

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.

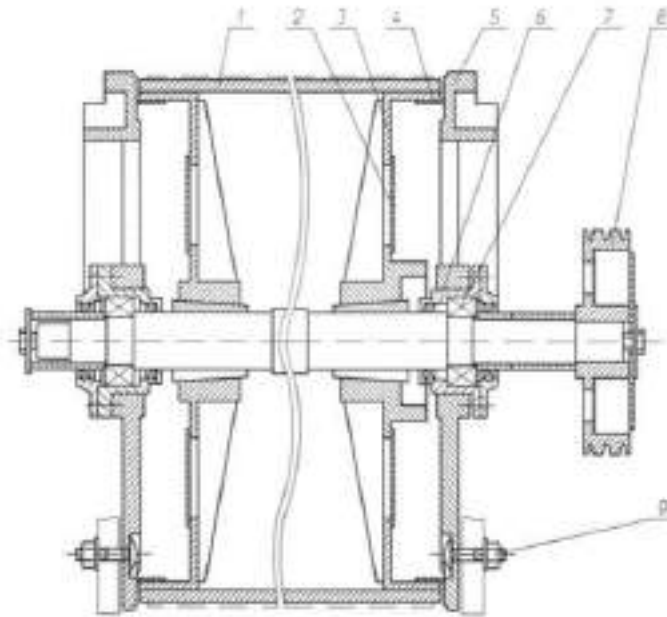


Рис. 1. Главный барабан. Продольный разрез.

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

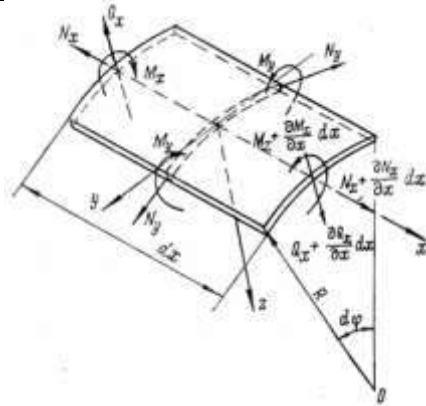


Рис.2. Усилия, действующие на вырезанный элемент

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.

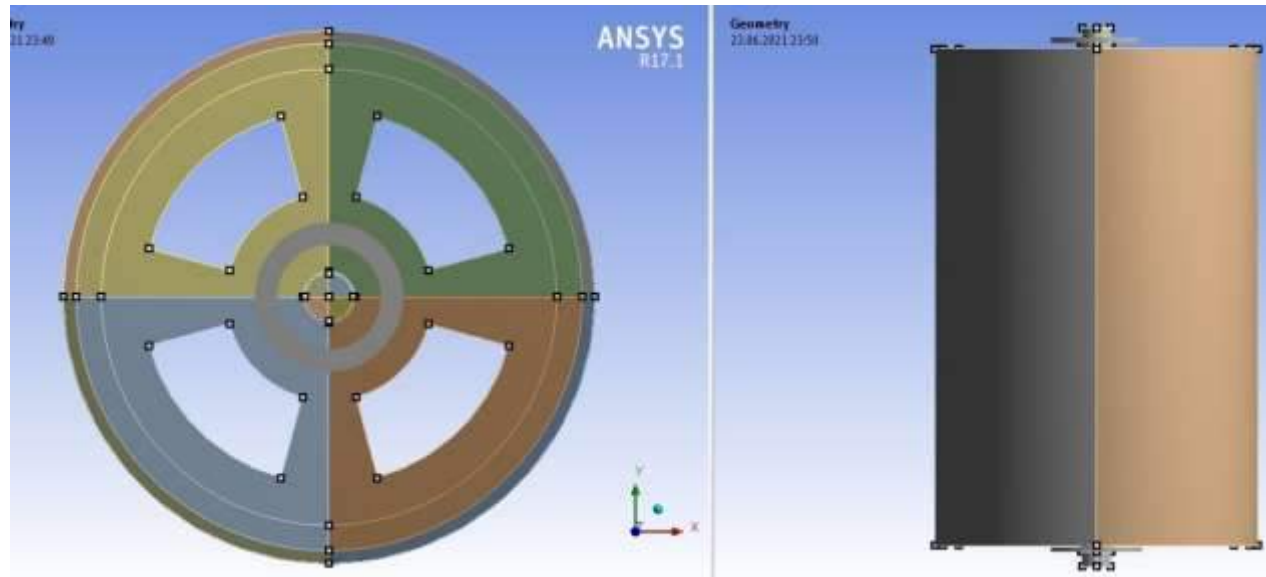


Рисунок 3. Модель главного барабана

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 'Cast Iron', and 'Structural Steel' selected. The bottom window, titled 'Properties of Outline Row 4: Structural Steel', shows a table of material properties.

