

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ В.И. ЛЕНИНА»

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ РАЗРЫХЛИТЕЛЬНО-
ЧЕСАЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Выполнил: студент группы 2-33 м
Шмелев А.С.
Руководитель: к.т.н., доц.
Шмелева Т.В.

Иваново 2021

Цель работы: исследование напряженно-деформированного состояния обечайки главного барабана разрыхлительно-чесальной машины.

Задачи работы:

- Определение напряжений и деформаций в обечайке главного барабана машины, при разных частотах вращения;
- Определение критической скорости главного барабана;
- Создание конечно-элементной модели главного барабана машины в программном комплексе ANSYS и проведение оптимизации конструкции;

Главный барабан разрыхлительно-чесальной машины, предназначен для чесания волокна (рис.1). Обечайка барабана 1 обтягивается цельнометаллической пыльчатой лентой. Барабан устанавливается на двух сферических двухрядных роликовых подшипниках 7 в корпусах 6, которые крепятся в щеках 5. Щеки устанавливаются на рамы машины и крепятся к раме болтами 9 и штифтуются.

Для предупреждения попадания пуха в полость барабана предусмотрены съемные войлочные уплотнения 4 и щитки 2, которые крепятся на крестовинах 3. Привод главного барабана осуществляется шкивом 8 с правой стороны машины.

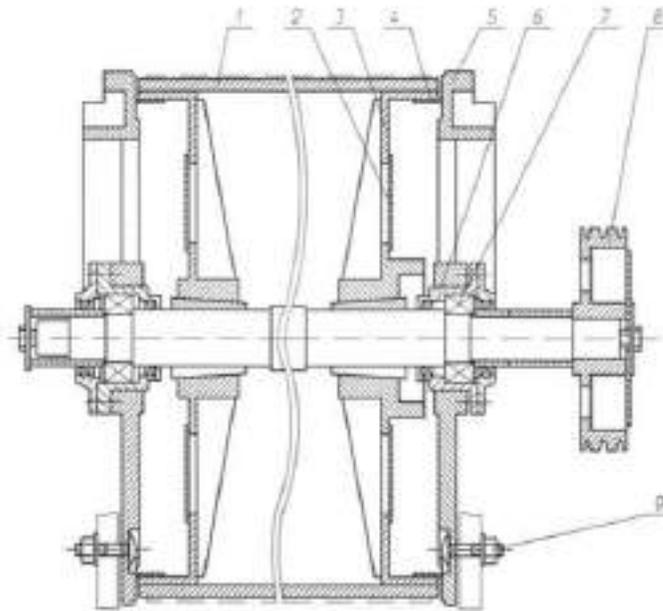


Рис. 1. Главный барабан. Продольный разрез.

Исходные данные

Номинальный диаметр главного барабана по гарнитуре 674 мм, частота вращения, после модернизации, $n=1200$ об/мин ($n=700$ об/мин, до модернизации). Гарнитура цельнометаллическая пильчатая лента марки N 120 – V- 3,17 - 676 м: ширина обушка 3,17 мм (основание ЦМПЛ), плотность зубьев на кв. дюйм 120.

Барабан устанавливается на двух сферических двухрядных роликовых радиальных подшипниках: тип 3610, ГОСТ 5721-75 ($d=50$ мм, $D=110$ мм, $B=40$ мм). Динамическая грузоподъемность подшипников № 3610 $C=150000$ Н.

<p>Длина обечайки $l = 1056$ (мм) = 1,056 (м); Масса барабана $m = 393,6$ (кг) = 3936 (Н); D – диаметр барабана ($D = 0,670$ м); r – радиус барабана ($r=0,335$ м); h – толщина барабана, мм ($h = 16$ мм) ; P – сила натяжения пильчатой ленты, Н ($P=65$ Н); b – основание ЦМПЛ ($b=0,00317$ м); m – масса ЦМПЛ ($m=21$ кг); n – частота вращения барабана ($n = 700$ мин⁻¹). <i>Материал вала: Сталь 45</i> - Плотность $\rho= 7826$ кг/м³; - Модуль нормальной упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; - Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$;</p>	<p>- Предел прочности $\sigma_B = 600$ МПа; - Предел текучести $\sigma_T = 355$ МПа. <i>Материал крестовин: чугун СЧ 15</i> - Плотность $\rho= 7000$ кг/м³; - Модуль нормальной упругости $E = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па; - Коэффициент Пуассона $\mu = 0,23$; - Временное сопротивление при растяжении $\sigma_B = 150$ МПа. <i>Материал обечайки: Ст3</i> - Плотность $\rho= 7850$ кг/м³; - Модуль нормальной упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; - Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; - Временное сопротивление $\sigma_B = 370$ МПа; - Условный предел текучести $\sigma_T = 205$ МПа.</p>
---	--

