вибрации стали наиболее серьезным ограничением к обеспечению этих показателей.

2. Проблема автоколебаний при резании находится на стыке нескольких наук: теории колебаний, теории упругости, трибологии, технологии машиностроения и др. Сложность этой проблемы определила немалый интерес к ней специалистов различных областей науки.

На сегодняшний день не существует единого взгляда на физическую природу этих автоколебаний. Сложность и неоднозначность физических процессов, происходящих при резании металлов, позволяет предположить, что возникновение и поддержание автоколебаний определяется рядом физических явлений, которые могут действовать одновременно. В зависимости от конкретных условий и состояния упругой системы станка некоторые из них могут доминировать. Среди этих условий, прежде всего, следует выделить жесткость и демпфирующую способность элементов технологической системы, режимы резания и вид обработки, а также свойства обрабатываемого материала.

В настоящей статье приводится анализ и делается попытка классификации известных моделей самовозбуждения автоколебаний при резании по признакам различной их природы

Классификация основных моделей возбуждения автоколебаний при резании.

Существующие модели автоколебаний при резании можно условно разделить на три большие группы. В основе моделей первой группы лежит статическая или динамическая двузначность силы резания, причем выявление причин данной двузначности производится с помощью систем с одной степенью свободы. Ко второй группе относятся теории,

основанные на представлении технологической системы в виде системы с двумя или более степенями свободы, где автоколебания объясняются наличием координатной связи между ними. К третьей группе относятся теории, основанные на идее «вторичного возбуждения автоколебаний», когда потеря устойчивости объясняется наличием волнистого следа на обработанной поверхности, являющегося следствием предыдущего вибрационного прохода инструмента.

Необходимо отметить, что подобное деление во многом носит условный характер. Реальному процессу резания может сопутствовать одновременно несколько механизмов самовозбуждения, относящихся к вышеописанным группам, что затрудняет анализ динамической картины и порождает неоднозначную трактовку физической природы возникновения автоколебаний при резании.

Последовательно рассмотрим и проанализируем основные модели, относящиеся к вышеперечисленным группам.

Модели первой группы.

Представление об автоколебательном характере вибрации при обработке металлов резанием ввел Н.А. Дроздов [1]. До него в течение почти 40 лет в литературе господствовала точка зрения Тейлора [2], объяснявшего вибрации при резании резонансом, возникающим вследствие совпадения частоты скалывания элементов стружки с собственной частотой колебательной системы.

По всей вероятности, первое систематическое исследование вибрации при обработке лезвийным инструментом как автоколебательного процесса было предпринято А.И. Кашириным¹ [3]. В основе его теории лежит экспериментально установленная падающая зависимость силы резания от скорости резания. Им было показано, что автоколебания возбуждаются при резании материалов, обнаруживающих ярко выраженную нелинейную зависимость силы резания от скорости резания при их обработке, причем самовозбуждение происходит на падающей ветви данной зависимости. На рис. 1 показана зависимость радиальной компоненты силы резания P_y от скорости резания v , возникающая при точении образца, изготовленного из стали марки ст. 15 для различных значений t глубины резания [3].

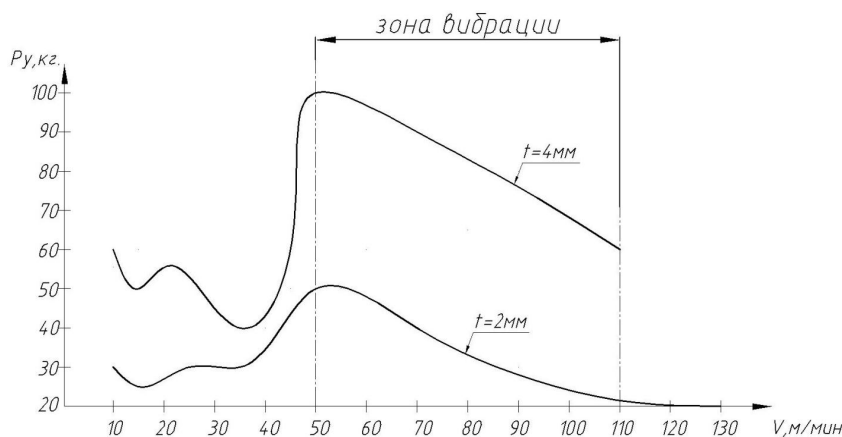


Рис.1. Зависимость $P_y(v)$ для стали 15

На основании этих наблюдений А.И. Каширин провел математическую аналогию между автоколебаниями при резании и автоколебаниями подпружиненного тела,

¹ Интересно отметить, что работа А.И.Каширина была первой диссертацией, защищенной в ИМАШ РАН на соискание ученой степени доктора технических наук (1938 г.)