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.

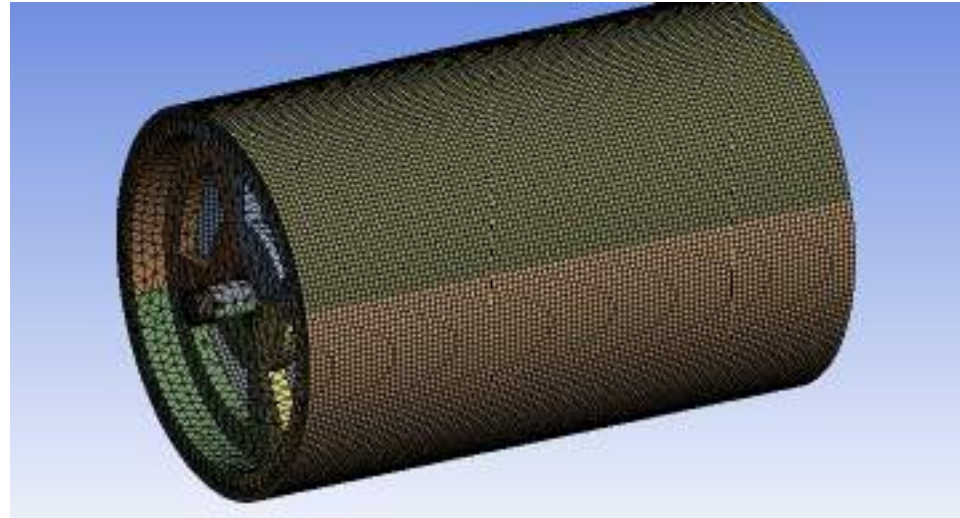


Рис.5. Конечно-элементная сетка.

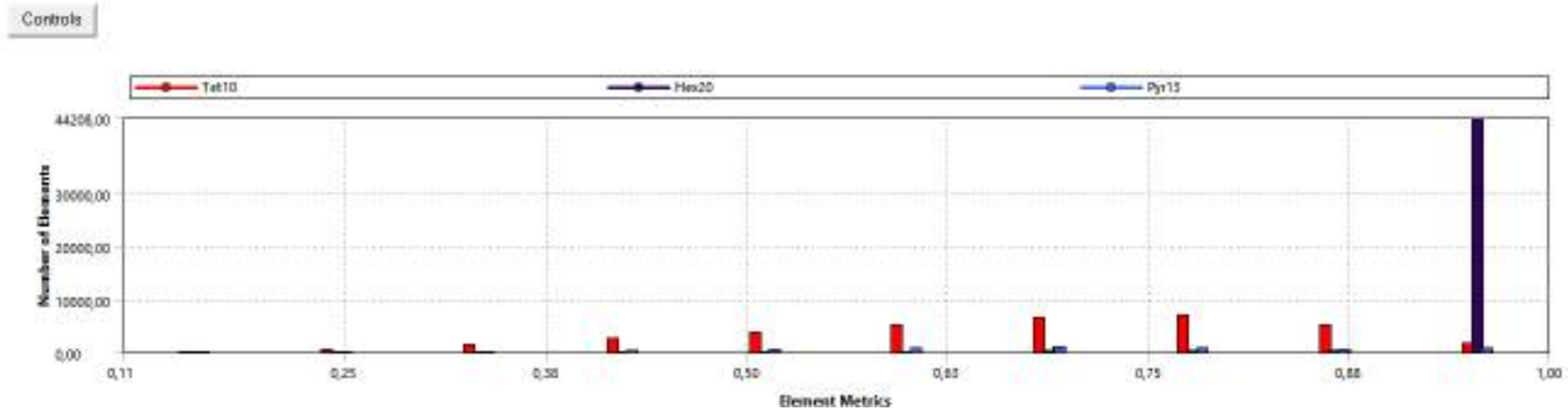


Рис.6. График качества сетки.