Постановка задачи

Необходимо определить напряженно-деформированное состояние обечайки главного барабана при воздействии центробежных сил, и сил натяжения гарнитуры.

Обечайку относят к тонкостенным цилиндрическим оболочкам

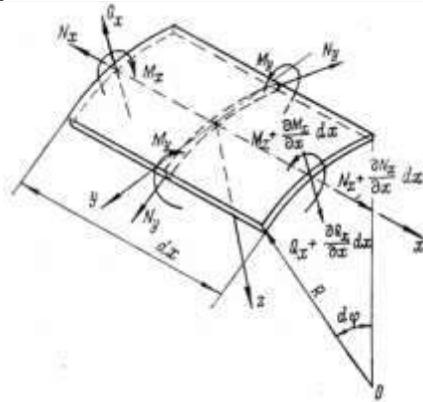


Рис.2. Усилия, действующие на вырезанный элемент

На обечайку действуют:

$C_{об}$ – распределенная нагрузка от сил инерции, действующих на обечайку; $C_{об} = h \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r$

C_r – распределенная нагрузка от сил инерции, действующих на гарнитуру навитую на барабан; $C_r = \frac{m \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot l}$

N – центробежные силы крестовин, $N = \frac{\rho_{кр} v^2}{2g}$

Уравнения теории упругости:

Приближенное дифференциальное уравнение равновесия элемента цилиндрической оболочки в перемещениях

$$\frac{d^4 z}{dx^4} + 4\beta^4 z = \frac{c}{D},$$

Интегрируя уравнение, при $c = \text{const}$:

$$z = e^{(-\beta x)} \cdot (C_1 \cos(\beta \cdot x) + C_2 \sin(\beta \cdot x)) + z^*.$$

z^* – константа (частное решение дифференциального уравнения, описывающего напряженное состояние обечайки),

$$z^* = \frac{C_{об} + C_r - q}{4 \cdot \beta^4 \cdot D},$$

где

$C_{об}$ – распределенная нагрузка от сил инерции, действующих на обечайку; $C_{об} = h \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r$

C_r – распределенная нагрузка от сил инерции, действующих на гарнитуру навитую на барабан; $C_r = \frac{m \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot l}$

q – распределенная нагрузка, действующая на обечайку со стороны гарнитуры от ее обтяжки; $q = \frac{P}{br}$

<p>D – цилиндрическая жесткость; $D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$</p> <p>$\beta$ – коэффициент гибкости, $\beta = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{r^2 \cdot h^2}}$;</p> <p>$x$ – координата вдоль образующей барабана;</p> <p>μ – коэффициент Пуассона;</p>	<p>r – радиус барабана;</p> <p>h – толщина обечайки;</p> <p>m – масса навитой на барабан гарнитуры;</p> <p>l – длина обечайки.</p> <p>E – модуль упругости первого рода (модуль Юнга).</p> <p>ω – угловая скорость: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$;</p> <p>$v$ – линейная скорость $v = \omega \cdot r$</p>
---	--

Произвольные постоянные C_1 и C_2 находятся из условия жесткого соединения барабана и крестовин, т.е. при $x=0$ при

$\frac{d^2 z}{dx^2} D = M_0$ и $\frac{d^3 z}{dx^3} D = Q_0$, где M_0 – изгибающий момент, Q_0 – поперечная сила в заделке.

