

Д.И. Анпилогов, к.т.н., доц.
Ю.Н. Внуков, д.т.н., проф.
А.И. Гермашев, аспирант

Запорожский национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СПОСОБ ДИАГНОСТИКИ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

При обработке тонкостенных деталей существует риск попадания в нестабильные условия обработки. Это обусловлено низкой виброустойчивостью обрабатываемой детали и высокими амплитудами её колебаний. В статье рассмотрены методики экспериментального и расчетного определения процесса диагностики колебаний при фрезеровании тонкостенных деталей. Показан стенд для диагностики колебаний при фрезеровании тонкостенных деталей. Материалом для исследования является перемещение детали во время циклической силовой нагрузки, имитирующий прерывистый процесс фрезерования. Исследуемым параметром является отклонение детали во время обработки. Приведены упругие схемы тонкостенной детали с различными статическими и динамическими характеристиками и их влияние на исследуемые параметры. В статье показано хорошее согласование экспериментальных и расчетных данных, что является поводом для дальнейшего совершенствования моделирования и его приближения к процессу резания. Полученные результаты позволяют проводить диагностику детали перед финишным фрезерованием и определять характер ее колебательного движения, что позволит проводить выбор оптимальных условий обработки.

Ключевые слова: *фрезерование; диагностика колебаний; математическая модель; тонкостенные детали.*

Постановка проблемы. В авиакосмической отрасли широко применяются детали, имеющие тонкостенные элементы, которые получают путем фрезерования на современных станках с ЧПУ путем удаления до 90 % материала заготовки. Обработка таких деталей на финишных операциях, ввиду их невысокой жесткости, приводит не только к появлению вибраций, ухудшающих шероховатость обработанной поверхности, но и к значительному снижению размерной точности. Из-за упругой деформации детали установленный припуск снимается неполностью, приводя к отклонениям формы и расположения номинального профиля. В связи с большой

трудоемкостью изготовления монолитных тонкостенных деталей, а также высокой стоимостью оборудования, на котором они изготавливаются, брак приводит к существенному увеличению себестоимости годных деталей.

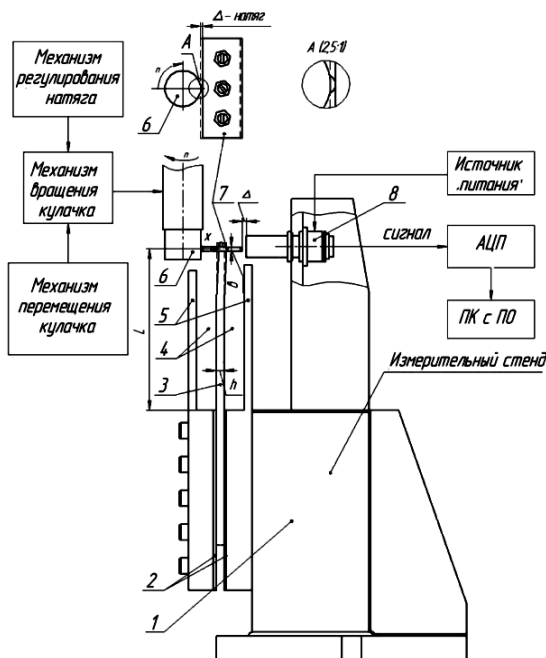


Рис. 1. Схема стенда для диагностики колебаний при фрезеровании тонкостенных деталей: 1 – технологическая часть устройства; 2 – проставки; 3 – упругая система (УС) тонкостенной детали (пластина); 4 – пространство для размещения технологической среды; 5 – пластины, имитирующие соседние лопатки; 6 – кулачок; 7 – обрабатываемый образец; 8 – датчик перемещения обрабатываемого образца

Одним из определяющих процессов, влияющих на условия обработки, качество и размерную точность обработанной поверхности, является параметры колебания тонкостенной детали, которые существенно зависят от частоты вращения шпинделя. Для определения данных параметров разработан стенд диагностики колебаний при фрезеровании тонкостенных деталей типа лопаток ГТД [1] (рис. 1).

Основопологающей идеей стенда является то, что зуб фрезы заменен выступающей шаровой поверхностью, которая обеспечивает минимальный контакт с деталью. Таким образом, фреза представляет собой кулачок, диаметр которого равен диаметру режущей части фрезы. Благодаря этому стенд позволяет производить диагностику колебаний тонкостенной детали без резания, сообщая переменную циклическую нагрузку на деталь с шагом приложения импульсов, равным подаче на зуб, по запрограммированной траектории движения инструмента. Величина импульса регулируется натяжением между кулачком и деталью. Колебания детали фиксируются бесконтактным датчиком, записываются с помощью АЦП и анализируются на ПК.

