

Исходные данные:

	° := deg	
средний диаметр последней ступени ЦВД, м,	$d_{cp} := 1.236$	м
длина рабочей лопатки	$l_2 := 0.4322$	м
площадь сечения профиля	$F := 4.083 \cdot 10^{-4}$	м ²
момент инерции	$I_{min} := 0.302 \cdot 10^{-8}$	м ⁴
	$\beta_y := 76^\circ$	
плотность стали 12X13	$\rho_{ст} := 8000$	$\frac{кг}{м^3}$
модуль упругости	$E := 2 \cdot 10^{11}$	Па
число рабочих лопаток	$z_2 := 60$	шт
размеры бандажной ленты	$B_6 := 0.04$	м
	$\delta_6 := 0.005$	м
число лопаток в пакете	$m := 12$	шт
шаг бандажа (длина бандажа, приходящаяся на одну лопатку).	$t_6 := 0.025$	м

Для первого тона колебаний

Значение $i := \sqrt{\frac{I_{min}}{F}}$ $i = 0.00272$ м

Гибкость лопатки $\lambda := \frac{l_2}{i}$ $\lambda = 158.9$

Коэффициент, учитывающий жёсткость крепления хвостовика лопатки в диске $\psi := 1$

Коэффициенты

- $m_1 := 0.56$ для первой формы колебаний лопатки
- $m_2 := 3.51$ для второй формы колебаний лопатки
- $m_3 := 9.82$ для третьей формы колебаний лопатки

Соответствующие собственные частоты колебаний:

$$f_1 := \psi \cdot \frac{m_1}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_1 = 40.77 \quad \text{Гц} \quad f_2 := \psi \cdot \frac{m_2}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_2 = 255.5 \quad \text{Гц}$$

$$f_3 := \psi \cdot \frac{m_3}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_3 = 714.9 \quad \text{Гц}$$

Введение множителя ϕ учитывающего влияние жёсткости и массы бандажной ленты.

Принимаю $H_6 := 0.2$ т.к. бандаж приклепан. $E_6 := E$ $E_6 = 2 \times 10^{11}$ Па

$\cos(\beta)^2 = \sin(\beta_y)^2$ $\sin(\beta_y)^2 = 0.9415$

$$k_6 = \frac{12 \cdot (m - 1) \cdot H_6 \cdot E_6 \cdot I_6 \cdot l_2 \cdot \cos(\beta)^2}{m \cdot t_6 \cdot E \cdot I_{min}}$$

Отношение массы бандажа, приходящейся на одну лопатку к массе лопатки.

$$v_6 := \frac{B_6 \cdot \delta_6 \cdot t_6}{F \cdot l_2} \quad v_6 = 0.02833 \quad I_6 := \frac{B_6 \cdot \delta_6^4}{12} \quad I_6 = 2.083 \times 10^{-12} \quad \text{м}^4$$

$$k_6 = \frac{12 \cdot (m - 1) \cdot H_6 \cdot E_6 \cdot I_6 \cdot l_2 \cdot 0.9415}{m \cdot t_6 \cdot E \cdot I_{min}} \quad k_6 = 0.0247$$

Значение множителя, учитывающего влияние жёсткости и массы бандажной ленты по типам А и В форм колебаний пакета лопаток :

$\phi_{A0} := 0.95$ $\phi_{B0} := 4.4$ $\phi_{A1} := 5.9$

Статические собственные частоты колебаний пакета лопаток соответственно равны :

$$f_{ст_A0} := \phi_{A0} \cdot \psi \cdot \frac{m_1}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_{ст_A0} = 38.73 \quad \text{Гц}$$

$$f_{ст_B0} := \phi_{B0} \cdot \psi \cdot \frac{m_1}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_{ст_B0} = 179.4 \quad \text{Гц}$$

$$f_{ст_A1} := \phi_{A1} \cdot \psi \cdot \frac{m_1}{l_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho_{ст} \cdot F}} \quad f_{ст_A1} = 240.5 \quad \text{Гц}$$

Влияние вращения на собственные частоты колебаний пакета лопаток

Коэффициент $B_{cp} := 0.5 \cdot \left(\frac{d_{cp}}{l_2} - 1 \right) \cdot \frac{0.5 + v_6}{\frac{1}{3} + v_6} + \sin(\beta_y)^2$ $B_{cp} = 2.3$

Соответствующие динамические частоты :

Частота вращения ротора: $n := 50 \quad \text{с}^{-1}$

$$f_{дин_A0} := f_{ст_A0} \cdot \sqrt{1 + B_{cp} \cdot \left(\frac{n}{f_{ст_A0}} \right)^2} \quad f_{дин_A0} = 85.14 \quad \text{Гц}$$

$$f_{дин_B0} := f_{ст_B0} \cdot \sqrt{1 + B_{cp} \cdot \left(\frac{n}{f_{ст_B0}} \right)^2} \quad f_{дин_B0} = 194.7 \quad \text{Гц}$$

$$f_{дин_A1} := f_{ст_A1} \cdot \sqrt{1 + B_{cp} \cdot \left(\frac{n}{f_{ст_A1}} \right)^2} \quad f_{дин_A1} = 252.2 \quad \text{Гц}$$

