

УДК 621.438

Е.К. БЕРЕЗОВСКИЙ, С.А. УЛАНОВ

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЛОПАТОК ГТД

В работе представлена последовательность расчета параметров динамического демпфера при фрезеровании лопаток ГТД на основе модели вынужденных колебаний детали с демпфированием и метода конечных элементов.

Ключевые слова: динамический демпфер, фрезерование, собственная частота колебаний, силы резания, скорость резания, подача, модель колебаний, метод конечных элементов.

Введение

Одним из перспективных направлений снижения амплитуды деформаций и вибраций, возникающих в процессе обработки деталей, является применение демпфирования.

Демпфирование – любые воздействия, рассеивающие механическую энергию при вибрациях детали.

Для демпфирования колебаний обрабатываемых деталей применяют различные демпферы, в том числе и динамические.

Эффективность демпфирования колебаний деталей при их обработке зависит от параметров применяемого демпфера, которые определяются расчетным методом.

Основной расчетный метод определения параметров демпфера является теория колебаний, где изложены общие закономерности различных видов колебаний, на базе которых получают частные решения технических задач [1, 2, 3].

Цель работы – определение параметров динамического демпфера, применяемого для снижения амплитуды колебаний лопатки ГТД в процессе ее фрезерования.

Объект исследования – лопатки вентилятора ГТД в процессе их фрезерования.

Предмет исследования – закономерности определения параметров динамического демпфера, применяемого для снижения амплитуды колебаний лопатки в процессе ее фрезерования.

Метод и методика проведения исследований

Определение параметров динамического демпфера выполнялось на основе общих закономерностей теории колебаний с демпфированием и метода конечных элементов (МКЭ).

Результаты исследований и их обсуждение

Модель демпфирования колебаний лопатки при ее фрезеровании под воздействием периодической силы $P_i \cos \omega t$ можно представить следующей схемой (рис. 1).

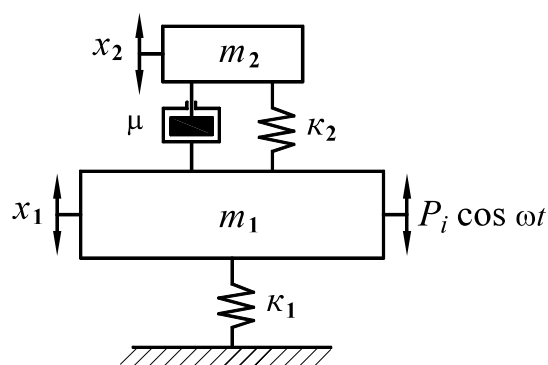


Рис. 1. Модель демпфирования колебаний лопатки при ее фрезеровании:

x_1 – перемещение лопатки при ее обработке; x_2 – перемещение массы груза m_2 демпфера; m_1 – масса лопатки; m_2 – масса груза демпфера; K_1 – жесткость лопатки;

K_2 – жесткость пружины демпфера; P_i – результирующая сила резания при фрезеровании лопатки; ω – частота вращения фрезы, μ – коэффициент вязкого сопротивления

В соответствии с [1] введем обозначения:

$\lambda_{ст} = \frac{P_i}{K_1}$ – статическая деформация лопатки, вызванная силой резания P_i ;

$f_d = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$ – собственная частота динамического демпфера;

$\beta = \frac{m_2}{m_1}$ – отношение массы m_2 демпфера к массе обрабатываемой лопатки;

$\delta = \frac{f_d}{f_o}$ – отношение собственных частот демпфера и обрабатываемой лопатки;

$\alpha = \frac{f}{f_o}$ – отношение частоты возмущающей силы f к собственной частоте лопатки f_o ;

$\frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}}$ – относительная амплитуда вынужденных колебаний лопатки;

$\frac{\lambda}{\lambda_{ст}}$ – относительное перемещение массы m_2 в демпфере;

$\lambda_1 = (x_1)_{max}$ – амплитуда вынужденных колебаний массы m_1 ;

$\lambda = (x_2 - x_1)_{max}$ – максимальное относительное перемещение масс m_2 и m_1 .