Окончательно: $z = \frac{e^{(-\beta x)}}{2\beta^3 D} \cdot (Q_0 \cos(\beta \cdot x) + \beta M_0 (\cos(\beta \cdot x) + \sin(\beta \cdot x))) + z^*$

Напряжения, возникающие от натяжного усилия P , при учете деформации крестовин: $\sigma_1 = 1,82 \frac{P}{bh}$

Напряжения, возникающие под действием центробежных сил:

$$\sigma_\rho = \frac{p}{\rho} = \frac{\omega^2 \cdot r^2 \cdot h \cdot l \cdot \gamma}{g} / l \cdot h = \frac{\omega^2 \cdot r^2 \cdot \gamma}{g} = v^2 \cdot \rho$$

Таблица 1.

	г, м	h, мм	q, кН/м ²	ω , с ⁻¹	v, м/с	σ_1 , МПа	σ_ρ , МПа	C_r , кН/м ²	$C_{об}$, кН/м ²
n=700 об/мин	0,335	16	61,208	73,3	24,68	2,33	4,78	31564	226,07
n=1200 об/мин	0,335	16	61,208	125,6	42,33	2,33	14,07	92675,73	663,76

Постановка задачи численного моделирования

Необходимо определить напряженное и деформированное состояние главного барабана машины.

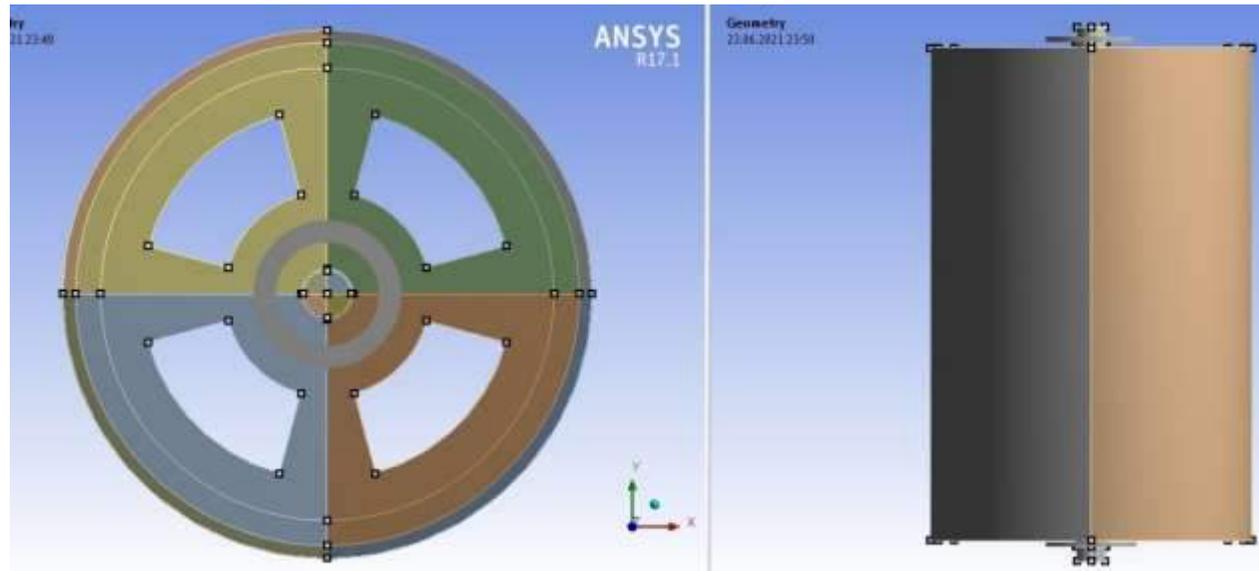


Рисунок 3. Модель главного барабана

Задаем контакт между частями. Используем контакты типа bonded (связанный) и separation (без разделения).

Свойства материала модели: линейные, изотропные, независящие от температуры.

Создание конечно-элементной модели

В настоящей задаче мы используем твердотельное моделирование.

Выбираем данные материалы из библиотеки ANSYS.