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

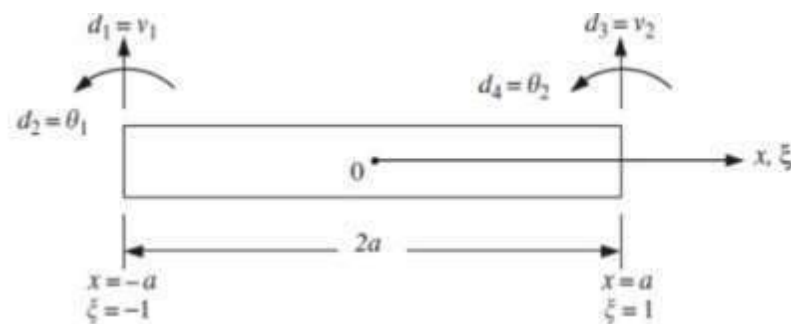


Рис. 7. Узел конечного элемента

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.

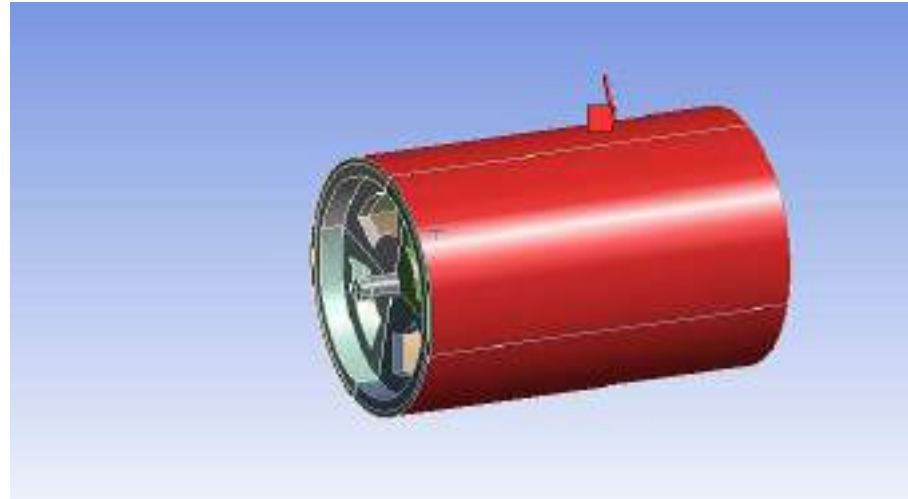


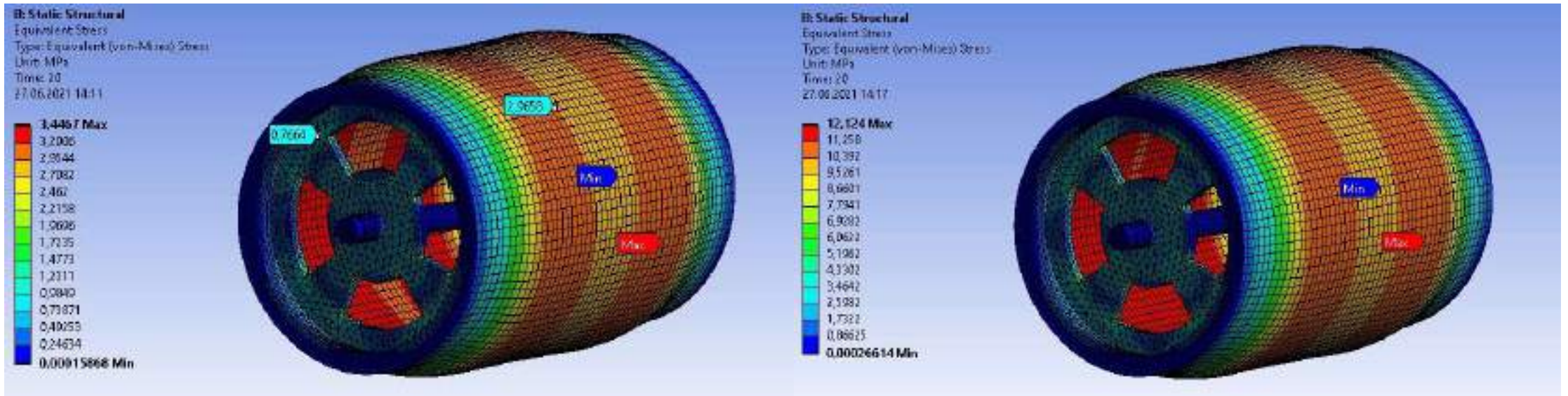
Рис. 8. Нагрузки, действующие на обечайку барабана