расположенного на движущейся с постоянной скоростью шероховатой ленте [4], где самовозбуждение колебаний происходит при убывающей по скорости силе трения.

На рис. 2 показана простейшая модель упругой системы станка, где m – приведенная масса 1, связанная с неподвижной стойкой упруго-диссипативным элементом с коэффициентами жесткости c и вязкого сопротивления b .

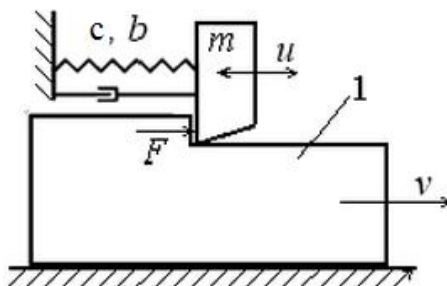


Рис. 2. Элементарная модель упругой системы станка.

Обрабатываемое изделие 2 представляет собой абсолютно твердое тело, движущееся с постоянной скоростью v резания. В точке контакта резца с изделием на резец действует сила резания F . В результате возникает горизонтальное смещение u упругой системы, которое при наличии возможных колебаний является переменной функцией времени $u = u(t)$. Тогда сила резания $F = F(v - \dot{u})$ в соответствии с [3] представляется монотонно убывающей функций, зависящей от относительно скорости $(v - \dot{u})$ резца. Колебания рассматриваемой системы (резца или детали) описываются уравнением

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + cu = F(v - \dot{u}), \quad (1)$$

При любой скорости резания $v=v_0$ существует частное решение $u_0 = F(v_0)/c$ уравнения (1), соответствующее состоянию статического равновесия системы. Для оценки устойчивости этого равновесного состояния введем новую координату $x = u - u_0$ и после линеаризации полученного уравнения для возможных малых отклонений от частного решения (уравнение, описывающие малые колебания в окрестности положения равновесия):

$$m\ddot{x} + (b + \beta)\dot{x} + cx = 0, \quad (2)$$

где $\beta = \left. \frac{dF(v)}{dv} \right|_{v=v_0}$.

Из уравнения (2) следует, что при $\beta < -b$ (что соответствует падающему участку характеристики силы резания), т.е. при определенном уровне отрицательной диссипации, вносимой процессом резания, состояние равновесия неустойчиво и происходит самовозбуждение колебаний. Равенство $\beta = -b$ определяет порог самовозбуждения. Данное равенство всегда выполняется в установившихся периодических режимах автоколебаний, которые в дальнейшем не рассматриваются. Заметим, что истинных физических причин падающей зависимости силы резания от скорости резания А.И.Каширин не приводит.

А.П. Соколовский, также пользуясь моделью с одной степенью свободы [5], объясняет причины возбуждения автоколебаний двузначным характером силы резания. Причиной автоколебаний, по мнению Соколовского, является переменная величина радиальной компоненты силы резания P_y при периодическом сближении и удалении детали и инструмента, описываемых координатой y (рис.3).

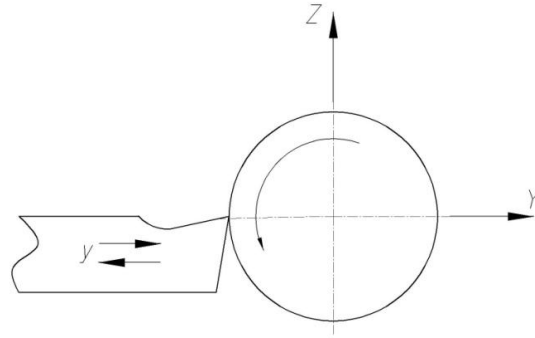


Рис. 3. Радиальные колебания резца.