The screenshot displays the ANSYS Engineering Data interface. The top window, titled 'Outline of Schematic B2: Engineering Data', shows a tree view with 'Contents of Engineering Data' expanded to 'Material', which includes 'Cast Iron' and 'Structural Steel'. The 'Structural Steel' material is selected, and its properties are shown in the 'Properties of Outline Row 4: Structural Steel' window below.

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Density	7800	kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
Isotropic Elasticity		
Volumetric Test Data	Table	
Strain-Life Parameters		
Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa
Tensile Ultimate Strength	4.0E+08	Pa
Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Рис.4. Список материалов.



Рис.5. Конечно-элементная сетка.

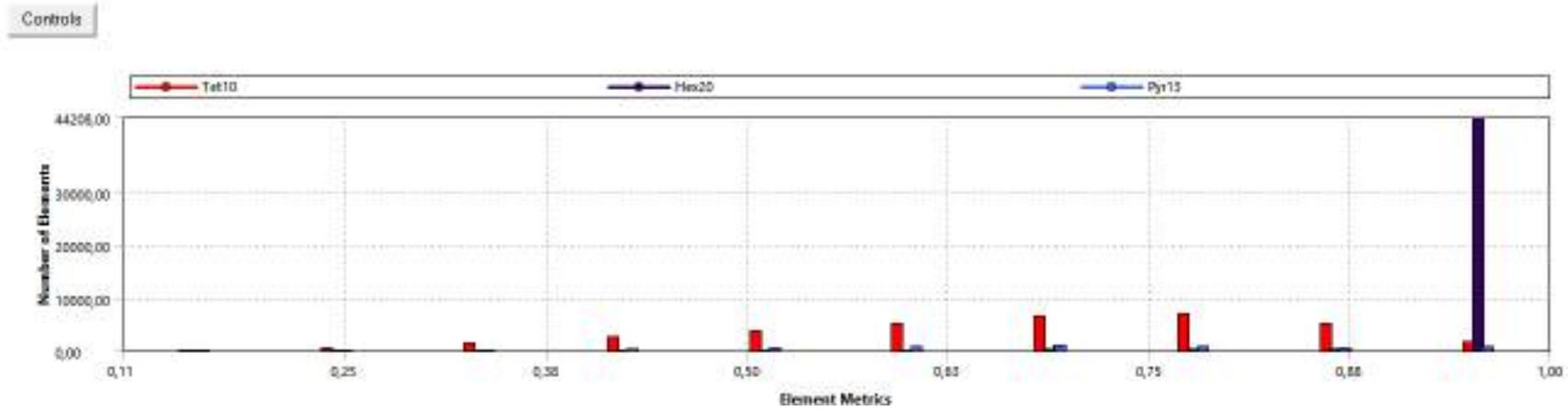


Рис.6. График качества сетки.

Граничные условия

Опорами являются подшипники качения.

Задаем граничные условия: В сечениях под подшипниками запрещается перемещения вдоль оси X и Y, а следовательно v_1 и v_2 равны 0.

$$v_1 = v_2 = 0$$

Матрица жесткости

$$K = 1,226 \cdot 10^6 \begin{bmatrix} 0,279 & 0,558 \\ 0,558 & 0,279 \end{bmatrix},$$

Тогда $K_{11} = K_{22} = 0,34 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $K_{12} = K_{21} = 0,72 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$

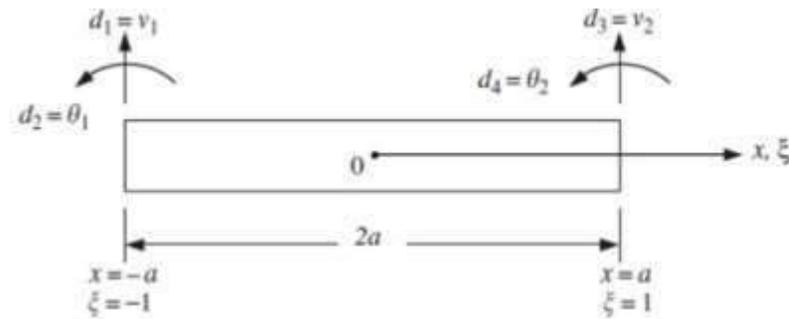


Рис. 7. Узел конечного элемента

Прикладываем нагрузки: распределенную нагрузку, действующую на обечайку со стороны гарнитуры от обтяжки ей главного барабана, распределенную нагрузку от сил инерции, действующих на обечайку и на навитую на барабан гарнитуру.