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

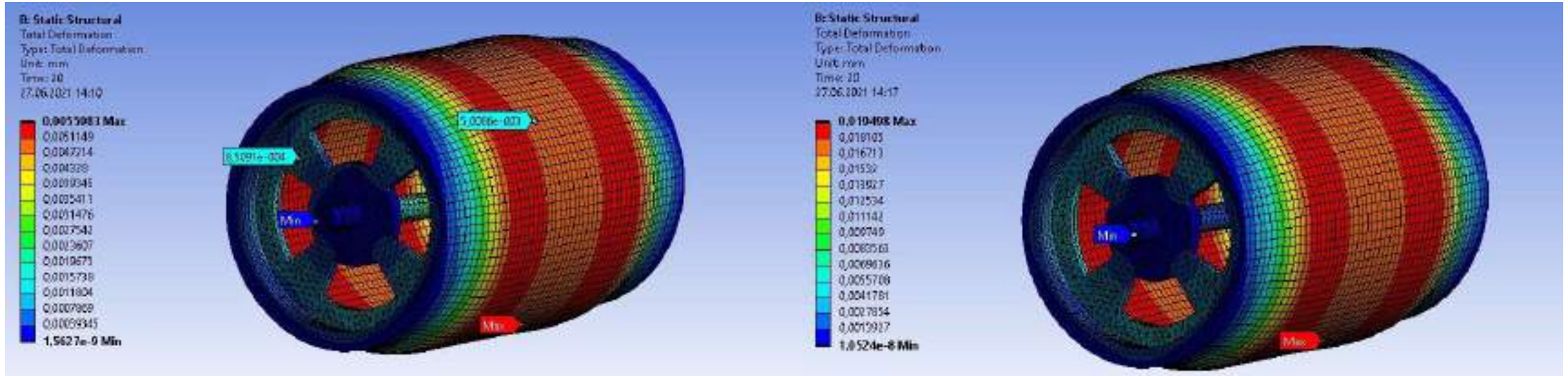


$n=700$ об/мин

$n=1200$ 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

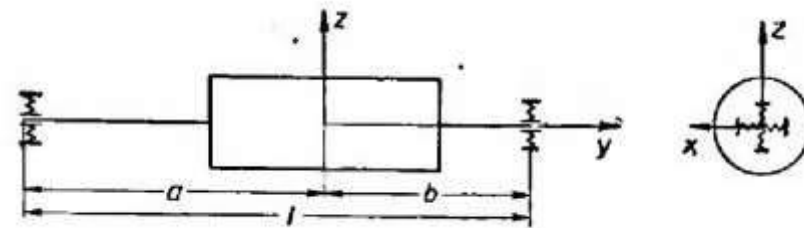


Рис.11. Расчетная схема барабана

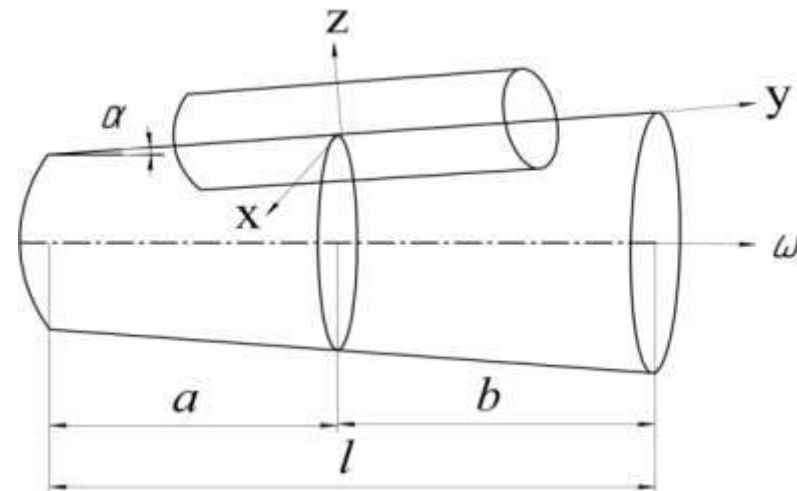


Рис. 12. Критическое состояние главного барабана

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

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

$m\omega_{кр}^2(r + \alpha)$ – 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