Сила P_y при точении в приближенно описывается эмпирическим выражением [6]:

$$P_y = C_r \cdot B \cdot s^q, \quad (3)$$

где C_r – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств обрабатываемого материала, геометрии инструмента и некоторых других факторов; B – ширина среза; s – толщина среза; q – показатель степени.

При возникновении колебаний мгновенная толщина среза не будет равна толщине среза (s) при невозмущенном движении, а будет циклически изменяться. Принимая, что при отсутствии вибраций $y=0$, получим выражение:

$$s_{\text{мгн.}} = s - y, \quad (4)$$

где $s_{\text{мгн.}}$ – мгновенное значение толщины среза.

Если считать, что (3) справедливо и для системы, находящейся в состоянии колебательного движения, мгновенное значение силы $P_{y\text{мгн.}}$ будет равно:

$$P_{y\text{мгн.}} = C_r \cdot B \cdot (s - y)^q = C_r \cdot B \cdot s^q \left(1 - \frac{y}{s}\right)^q = P_y \left(1 - \frac{y}{s}\right)^q, \quad (5)$$

Простота полученного выражения является следствием предположения, что при колебательном движении резца справедливы те же зависимости, которые были получены опытным путем для значения усилий в квазистатическом состоянии системы, что является верным лишь в самом первом приближении.

Очевидно, что при однозначном виде зависимости (5), т.е. если каждому данному значению y соответствует одно, вполне определенное значение $P_{y\text{мгн.}}$ то сила $P_{y\text{мгн.}}$ не может поддерживать автоколебательный процесс. Работа такой силы за полный цикл (врезание и отход резца) равна нулю, вне зависимости от характера изменения y в функции времени. Графически зависимость $P_{y\text{мгн.}} = f(y)$ изображается линией АВ, показанной пунктиром на рис. 4. В реальных системах необходимо учитывать присутствие диссипативных сил, которые за каждый цикл поглощают некоторое количество энергии. Эта энергия может быть восполнена только за счет работы силы резания, из чего следует, что $P_{y\text{мгн.}} = f(y)$ есть неоднозначная функция. Значение силы $P_{y\text{мгн.}}$ при врезании резца в металл должно быть меньше, чем при его отходе (сплошные линии на рис. 4).

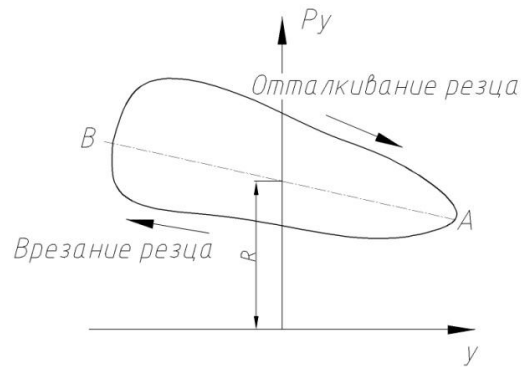


Рис. 4. Изменение силы резания в цикле колебаний по А.П. Соколовскому.

Различие усилий при врезании и при отталкивании А.П. Соколовский объясняет действием наклепа в слое, прилегающем к режущей кромке: «При врезании режущая кромка срезает свежие, слабо деформированные слои металла. При отталкивании режущая кромка срезает сильно деформированные, наклепанные слои металла с повышенной твердостью».

Л.С. Мурашкин [7] на основании энергетической теории прочности показал, что деформационное упрочнение слоев металла в зоне резания с одним и тем же значением мгновенной толщины срезаемого слоя при врезании и отталкивании резца одинаково. Он также экспериментально показал [8], что интенсивное автоколебательное движение имеет место и при обработке неупрочняющихся материалов.