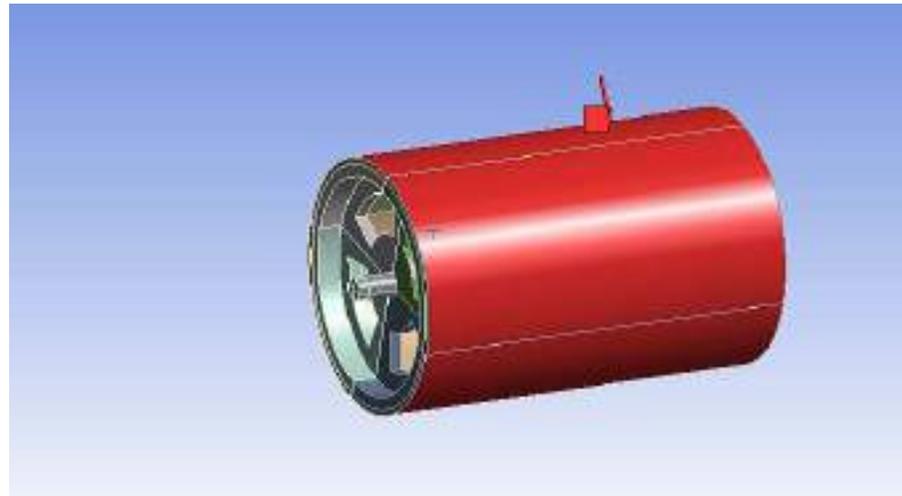


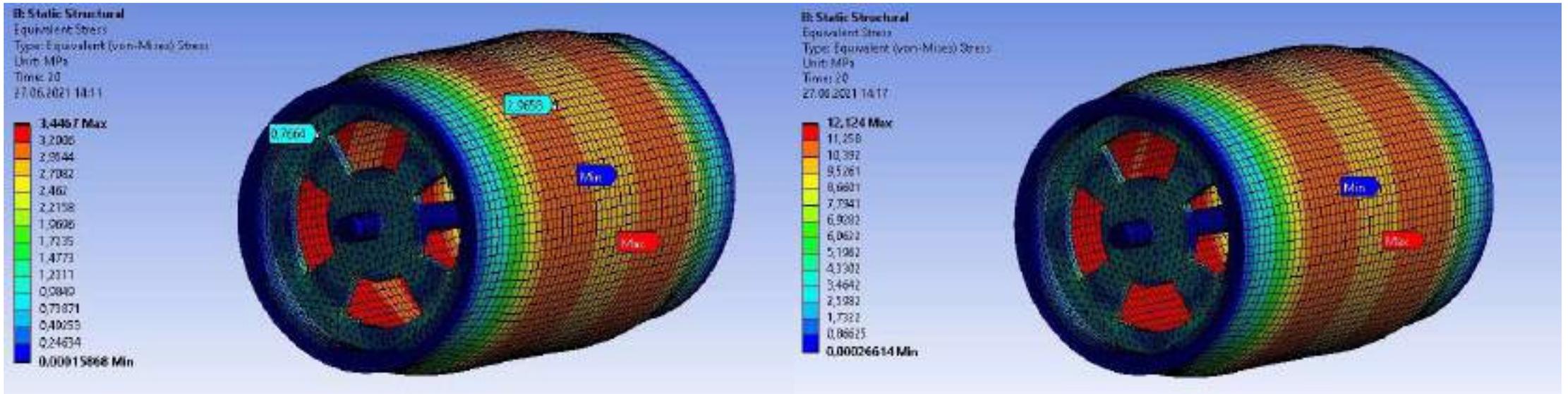
Рис. 8. Нагрузки, действующие на обечайку барабана

Распределенная нагрузка, действующая на обечайку со стороны гарнитуры от обтяжки ей главного барабана равна:

$$q = 61,208 \text{ кН/м}^2,$$

где $P=65 \text{ Н}$ – усилие обтяжки, $b=3,17 \text{ мм}$ – ширина обушка ЦМПЛ.