В [2] построена модель колебаний консольно закреплённой детали при возбуждении взаимодействием детали с вращающимся инструментом. Рассмотрен случай, когда инструмент представляет собой рола с закреплённым на его боковой поверхности шариком радиуса r , немного выступающим за габариты рола (рис. 2). Центр шарика вращается по окружности радиуса R (можно считать, что это и есть радиус рола) с центром в точке L с абсциссой x_L . Угловая скорость рола $2\pi\nu$. Деталь закреплена консольно и подвергается боковым ударам шарика. Деталь близка по форме к широкой прямоугольной пластине, и удары приходятся на широкую сторону сечения. Поэтому учитываются только изгибные колебания детали вдоль узкой ее стороны. Изгибная жёсткость пластины смоделирована наличием пружины жёсткостью C , а поступательная степень свободы – наличием направляющих, вдоль которых движется тело массой m . Эта масса моделирует инерционные свойства пластины при изгибных колебаниях.

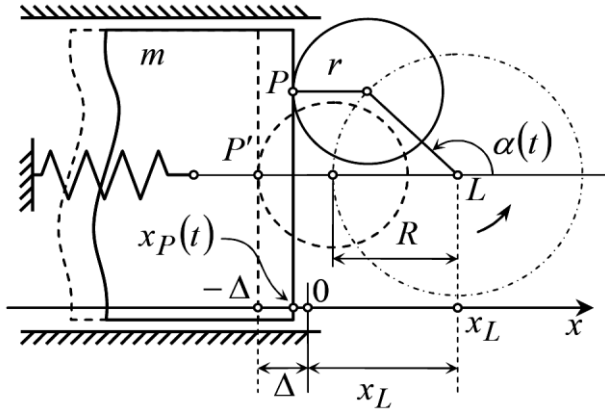


Рис. 2. Геометрия системы

При $\alpha(t) = \alpha_0 + 2\pi t$ абсцисса точки P равна:

$$x_P(t) = R + R \cos(\alpha_0 + 2\pi t) - \Delta. \quad (1)$$

Уравнение второго закона Ньютона в проекции на ось Ox с учетом сил: восстанавливающей (упругой), сопротивления (диссипативной), внешнего давления имеет вид:

$$mx'' = -Cx - Kx' - F, \quad (1a)$$

где m – масса тела, кг; C – жёсткость пружины, Н/м; K – коэффициент демпфирования, Н*с/м, F – сила нормальной реакции.

Введём обозначения: $\omega_0^2 = \frac{C}{m}$, $\beta = \frac{K}{2m}$, $f = \frac{F}{m}$.

Имеем:

$$x'' + 2\beta x' + \omega_0^2 x = -f. \quad (2)$$

1) если контакта шарика и тела нет, то нет и силы F внешнего давления. Решение (2) имеет вид:

$$x = x_{osc}(t) = e^{-\beta t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t). \quad (3)$$

2) если контакт шарика и тела есть, то имеется сила F внешнего давления. Следовательно, уравнение движения тела должно совпадать с уравнением движения (1) точки P . Иначе говоря, при наличии контакта сила f такова, что функция (1)

$$x = x_{rot}(t) = R + R \cos(\alpha_0 + 2\pi t) - \Delta \quad (1б)$$

является решением уравнения (2).

Построим сопряжение решений (3) и (1б). Для этого следует найти моменты времени, когда происходит «переключение» между этими решениями.

Пусть потеря контакта происходит в момент t^* , тогда:

$$\begin{cases} x_{osc}(t^*) = x_{rot}(t^*), \\ x'_{osc}(t^*) = x'_{rot}(t^*) \end{cases} \quad (4)$$

Функция (1б) до некоторых пор (пока длится контакт) является решением уравнения (2). Подставим $x''_{rot}(t), x'_{rot}(t), x_{rot}(t)$ в уравнение (2). Обозначая $\psi(t) = \alpha_0 + 2\pi\mathcal{H}t$, $\delta = \frac{\Delta}{R}$, получаем:

$$\frac{f}{R} = (4\pi^2 v^2 - \omega_0^2) \cos \psi + 4\pi\beta v \sin \psi - \omega_0^2 (1 - \delta). \quad (5)$$

Момент t^* окончания контакта наступает при исчезновении силы нормальной реакции, и поэтому определяется из уравнения $\frac{f}{R} = 0$:

$$(4\pi^2 v^2 - \omega_0^2) \cos \psi + 4\pi\beta v \sin \psi = \omega_0^2 (1 - \delta). \quad (6)$$

Определим t^* момент появления контакта.