М.Е. Эльясберг [9] высказал предположение о том, что вследствие специфичности процесса резания, связанной с пластическими свойствами металла, происходит запаздывание сил, действующих на резец, по отношению к координатам резца. Такое предположение приводит к выводу, что автоколебания при резании возникают в результате запаздывающих сил, раскачивающих систему. Процесс резания является устойчивым, если энергия, вносимая вследствие запаздывания сил относительно перемещения резца при колебаниях системы, полностью рассеивается. В сплошной упруго-пластической среде для распространения возмущения требуется время, зависящее от скорости распространения волны. Однако скорость волны в металле, даже при пластической деформации, настолько велика, что возникновение автоколебаний при резании нельзя объяснить наличием запаздывания, если исходить из непрерывности среды и происходящего в ней процесса. Поэтому М.Е. Эльясберг для выяснения причин появления запаздывающих сил рассматривает процесс образования стружки исходя из наличия возле режущей кромки резца «опережающей» полости или трещины и наличия частичного или полного скалывания элементов стружки. Однако металлографическое исследование процесса резания, выполненное Н.Н. Зоревым, не подтверждает наличие опережающей трещины [10]. И.Г. Жарковым была проведена экспериментальная работа [11] по определению постоянной запаздывания при обработке различных материалов. По результатам проведенных экспериментальных исследований им была получена следующая эмпирическая формула для постоянной времени запаздывания T :

$$T \approx -1 + 2,6 \cdot K_a, \quad (6)$$

где K_a – коэффициент утолщения стружки. На основании данной формулы, И.Г. Жарков связал причины возбуждения автоколебаний с усадкой стружки при резании. Однако усадка стружки есть параметр, являющийся следствием особенностей пластического деформирования материала заготовки при различных условиях нагружения. Следовательно, подобная эмпирическая формула не проясняет физического смысла запаздывания. Подробно системами с запаздыванием занимался также Ю.И. Городецкий [20].

К особому классу моделей первой группы можно отнести модели, в которых учитывается влияние температуры на механические свойства металлов. В работах [12,13] была предложена термомеханическая модель автоколебаний при резании, позволяющая прояснить физический смысл явлений, лежащих в основе моделей А.И.Каширина, А.П.Соколовского и М.Е.Эльясберга. Данная модель основана на учете снижении механических характеристик металлов с увеличением температуры. На рис. 5 представлены графики зависимости предела прочности σ_B некоторых металлов, обрабатываемых резанием от температуры [14].

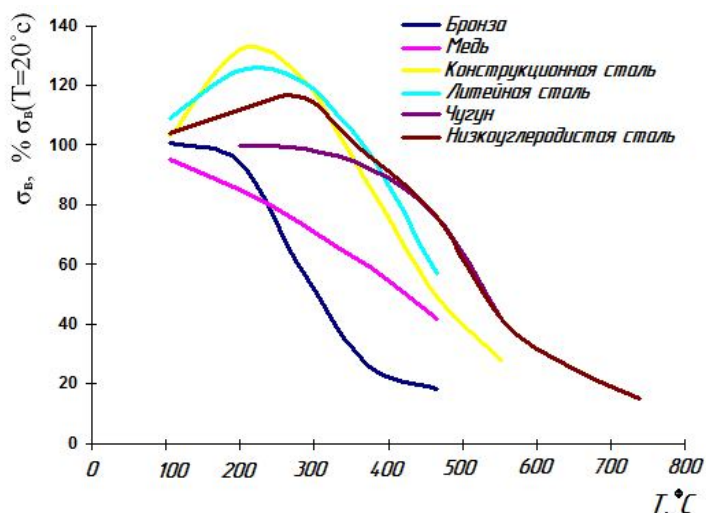


Рис.5. Графики зависимости предела прочности металлов от температуры.

Из приведенных графиков видно, что все материалы имеют участки с ярко выраженной падающей зависимостью предела прочности от температуры. Сила резания непосредственно зависит от механических характеристик и в первом приближении прямо пропорциональна пределу прочности обрабатываемого материала [6]. Следовательно, сила резания так же имеет участки с падающей зависимостью от температуры.