Построение резонансной диаграммы ORIGIN := 2

$$n_p(f_c) := \frac{f_c}{\sqrt{k^2 - B_{cp}}}$$

Построение диапазона допуска

$$f_{ст_A0_max} := f_{ст_A0} + 0.04 \cdot f_{ст_A0} \quad f_{ст_A0_max} = 40.28 \quad \text{Гц}$$

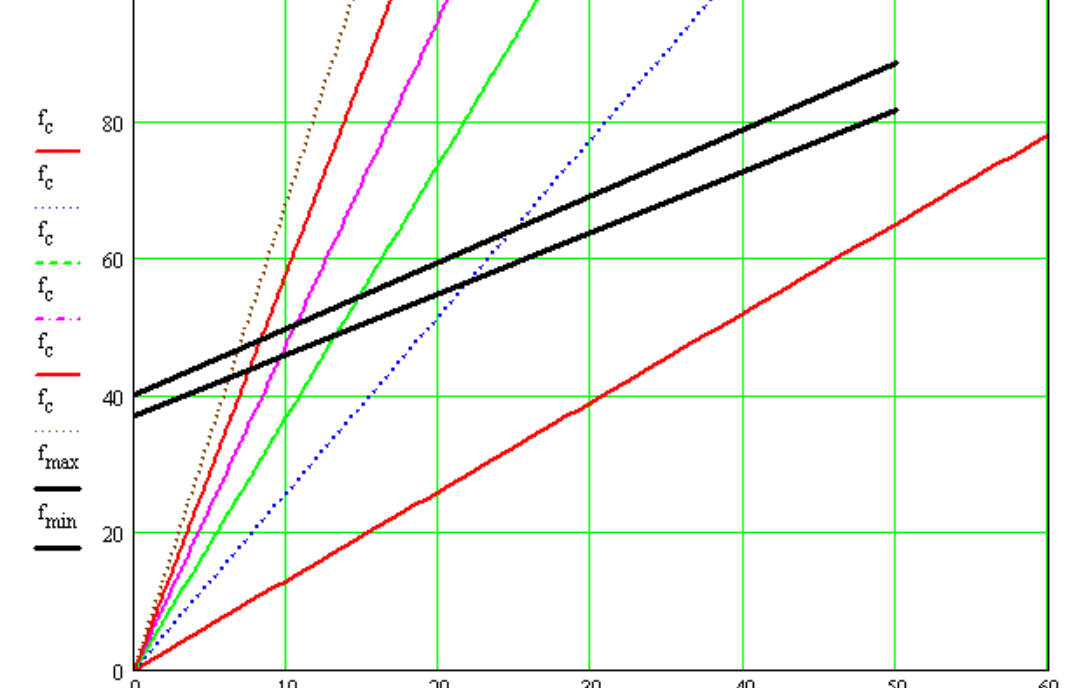
$$f_{ст_A0_min} := f_{ст_A0} - 0.04 \cdot f_{ст_A0} \quad f_{ст_A0_min} = 37.18 \quad \text{Гц}$$

$$f_{дин_A0_max} := f_{дин_A0} + 0.04 \cdot f_{дин_A0} \quad f_{дин_A0_max} = 88.55 \quad \text{Гц}$$

$$f_{дин_A0_min} := f_{дин_A0} - 0.04 \cdot f_{дин_A0} \quad f_{дин_A0_min} = 81.74 \quad \text{Гц}$$

$$f_{max} := \begin{pmatrix} f_{ст_A0_max} \\ f_{дин_A0_max} \end{pmatrix} \quad f_{min} := \begin{pmatrix} f_{ст_A0_min} \\ f_{дин_A0_min} \end{pmatrix} \quad n_{min_max} := \begin{pmatrix} 0 \\ 50 \end{pmatrix}$$

$f_c := 0,001 \dots 100$



В моём случае резонансная частота для k=2 (минимальная и максимальная) находится на частоте, много больше, чем рабочая. Резонансы будут наблюдаться при запуске турбины (при прохождении частот от 7 до 25 Гц). Наиболее опасен резонанс при k=3 в районе частоты 24 Гц.

Оценка вибрационной надёжности пакета лопаток по возмущающим силам II-го рода

Число сопловых лопаток: $z_c := 94$ шт

$\frac{n \cdot z_c}{f_1} = 115.3$ т.к. больше 8, то не попадает в опасную зону.

Отстройка лопаток от резонанса не требуется.