Пусть до появления контакта правый (по рисунку) край тела движется по закону:

$$x_1(t) = e^{-\beta t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t), \quad (7)$$

где числа A, B известны из рассмотрения утраты предыдущего контакта.

Пусть точка P шарика, которая «собирается вступить» в контакт, движется по закону:

$$x_2(t) = R + R \cos(\alpha_0 + 2\pi\mathcal{H}t) - \Delta. \quad (8)$$

Контакт возникает при попытке *нарушения* неравенства $x_1 < x_2$. Нарушение этого неравенства означало бы выполнение неравенства $x_1 > x_2$, т. е. взаимное проникновение тела и шарика друг внутрь друга. Поэтому момент t^* появления контакта должен являться корнем уравнения $x_1(t) = x_2(t)$:

$$e^{-\beta t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t) = R + R \cos(\alpha_0 + 2\pi\mathcal{H}t) - \Delta. \quad (9)$$

Выполнение (9) обеспечивает непрерывность уравнения движения, возникающего при сопряжении компонент (7) и (8).

На рисунке 3 показаны три варианта УС тонкостенной детали, позволяющие получить различные сочетания её статических и

динамических характеристик: жесткости j , [Н/мм]; частоты собственных колебаний (ЧСК) f , [Гц] и логарифмического декремента затухания колебаний δ . Характеристики УС приведены в таблице 1.

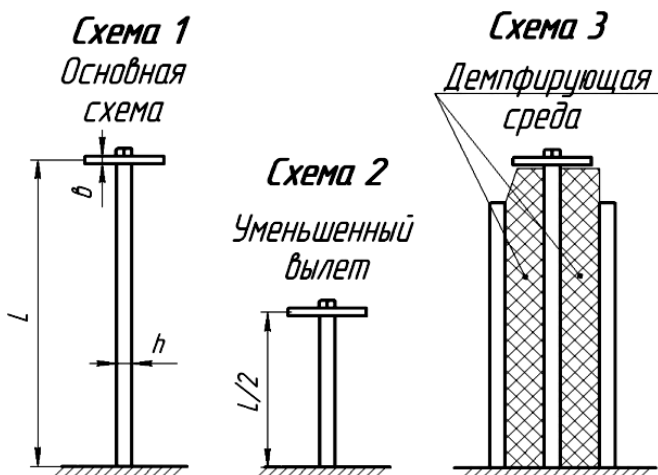


Рис. 3. Варианты различных схем УС тонкостенной детали

Таблица 1

Характеристики УС тонкостенной детали

Характеристики УС детали	схема 1 L = 80 мм, B = 60 мм, h = 4 мм	схема 2 L = 40 мм, B = 60 мм, h = 4 мм	схема 3 L = 80 мм, B = 60 мм, h = 4 мм
Жесткость j , Н/мм	228	1285	372
Частота f , Гц	264	742	467
Логарифмический декремент затухания колебаний δ	0,091	0,048	0,46

В данной работе были проведены экспериментальные исследования воздействия кулачком на выбранные схемы УС тонкостенной детали при частоте вращения шпинделя: 56, 224, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800 об./мин. Также было выполнено моделирование данного процесса в диапазоне 56–2000 об./мин., при этом анализировалось поведение системы при каждом целом значении частоты вращения шпинделя. На рисунке 4 показан график уравнения движения УС тонкостенной детали при контакте с кулачком (параметры моделирования: схема 1, частота вращения кулачка $n = 900$

об./мин., предварительное натяжение $\Delta = 100$ мкм). На рисунке 5 показана экспериментальная методика определения отклонения детали при ударе кулачком (условия проведения эксперимента аналогичны моделируемому). Исследуемым параметром была выбрана величина отклонения детали при воздействии кулачка.

Закон отклонения детали при ударе кулачком,
полученный моделированием

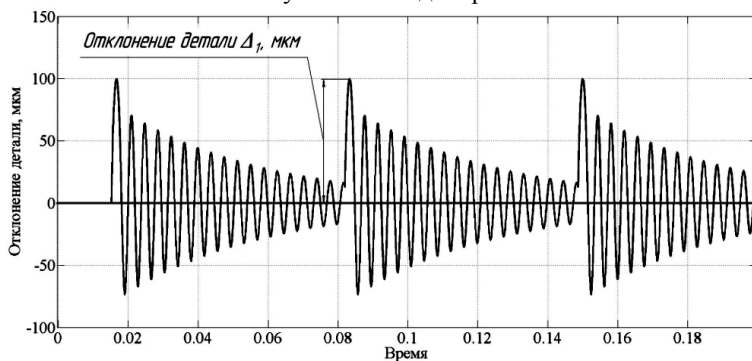


Рис. 4. График уравнения движения тонкостенной детали (схема 1) при частоте вращения кулачка $n = 900$ об./мин.