Именно учет уменьшения силы резания с ростом температуры позволяет вскрыть взаимосвязи, возникающие в процессе резания, и превращает систему «резец-заготовка» в систему с отрицательной диссипацией, т.е. автоколебательную. Физический механизм термомеханических автоколебаний действует следующим образом. Любое случайное воздействие выводит систему «резец-заготовка» из равновесия и приводит к возникновению собственных колебаний технологической системы, вследствие которых изменяется скорость резания, а, следовательно, и работа силы резания, уровень тепловыделения и температура в зоне контакта резца с заготовкой. Изменение температуры, влияя на механические характеристики обрабатываемого материала, приводит к изменению силы резания. Цикл замкнулся. При определенных условиях за время цикла может произойти возрастание интенсивности колебаний, т.е. возбуждение автоколебаний.

Рассмотрим динамическую модель, представленную на рис. 2, в которой сила резания $F = F(\Theta)$ является известной монотонно убывающей функцией от температуры Θ в зоне резания.

Уравнение колебаний резца имеет вид

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + cu = F(\Theta). \quad (7)$$

Для расчета температуры в зоне резания запишем уравнение энергетического баланса, связывающее изменение температуры в зоне резания с механической энергией, превращаемой в тепловую, и теплом, отдаваемым в окружающую среду

$$CM\dot{\Theta} + H(\Theta - \Theta_0) = F(\Theta)(v - \dot{u}), \quad (8)$$

где Θ_0 – температура окружающей среды; M – нагреваемая масса; C – удельная теплоемкость; H – коэффициент теплоотдачи.

Система уравнений (7), (8) имеет частное решение, соответствующее установившемуся равновесному состоянию $\dot{u} = 0, \dot{\Theta} = 0$. Из уравнения (7) находим положение резца в равновесном состоянии

$$u_m = F_m / c, \quad (9)$$

где $F_m = F(\Theta_m)$, а установившаяся температура Θ_m находится решением получаемого из (8) уравнения

$$F(\Theta) = (\Theta - \Theta_0)H / v. \quad (10)$$

Для оценки устойчивости найденного равновесного состояния введем новые координаты $x = u - u_m$ и $\mathcal{G} = \Theta - \Theta_m$, описывающие малые отклонения координаты и температуры от полученных выше стационарных значений и проведем линеаризацию зависимости силы резания от температуры в окрестности этих значений, т.е.

$$F(\Theta) = F(\Theta_m) + \chi(\Theta - \Theta_m) = F_m + \chi\mathcal{G},$$

где $\chi = \left. \frac{dF(\Theta)}{d\Theta} \right|_{\Theta=\Theta_m}$

Из уравнений (7) (8) с учетом равенств (9), (10), ограничиваясь величинами первого порядка малости, получим уравнения, описывающие малые колебания относительно положения равновесия

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = \chi\mathcal{G}, \quad (11)$$

$$CM\dot{\mathcal{G}} + (H - v\chi)\mathcal{G} = -cu_m\dot{x}. \quad (12)$$

Из уравнения (11) находим

$$\Theta = -\frac{1}{\chi}(m\ddot{x} + b\dot{x} + cx); \quad \dot{\Theta} = -\frac{1}{\chi}(m\ddot{x} + b\dot{x} + \dot{c}). \quad (13)$$

После подстановки (9) в (8) и необходимых преобразований получим дифференциальное уравнение 3-го порядка, характерное для автоколебательных систем с «инерционной» нелинейностью:

$$\ddot{x} + (2n + h - Gv)\dot{x} + [\omega_0^2 + 2n(h - Gv) + G\omega_0^2 u_m]x + (h - Gv)\omega_0^2 x = 0, \quad (14)$$

где $2n = \frac{b}{m}$; $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$; $h = \frac{H}{CM}$; $G = \frac{\chi}{CM}$.

Запишем характеристическое уравнение:

$$a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3 = 0, \quad (15)$$

где $a_0 = 1$; $a_1 = 2n + h - Gv$; $a_2 = \omega_0^2 + 2n(h - Gv) + G\omega_0^2 u_m$; $a_3 = (h - Gv)\omega_0^2$

Согласно критериям Рауса – Гурвица для устойчивости системы, описываемой уравнением третьего порядка, кроме положительности коэффициентов характеристического уравнения (15) требуется выполнение условия $a_1 a_2 > a_0 a_3$, которое с учетом принятых обозначений принимает вид

$$(2n + h - Gv)[\omega_0^2 + 2n(h - Gv) + G\omega_0^2 u_m] > (h - Gv)\omega_0^2. \quad (16)$$