Равнодействующая сила резания определяется по формуле [4]:

$$P_i = C_p v_{pi}^x S_i^y, \quad (1)$$

где C_p , x , y – коэффициенты степенных функций силы резания P_i от скорости резания v_{pi} и подачи S_i определяются экспериментально.

Для фрезерования титановых сплавов

$$x = 0,15 \dots 0,2; y = 0,65 \dots 0,7; C_p = (3,1 \dots 3,4) \cdot 10^4.$$

Скорость резания $v_{pi} = 2\pi \cdot n R_{\phi} \cdot \sin \gamma$, где n – частота вращения шпинделя, c^{-1} ;

R_{ϕ} – радиус фрезы, м;
 γ – угол наклона фрезы, град.

Частота возмущающей силы при обработке лопатки фрезой определяется по формуле [5]:

$$f = \frac{n \cdot z}{60}, \quad (2)$$

где z – число зубьев фрезы.

Время взаимодействия режущей кромки фрезы с деталью τ (время резания) [5]:

$$\tau = 30 \arccos \left(\frac{R_{\phi} - t}{R_{\phi}} \right) (\pi \cdot n)^{-1}, \quad (3)$$

где R_{ϕ} – радиус фрезы, м;
 t – глубина резания, мм;
 n – частота вращения шпинделя станка, об/мин.

Если период собственных колебаний лопатки меньше времени резания τ , т.е. $T < \tau$, то частота колебаний детали определяется частотой возмущающей силы [5].

Если величина времени резания τ на порядок меньше периода собственных колебаний детали $T \geq \tau$, то частота колебаний определяется собственной частотой колебаний детали [5].

Частоту собственных колебаний f_0 и статическую деформацию лопатки $\lambda_{ст}$, вызванную силой резания P_i , находим МКЭ с учетом способа ее крепления в зоне обработки фрезерованием. Для расчета применяем схему с закрепленными концами (рис. 2).

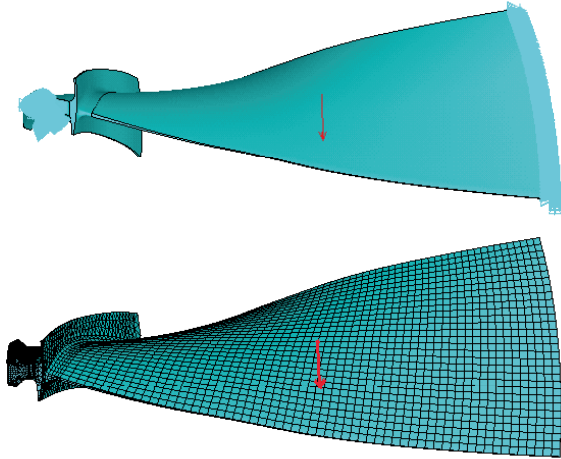


Рис. 2. Граничные условия: в виде закрепления и точки приложения силы

Статический и модальный анализ проведен на примере широкохордной рабочей лопатки вентилятора двигателя Д436-148ФМ.

Для выполнения выбранных видов анализа лопатки вентилятора построена твердотельная модель в полном соответствии с чертежом детали.

Используя расчетный комплекс ANSYS, создана конечно-элементная модель лопатки вентилятора. При генерации конечно-элементной сетки использовался элемент 2-го порядка Solid186.

Материал вентиляторной лопатки – титановый сплав ВТ6.

Выполнение данных расчетов предшествует проведению испытаний с физической моделью лопатки (проведение аналитического решения статического и модального анализа лопатки). Поэтому в математической модели максимально уточнены граничные условия: закрепление лопатки, приложение нагрузок.

Крепление лопатки осуществляется по хвостовику и периферийному сечению пера.

Сила от статического воздействия фрезы на спинку пера лопатки, равная $P_i = 40Н$, приложена к перу (см. рис.2).