Экспериментально полученный закон отклонения детали при ударе кулачком

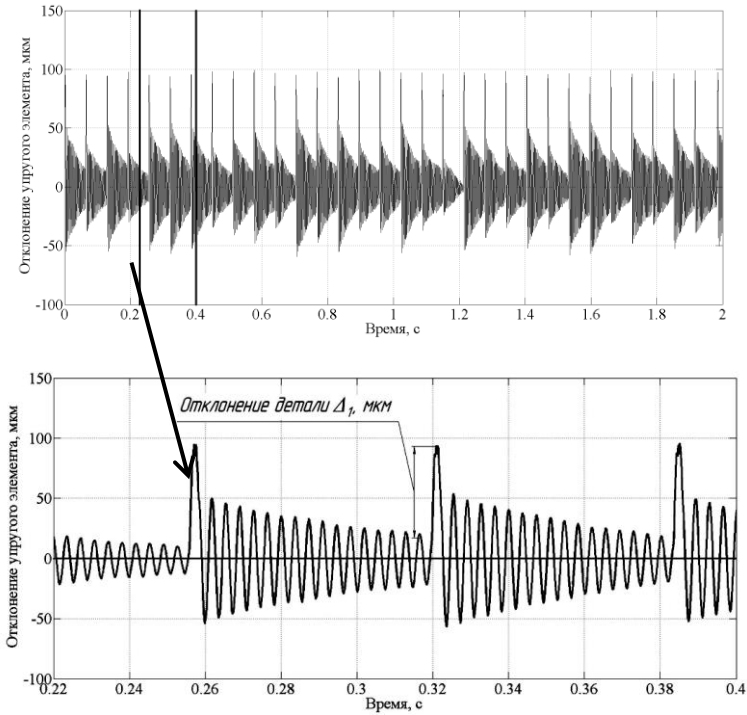


Рис. 5. Методика экспериментального определения величины отклонения детали при ударе кулачком (схема 1, частота вращения кулачка $n = 900$ об./мин.)

На рисунке 6 приведены графики изменения отклонения упругого элемента в зависимости от частоты вращения шпинделя в исследуемом скоростном диапазоне при моделировании движения детали и при экспериментальных исследованиях. Результаты измерений по схеме 1 показали отклонение детали равное предварительному натягу ($\Delta = 100$ мкм) в скоростном диапазоне от $n = 56$ –1000 об./мин.