Представляет интерес случай падающей характеристики силы резания, при котором производная $\chi < 0$, и согласно принятым в (14) обозначениям $G < 0$. В этом случае в уравнении (15) коэффициенты $a_1 > 0, a_3 > 0$, и для обеспечения устойчивости, помимо условия (16), необходимо потребовать выполнения неравенства $a_2 > 0$. Легко показать, что

это неравенство слабее условия (16). Действительно, если положить $a_2 = 0$, то левая часть неравенства (16) обращается в нуль и, следовательно, неравенство нарушается, т.е. имеет место потеря устойчивости и возбуждение автоколебаний. Таким образом, для оценки устойчивости и построения границы потери устойчивости достаточно использование неравенства (16). При отсутствии диссипации в колебательной системе, т.е. при $n=0$ неравенство (16) нарушается и автоколебания возбуждаются при любом значении $G < 0$ (или $\chi < 0$). Заметим, что термомеханическая модель возбуждения автоколебаний при резании пока не имеет экспериментального подтверждения.

Обзор моделей второй группы.

Важной вехой в формировании понимания природы автоколебаний при резании стали работы В.А. Кудинова [16] и И. Тлустого [17], которые независимо друг от друга заложили основы так называемой «теории координатной связи». В работе [16] упругая система СПИД в процессе резания рассматривается как замкнутая динамическая система по аналогии с системами автоматического регулирования. Для исследования устойчивости такой системы используются частотные критерии. В работе рассматривается замкнутая динамическая система, состоящая из двух основных элементов: процесса резания и эквивалентной упругой системы (ЭУС) (рис. 6, а).

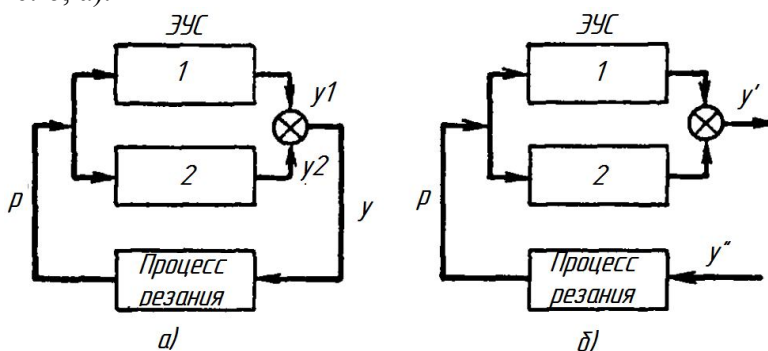


Рис.6. Динамическая система

Такое представление упругой системы и процесса резания необходимо для применения методов теории автоматического управления. Для этой цели строится характеристика разомкнутой системы (рис. 6, б), по которой судят об устойчивости замкнутой системы. Общая характеристика разомкнутой системы представляет собой произведение характеристик ЭУС и процесса резания. В.А.Кудинов вводит понятие динамической характеристики силы резания, которая определяет фазовое отставание силы резания от изменения толщины срезаемого слоя.

Физический смысл теории координатной связи состоит в следующем. Наличие колебательной системы с несколькими степенями свободы приводит к тому, что колебания инструмента относительно заготовки представляют результат сложения нескольких связанных между собой простейших колебаний. Рассмотрим колебательную систему с двумя степенями свободы (рис. 7).