Распределение напряжений

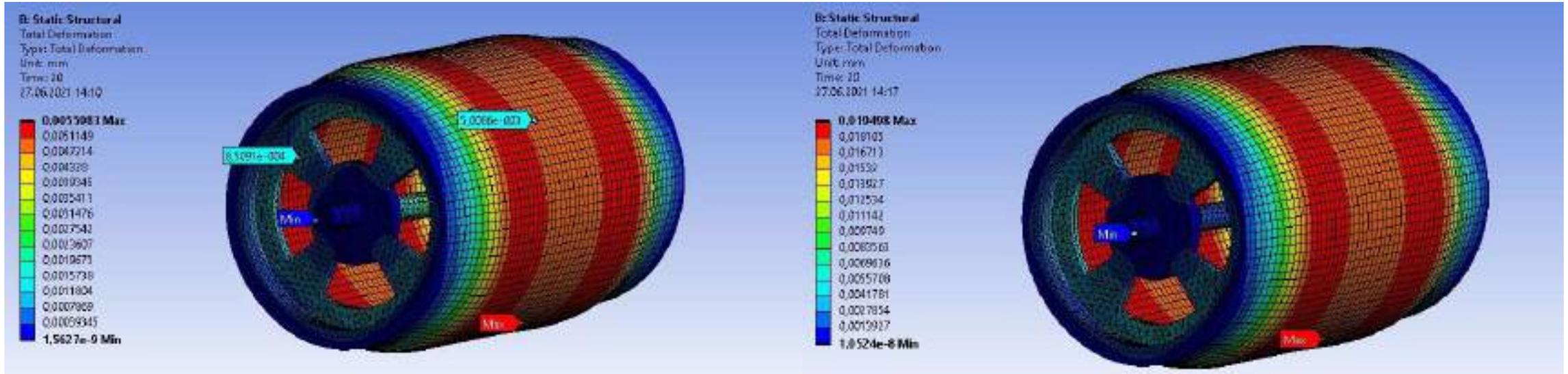


n=700 об/мин

n=1200 об/мин

Рис. 9 Распределение напряжений в барабане

Распределение перемещений



n=700 об/мин

n=1200 об/мин

Рис. 10. Распределение перемещений в барабане

Определение критической скорости главного барабана
разрыхлительно-чесальной машины

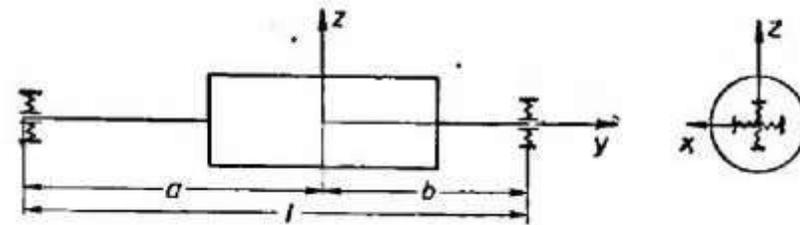


Рис.11. Расчетная схема барабана

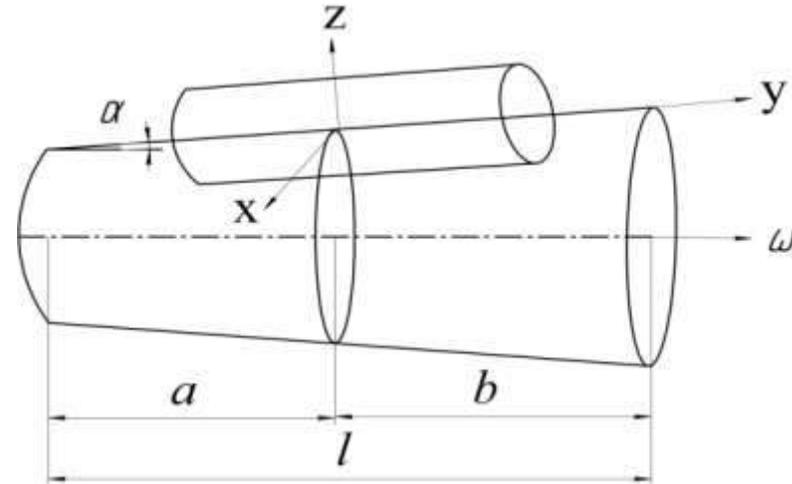


Рис. 12. Критическое состояние главного барабана

Поэтому: $m\omega_{кр}^2(r + \alpha a) = c_1 r + c_2(r + \alpha l)$,

где $r + \alpha a$ - радиальное смещение центра тяжести;