Статический анализ проводится для определения перемещений пера лопатки $\lambda_{ст}$ под действием приложенной силы $P_i = 40Н$ (рис. 3).

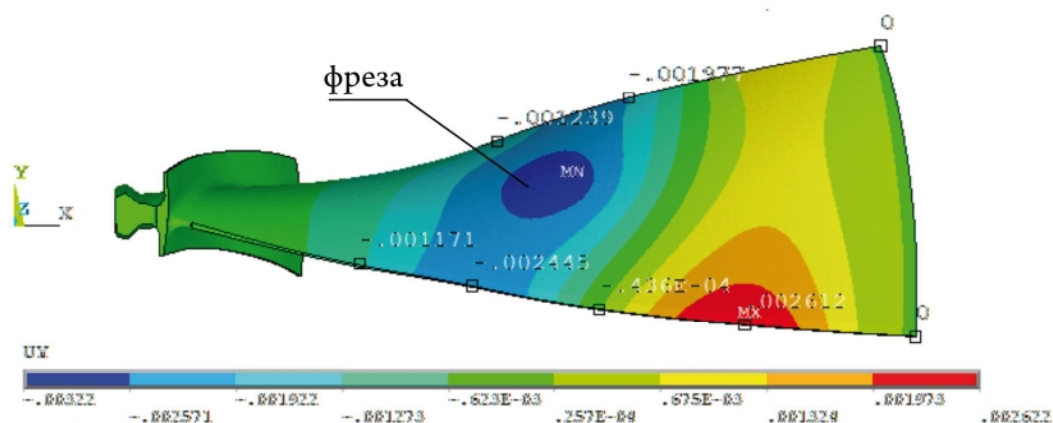


Рис. 3. Результаты статического расчета лопатки вентилятора. Распределение перемещений, $\lambda_{ст}$ (мм) в направлении оси Y под действием силы $P_i = 40\text{Н}$

Для расчета принимаем максимальное значение $\lambda_{ст} = 0,026$ мм.

В ходе модального анализа были определены три первые формы и частоты собственных колебаний лопатки.

Провели численный анализ влияния приложенной к перу силы $P_i = 40\text{Н}$ на величины частот и форму собственных колебаний лопатки (табл. 1).

Таблица 1

Частоты собственных колебаний лопатки

Номер формы колебаний	Частота собственных колебаний без учета силы действия фрезы, Гц	Частота собственных колебаний с учетом силы действия фрезы $P_i = 40\text{Н}$, Гц
1	322,65	323,67
2	517,32	515,601
3	596,75	604,78

Формы колебаний практически не зависят от наличия приложенной силы на спинку пера лопатки. Это видно на представленных рис. 4, 5.

Для расчета принимаем значение частоты собственных колебаний лопатки по первой форме с учетом силы действия фрезы:

$$f_0 = 323,67 \text{ Гц.}$$

Для других лопаток и других значений силы, действующей на перо при фрезеровании, значение $\lambda_{ст}$ и частоту собственных колебаний f_0 определяем аналогичным образом.

По формуле [1] $\delta = \frac{f_d}{f_0}$ определяем собственную частоту колебаний динамического демпфера:

$$f_d = \delta \cdot f_0. \quad (4)$$

С учетом соотношения $\delta = \frac{1}{1 + \beta}$ [1], получим выражение для собственной частоты колебаний f_d динамического демпфера:

$$f_d = \frac{f_0}{1 + \beta}. \quad (5)$$

Массу m_2 определяем из выражения:

$$m_2 = \beta \cdot m_1,$$

где m_1 – масса детали, кг;

β – задается при расчете демпфера (см. рис. 6).