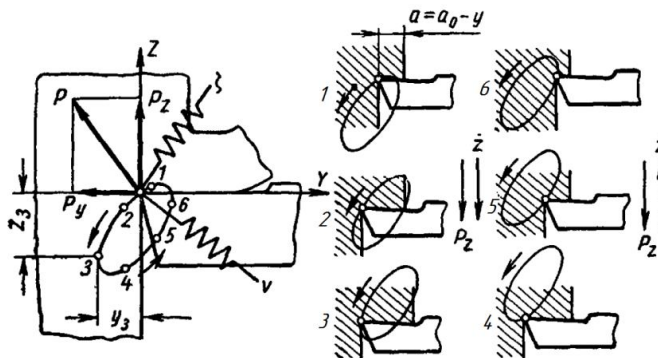


Рис.7. Механизм автоколебаний в системе с координатной связью

В данной системе складываются два поступательных колебания по осям ζ и v . Между этими колебаниями существует фазовый сдвиг. Траектория движения кончика инструмента относительно заготовки в результате сложения этих колебаний имеет форму замкнутой кривой, теоретически – эллипса. При движении по данной траектории, инструмент изменяет толщину срезаемого слоя, а, следовательно, силу резания таким образом, что при движении в сторону действия силы резания толщина срезаемого слоя больше, чем при движении инструмента навстречу силе резания. Площадь диаграммы (рис.7), очерченной кривой изменения силы резания P_z по перемещению z , представляет собой работу, совершаемую силой резания за один цикл колебаний, которая тратится на дальнейшее развитие колебаний. Нарастание амплитуды автоколебаний будет продолжаться до тех пор, пока нелинейные свойства системы полностью не компенсируют вклад энергии, вносимой силой резания. Устанавливается процесс автоколебаний с постоянной амплитудой и частотой, близкой к одной из собственных частот колебательной системы. Значение фазового сдвига между колебаниями определяет устойчивость системы. Изменением фазового сдвига можно добиться изменения направления обхода диаграммы. В этом случае изменение силы резания будет оказывать демпфирующее воздействие на колебания.

Однако, данная теория не является универсальной, так как, например, автоколебания при резании самовозбуждаются в крутильных системах и в системах, описываемых моделями с одной степенью свободы. На металлорежущих станках крутильные системы весьма распространены, а системы с одной степенью свободы часто встречаются при работе инструментом с симметрично расположенными режущими кромками, т.е. при сверлении, зенкеровании, протягивании и т.д. Этот факт является основанием для того, чтобы при исследовании причин возбуждения автоколебаний не прибегать к сложным, со многими степенями свободы, моделям. Данное направление развивается сегодня в работах В.Л. Заковоротного [18]

Обзор моделей третьей группы

Модели этой группы учитывают вторичную причину возбуждения колебаний, вызванную резанием по следу, образованному предыдущим проходом резца. Об этой причине упоминалось ранее в работах [3,5,15]. В этих работах предполагалось, что одной из главных причин вторичного возбуждения вибраций является изменение кинематических углов инструмента в процессе колебаний. Идея данной гипотезы состоит в следующем. Благодаря радиальным колебаниям резец вырезает на поверхности резания волнообразную линию, в результате чего плоскость резания AA наклоняется (рис. 6), что приводит к изменению истинной величины переднего γ угла инструмента. Величина истинного угла $\gamma_{ист.}$ определяется выражением:

$$\gamma_{ист.} = \gamma_0 + \gamma' , \quad (17)$$

где γ' - наклон волнистой поверхности изделия в данной точке. Угол γ' принимает как положительные, так и отрицательные значения. Величина угла γ' оказывается пропорциональной радиальной скорости резца. На рис. 8, а резец изображен в крайнем левом положении. В этом положении его радиальная скорость, а также угол γ' равны нулю. На рисунке 8, б резец изображен в среднем положении. В этот момент его скорость и угол γ' принимают максимальные значения.

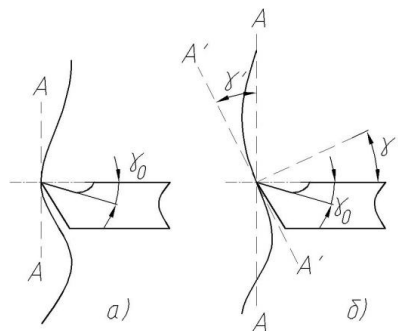


Рис. 8. Механизм вторичного возбуждения автоколебаний

Известно, что усилие резания, и его радиальная составляющая F_y зависят от величины переднего угла [6]. С возрастанием γ сила F_y убывает. Как уже говорилось выше, угол γ' пропорционален радиальной скорости v_r . Следовательно, сила F_y есть убывающая функция радиальной скорости, что делает систему потенциально неустойчивой. Однако данный фактор едва ли можно считать существенным, так как согласно нормам точности станков упругие деформации системы СПИД невелики и практически не оказывают влияния на изменение углов инструмента. При обработке волнистой поверхности изменяются рабочие углы инструмента, однако изменение переднего угла в данном случае весьма невелико и не приводит к существенному изменению силы резания.