$m\omega_{кр}^2(r + \alpha a)$ – центробежная сила инерции барабана;

$r + \alpha l$ – радиальное смещение правого конца барабана;

$c_1 r$ и $c_2(r + \alpha l)$ - реакции опор;

Кроме того, в рассматриваемом движении на барабан действует момент опорных реакций вокруг оси x

$$M_x = c_1 r a - c_2(r + \alpha l).$$

Его значение должно удовлетворять динамическому уравнению Эйлера:

$$I_x \dot{\omega}_x + (I_z - I_y) \omega_y \omega_z = M_x,$$

где ω_x , ω_y и ω_z - проекции угловой скорости $\omega_{кр}$ на связанные с барабаном оси x, y и z.

$$\text{С учетом } \begin{cases} \omega_x = 0; \\ \omega_y \approx \omega_{кр}; \\ \omega_z \approx -\omega_{кр} \alpha. \end{cases}$$

Тогда уравнение Эйлера принимает вид:

$$M_x = (I_y - I_z) \omega_{кр}^2 \alpha.$$

Биквадратное уравнение.

$$\omega_{кр}^4 + \omega_{кр}^2 \left(\frac{c_1 a^2 + c_2 b^2}{I_y - I_z} - \frac{c_1 + c_2}{m} \right) - \frac{c_1 c_2 l^2}{m(I_y - I_z)} = 0$$

учитывая, что

$$I_y = 2I_z, \quad c_1 = c_2 = c_n, \quad a = b = \frac{l}{2}; \quad \text{получим: } \omega_{\text{кр}}^4 + \omega_{\text{кр}}^2 \left(\frac{cl}{I_z} - \frac{2c}{m} \right) - \frac{c^2 l^2}{m I_z} = 0.$$

тогда: $\omega_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{1}{2} (-b + \sqrt{b^2 + 4c})}$

$$\text{где: } b = \left(\frac{cl}{I_z} - \frac{2c}{m} \right); \quad c = \frac{c^2 l^2}{m I_z}; \quad I_z = \frac{\pi d^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right),$$

где d – наружный диаметр барабана; $d = 670 \text{ (мм)} = 0,67 \text{ (м)}$

d_1 – внутренний диаметр барабана; $d_1 = 638 \text{ (мм)} = 0,638 \text{ (м)}$.

$$\omega_{1,2} = 192,3 \frac{1}{\text{с}}$$

По результатам расчета мы можем сделать вывод, что рабочая угловая скорость $\omega = 125,6 \frac{1}{\text{с}}$, не попадает в зону резонанса $192,3 \frac{1}{\text{с}} \pm 30 \%$.

Заключение

В работе проведен анализ научной информации, поиск методов и программ по изучаемой теме. На основании этого определена цель работы и сформулированы задачи для ее реализации.

Определены напряжения и деформации в обечайке главного барабана машины, при различных скоростях вращения;

Определена критическая скорость главного барабана;

Создана конечно-элементная модель главного барабана машины в программном комплексе ANSYS и проведение оптимизации конструкции.

Действующие напряжения и деформации в обечайке находятся в допустимых пределах.

Проведенный анализ прочности и жесткости вала показывает о его работоспособности с достаточным коэффициентом запаса.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ В.И. ЛЕНИНА»

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ РАЗРЫХЛИТЕЛЬНО-
ЧЕСАЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Выполнил: студент группы 2-33 м

Шмелев А.С.

Руководитель: к.т.н., доц.

Шмелева Т.В.

Иваново 2021