

Расчёт производится по заданной в курсовом проекте турбине К-110-6,0 ЛМЗ.

Исходные данные: Ротор цельнокованный, выполнен из стали 20Х1М1

(плотность	$\rho := 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
модуль упругости	$E_{500} := 1.8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
предел текучести	$\sigma_{0.2} := 570 \text{ МПа}$
Основные размеры ротора и его элементов следующие:	
- расстояние между вертикальными осями подшипников	$L := 5.15 \text{ м}$
- общая длина ротора	$L_1 := 7.2 \text{ м}$
- диаметр ротора по уплотнениям (диафрагменным и концевым)	$d_b := 0.5 \text{ м}$
- диаметр центральной расточки ротора	$d_{отв} := 0.13 \text{ м}$
- диаметр корневого сечения турбинных ступеней левого отсека	$d_{кор_лев} := 0.947 \text{ м}$
- диаметр корневого сечения турбинных ступеней правого отсека	$d_{кор_прав} := 0.947 \text{ м}$
- число дисков нерегулируемых ступеней левого отсека	$z_{л} := 8$
- число дисков нерегулируемых ступеней правого отсека	$z_{п} := 7$
- общее число дисков нерегулируемых ступеней	$z := z_{л} + z_{п} \quad z = 15$
- эквивалентный диаметр ротора	$D_э := 0.5 \text{ м}$
- толщина дисков	$\delta_d := 0.05 \text{ м}$
- осредненное по ступеням левого отсека значение высоты рабочих лопаток	$l_{2_л} := 0.0502 \text{ м}$
а правого отсека	$l_{2_п} := 0.2066 \text{ м}$
- среднее (оценочное) число рабочих лопаток для нерегулируемой ступени	$z_2 := 180 \text{ шт}$
- площадь поперечного сечения рабочих лопаток (оценка)	$f_2 := 4.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
- размер бандажной ленты для нерегулируемых ступеней (оценки)	$B_б := 0.04 \text{ м}$
	$\delta_б := 0.005 \text{ м}$
- размеры вала в области каминной части концевого уплотнения левого отсека и шейки вала левого радиально-осевого подшипника РВД:	$d_{ш} := 0.5 \text{ м}$
	$d_y := 0.5 \text{ м}$
	$d_{ш} := 0.37 \text{ м}$
	$L_{ш} := 0.6 \text{ м}$
- длина вала в области каминной части правого концевого уплотнения, радиального подшипника и полумуфты с эквивалентным диаметром	$L_{пр} := 1.4 \text{ м}$
	$d_{пр} := 0.56 \text{ м}$

1. Расчёт массы ротора (приближённый расчёт)

Масса вала для приведенной конструкции ротора

$$m_b := 0.25 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \left[L_{ш} \cdot (d_{ш}^2 - d_{отв}^2) + (L_1 - L_{пр} - L_{ш}) \cdot (d_b^2 - d_{отв}^2) + L_{пр} \cdot (d_{пр}^2 - d_{отв}^2) \right]$$

$$m_b = 1.083 \times 10^4 \text{ кг}$$

Масса дисков нерегулируемых ступеней

$$d_{кор_лев} = d_{кор_прав} = d_{кор} \quad d_{кор} := d_{кор_лев}$$

$$m_d := 0.25 \cdot \pi \cdot \rho \cdot (d_{кор}^2 - d_b^2) \cdot z \cdot \delta_d \quad m_d = 2972 \text{ кг}$$

Масса рабочих лопаток и бандажных лент нерегулируемых ступеней

$$d_{пер_л} := d_{кор} + l_{2_л} \quad d_{пер_л} = 0.9972 \text{ м} \quad d_{пер_п} := d_{кор} + l_{2_п} \quad d_{пер_п} = 1.154 \text{ м}$$

Площадь бандажа в поперечном сечении

$$F_{банд_л} := (d_{пер_л} + \delta_б)^2 - d_{пер_л}^2 \quad F_{банд_л} = 0.01 \text{ м}^2$$

$$F_{банд_п} := (d_{пер_п} + \delta_б)^2 - d_{пер_п}^2 \quad F_{банд_п} = 0.0116 \text{ м}^2$$

$$m_{рл_б} := \rho \cdot (z_{л} \cdot l_{2_л} \cdot f_2 \cdot z_2 + z_{п} \cdot l_{2_п} \cdot f_2 \cdot z_2) + 0.25 \cdot \pi \cdot \rho \cdot B_б \cdot (F_{банд_л} \cdot z_{л} + F_{банд_п} \cdot z_{п})$$

$$m_{рл_б} = 1207 \text{ кг}$$

$$\text{Масса ротора} \quad M_p := m_b + m_d + m_{рл_б} \quad M_p = 1.501 \times 10^4 \text{ кг}$$

2. Определение критического числа оборотов ротора по формуле В.В. Звягинцева

$$\text{Максимальный диаметр вала:} \quad d := D_э \cdot 1000 \quad d = 500 \text{ мм}$$

$$\text{Пролёт между осями подшипников:} \quad L = 5.15$$

$$\text{Вес (масса) ротора:} \quad G := M_p \quad G = 1.501 \times 10^4 \text{ кг}$$

Критическое число оборотов ротора:

$$n_{кр} := 7.5 \cdot \frac{\left(\frac{d}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} \quad n_{кр} = 1310 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad \frac{n_{кр}}{60} = 21.83 \text{ с}^{-1}$$

Вывод: ротор относится к гибкому типу

3. Определение критических частот вращения ротора по формуле Донкерли.

Средняя изгибная жёсткость бочки ротора

$$EI := E_{500} \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (D_э^4 - d_{отв}^4) \quad EI = 5.497 \times 10^8 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

1-ая собственная частота вращения ротора по первому тону колебаний на абсолютно жёстких опорах

$$P_{11} := \frac{\pi}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{\frac{M_p}{L_1}}} \quad P_{11} = 191.1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\text{Частота по второму тону колебаний} \quad P_{12} := 4 \cdot P_{11} \quad P_{12} = 764.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Жёсткость масляной пленки между поверхностью баббитовой заливки вкладыша подшипника и шейкой вала

$$C_{мп} := 0.5 \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$\text{Податливость опор:} \quad \delta_{оп} := 0.5 \cdot 10^{-9} \frac{\text{м}}{\text{Н}}$$

$$\text{Податливость опор ротора:} \quad \delta_{п} := \frac{1}{C_{мп}} + \delta_{оп} \quad \delta_{п} = 2.5 \times 10^{-9} \frac{\text{м}}{\text{Н}}$$

Вторые собственные частоты вращения ротора на упругих опорах:

$$P_{21} := \sqrt{\frac{2}{M_p \cdot \delta_{п}}} \quad P_{21} = 230.9 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad P_{22} := \frac{L}{L_1} \cdot \sqrt{3} \cdot P_{21} \quad P_{22} = 286.1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\text{Первая критическая частота вращения ротора:} \quad P_1 := \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{P_{11}^2} + \frac{1}{P_{21}^2}}} \quad P_1 = 147.2 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\text{Вторая критическая частота вращения ротора:} \quad P_2 := \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{P_{12}^2} + \frac{1}{P_{22}^2}}} \quad P_2 = 267.9 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$n_{кр1} := \frac{P_1}{2\pi} \quad n_{кр1} = 23.43 \text{ с}^{-1} \quad n_{кр2} := \frac{P_2}{2\pi} \quad n_{кр2} = 42.64 \text{ с}^{-1}$$

Поскольку вторая критическая частота для РВД достаточно удалена от рабочей частоты вращения, то процедуры отстройки ротора от резонанса не требуется.