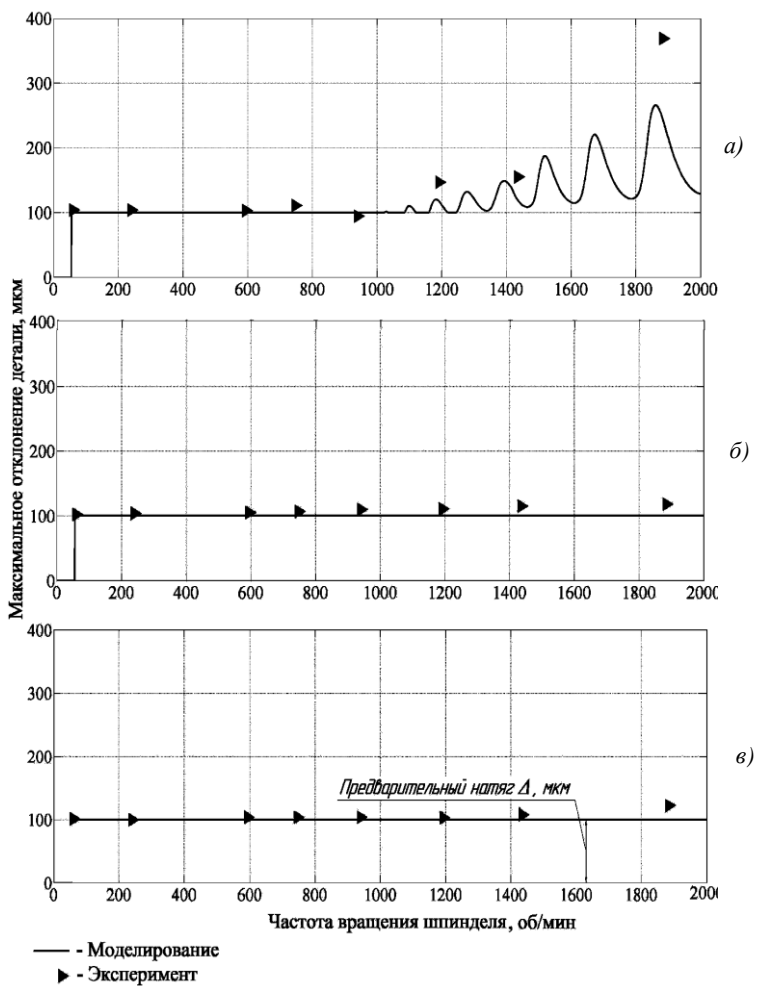


Рис. 6. Графики изменения отклонения тонкостенной детали в зависимости от частоты вращения кулачка: а – схема 1; б – схема 2; в – схема 3

При дальнейшем увеличении частоты вращения шпинделя как при моделировании, так и при экспериментальных исследованиях, наблюдали увеличение отклонения упругого элемента, по сравнению с

предварительным натягом. Моделирование показало волнообразное увеличение исследуемого параметра. Это связано с фазой свободных затухающих колебаний в момент начала контакта кулачка, так как в зависимости от положения детали изменяется и значение фактического предварительного натяга. При увеличении натяга увеличивается и величина вынуждающей силы. Таким образом, при контакте кулачка с колеблющейся деталью значение статического и фактического натяга практически никогда не совпадает. Также увеличение отклонения при увеличении скорости вращения кулачка связано и с ростом инерционной составляющей вынуждающей силы. При моделировании процесса было отмечено совпадение экспериментальных и расчетных данных.

Результаты измерений по схеме 2 и 3 показали снижение отклонения упругого элемента на скорости свыше $n = 1000$ об./мин., по сравнению со схемой 1, что свидетельствует о положительном влиянии повышения жесткости и использования технологических сред для улучшения виброустойчивости процесса. Расхождение экспериментальных и расчетных данных по схемам 2 и 3 составили менее 7 %.

Выводы:

1. Разработан стенд для диагностики колебаний при фрезеровании тонкостенных деталей, который позволяет определять характер колебательного движения тонкостенной детали без резания и прогнозировать условия обработки.

2. Рассмотрено влияние скорости вращения кулачка на увеличение отклонения упругого элемента. Отмечен волнообразный рост данного параметра, что может служить полезной информацией при выборе режимов обработки и определении фазы колебаний тонкостенной детали при врезании зуба фрезы.

3. Отмечен положительный эффект использования специальных технологических сред и понижения вылета упругого элемента для повышения его виброустойчивости.

4. Разработана математическая модель, которая позволяет рассчитывать закон движения тонкостенной пластины при воздействии на нее вращающимся кулачком. Входными данными для расчетов являются статические и динамические характеристики системы, геометрические параметры и частота вращения кулачка. Высокая степень совпадения расчетных и экспериментальных данных (с точностью 7 %) позволяет сделать вывод о точности разработанной модели.

Список использованной литературы:

1. Пат. UA 94382, МПК (2006) G01H11/00; G01M7/02, Стенд для діагностики коливань тонкостінної деталі типу лопаток моноколеса газотурбінного двигуна (гтд) при кінцевому фрезеруванні, Гермашев Антон Ігорович (UA); Логомінов Віктор Олексійович (UA); Анпілогов Дмитро Ігорович (UA), u201405981; заявл. 02.06.2014; опубл. 10.12.2014.
2. *Анпілогов Д.И.* Моделирование колебаний консоли при возбуждении вращающимся инструментом / *Д.И. Анпілогов // «УНИТЕХ-2014»* : междунар. науч.-практ. конф. (21–22 нояб. 2014 г.) : тез. докл. / Технический ун-т г. Габрово. – Габрово, 2014. – С. III-60–III-63.

АНПИЛОГОВ Дмитрий Игоревич – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной математики Запорожского национального технического университета.

Научные интересы:

- диагностика колебаний;
- фрезерование тонкостенных деталей

E-mail: anpilogov@ua.fm.

ВНУКОВ Юрий Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения», проректор по научной работе Запорожского национального технического университета.

Научные интересы:

- виброустойчивость в машиностроении.
- фрезерования на современных станках с ЧПУ.

E-mail: yvnukov@zntu.edu.ua.

ГЕРМАШЕВ Антон Игоревич – аспирант кафедры «Технология машиностроения» Запорожского национального технического университета.

Научные интересы:

- диагностика колебаний;
- технология машиностроения.

E-mail: germashevanton@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 16.07.2015