Коэффициент жесткости пружины K_2 определяем из формулы $f_d = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$, откуда:

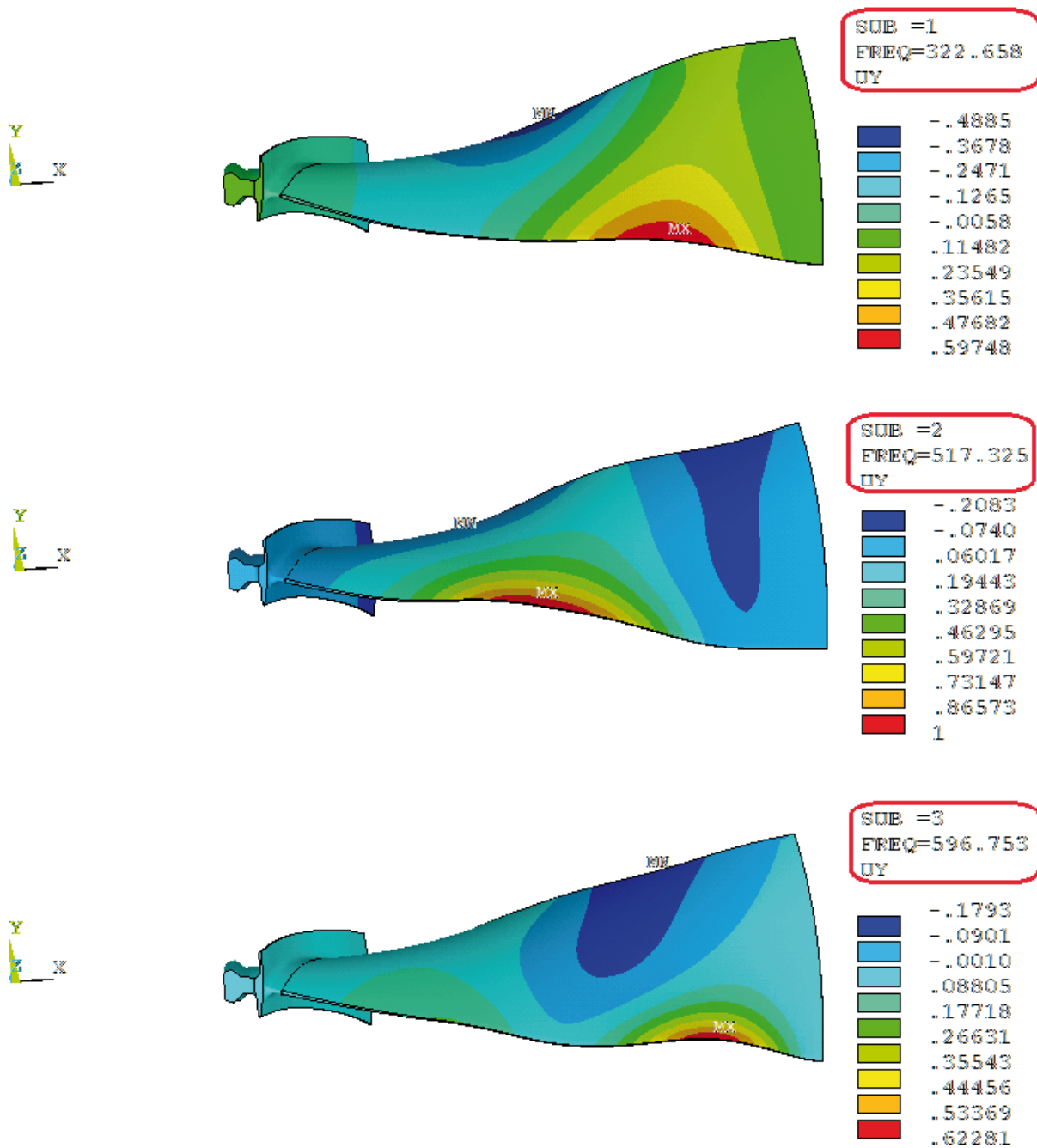


Рис. 4. Три первые формы собственных колебаний лопатки без учета силы воздействия фрезы на спинку пера

$$K_2 = f_d^2 \cdot m_2 = \left(\frac{f_0}{1+\beta} \right)^2 \cdot m_2. \quad (6)$$

Для нахождения относительной амплитуды колебаний лопатки и массы m_2 демпфера вос-

пользуемся графической зависимостью $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}}$, $\frac{\lambda}{\lambda_{ст}}$ и μ в зависимости от $\frac{1}{\beta}$ [1], в расширенном диапазоне, представленной на рис. 6.