Влияние вибрационных следов на устойчивость системы при последующих проходах достаточно подробно разобрано В.А. Кудиновым и его учениками [19]. Суть этой модели состоит в том, что сила резания зависит от следа, оставленного инструментом на предыдущем проходе, т.е. оказывается запаздывающей или на время $t_0 = 2\pi / nz$ (n – число оборотов изделия или инструмента в секунду; z – число режущих кромок инструмента) одного оборота изделия при токарной обработке ($z=1$), или на время между проходами двух смежных режущих кромок многолезвийного инструмента. Необходимо отметить, что данный механизм самовозбуждения автоколебаний на практике довольно сложно реализуем.

Заключение

На основании проведенного обзора можно сделать следующие выводы о состоянии проблемы автоколебаний при резании и путях ее развития.

Несмотря на то, что проблема автоколебаний при резании изучается уже на протяжении целого века, пока не существует универсальной модели этого процесса и, как следствие, прогнозирование уровня вибрации на практике весьма затруднено. Сложность физических процессов, сопровождающих процесс резания, порождает массу переплетающихся динамических эффектов, что требует комплексного подхода к проблеме вибрации при резании.

На наш взгляд, перспективным представляется направление изучения, основанное на совместном рассмотрении моделей, принадлежащих к различным группам, а именно, термомеханической модели, обобщающей первую группу теорий, принципа координатной связи и эффекта вторичного возбуждения автоколебаний.

*Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований.
Проекты №13-08-01235 А и № 13-08-90419 Укр_ф_а*

Список литературы.

1. Дроздов Н.А. К вопросу о вибрациях станка при токарной обработке // Станки и инструмент. 1937. №12. С. 5-9.
2. Тейлор Ф. Искусство резать металлы. Берлин, изд-во «Бюро иностранной науки и техники», 1922.
3. Каширин А.И. Исследование вибраций при резании металлов. М.-Л.: АН СССР, 1944, 282 с.
4. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. М.: Наука, 1972, 470с.
5. Соколовский А.П. Вибрации при работе на металлорежущих станках. Сборник «Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов». М. Машгиз, 1958.
6. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов. М.: Высшая школа. 1985. 304 с.
7. Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. Л., «Машиностроение», 1977. 192 с.
8. Мурашкин Л.С. Развитие теории резания металлов. – «Труды ЛПИ. Машиностроение», 1967, №282, с. 79-103.
9. Эльясберг М.Е. Автоколебания металлорежущих станков: Теория и практика. СПб.: ОКБ станкостроения. 1993. 180 с.
10. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов. М., Машгиз, 1956. 368 с.
11. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. Л.: Машиностроение, 1987. 184 с.
12. Асташев В.К., Корендясев Г.К. Термомеханическая модель возникновения автоколебаний при резании. М. Проблемы машиностроения и надежности машин №3, 2012.
13. Корендясев Г.К. Термомеханическая модель возбуждения автоколебаний при обработке металлов резанием. Дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук. М. 2012. 109с.
14. Интернет база данных материалов MatWeb, <http://www.matweb.com>.
15. Ильинский И.И. Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. М.; Свердловск: Машгиз, 1958. 168с.
16. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение. 1967. 360 с.
17. Глухой И. Автоколебания в металлорежущих станках. М., Машгиз, 1956.
18. Заковоротный В.Л. Научные основы анализа и управления динамикой металлорежущих станков: автореферат дис. д-ра.техн.наук: 05.03.01 / В.Л. Заковоротный. Киев, 1983. - 38 с.
19. Хомяков В.С. Расчет зон устойчивости динамической системы станка при токарной обработке: Вестник МГТУ «Станкин» № 4, 2008, стр.32-39.
20. Городецкий Ю.И. Исследование распределенных динамических систем с запаздыванием // Вестник ННГУ. – Н.Новгород: ННГУ. – 2001. – Вып. 1(3). – С.42-47.