Зависимость $\frac{\lambda}{\lambda_{ст}}$ имеет вид [1]:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_{ст}} \right)^2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}} \frac{1}{2\mu\alpha\beta},$$

где $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}} = \sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}}$.

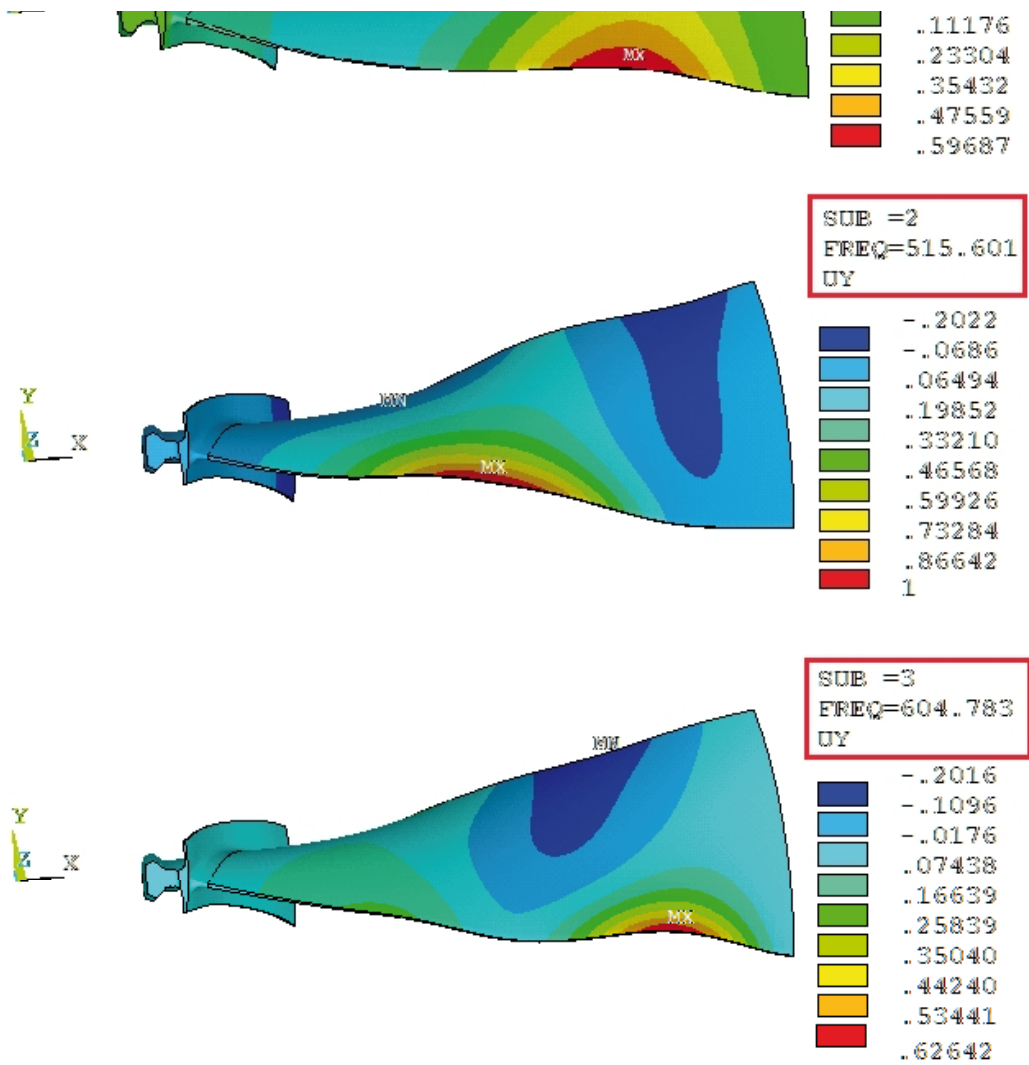


Рис. 5. Три первые формы собственных колебаний лопатки с учетом силы воздействия фрезы $P_f = 40\text{Н}$ на спинку

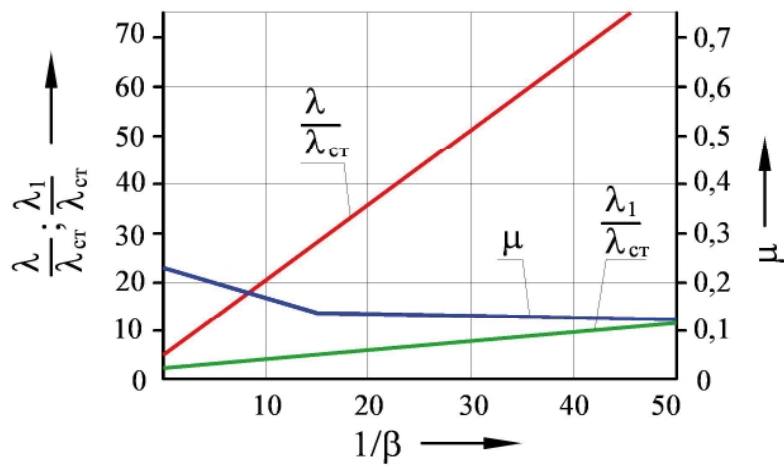


Рис. 6. Зависимость $\frac{\lambda_1}{\lambda_{cr}}$, $\frac{\lambda}{\lambda_{cr}}$ и μ от $\frac{1}{\beta}$

Откуда для заданного значения β опреде-

ляем значения соотношений величины $\frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}}$,

$\frac{\lambda}{\lambda_{ст}}$ и μ , в соответствии с которыми находят абсолютные значения величины λ_1 и λ , необходимые для конструирования динамического демпфера.

Выводы

Предложена методика расчета параметров динамического демпфера при фрезеровании лопаток ГТД с учетом их массы, вынужденной частоты и собственной частоты колебаний, геометрических и физических параметров деталей, а также режимов обработки.

Определены коэффициент вязкого сопротивления, собственная частота, коэффициент жесткости пружины, масса и максимальные

перемещения, которые необходимы для разработки конструкции динамического демпфера.

Литература

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Госиздат. физ. мат. литература, 1959. – 439 с.

2. Малов Н.Н. Основы теории колебаний / Н.Н. Малов. – М.: Издат. «Просвещение», 1971. – 197 с.

3. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанов. – М.: Наука, 1967. – 420 с.

4. Полетаев В.А. Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей / В.А. Полетаев. – М.: Машиностроение, 2006. – 256 с.

5. Особенности колебаний деталей газотурбинных двигателей при высокоскоростном строчном фрезеровании / А.Я. Качан, Ю.Н. Внуков, Д.В. Павленко [и др.] // Вестник двигателестроения. – 2007. – №1. – С. 69 – 76.

Поступила в редакцию 12.06.2017 г..

Березовський Є.К., Уланов С.О. Визначення параметрів динамічного демпфера при фрезеруванні лопаток ГТД

У роботі представлено послідовність розрахунку параметрів динамічного демпфера при фрезеруванні лопаток ГТД на основі моделі змущених коливань деталі з демпфіруванням і методу кінцевих елементів.

Ключові слова: динамічний демпфер, фрезерування, власна частота коливань, сили різання, швидкість різання, подача, модель коливань, метод кінцевих елементів.

Berezovsky Y.K., Ulanov S.A. Determination of parameters of dynamic damper when milling gas turbine engine blades

The paper describes the computing chain for determining parameters of dynamic damper when milling gas turbine engine blades on the basis of model of forced oscillation of the part with damping and method of finite elements.

Key words: dynamic damper демпфер, milling, natural oscillation frequency, cutting forces, cutting speed, feed, oscillations model, method of finite elements.