

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
“Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина”

Кафедра теоретической и прикладной механики

Выпускная квалификационная работа

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАНИЗМА ПРОКЛАДКИ УТКА ЛЕНТОТКАЦКОГО СТАНКА

Выполнил: студент гр. 4-33

Колотилов А.К.

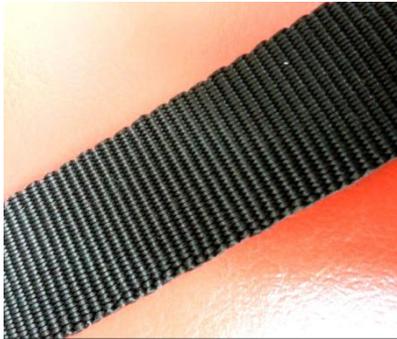
Научный руководитель: ст.преп.

Пирогов Д.А.



Иваново 2017

Лентоткачество – подотрасль текстильного производства, занимающаяся производством тканей небольшой ширины в виде лент из различных материалов.



Ленты имеют широкое применение, например, элементы одежды, стропы парашюта, ремни безопасности.



Цель работы:

Исследование работоспособности механизма прокладки утка лентоткацкого станка с использованием различных способов динамического анализа.

Задачи:

1. Разработка динамической модели механизма привода челноков лентоткацкого станка и аналитическое исследование упругих колебаний конструктивных элементов;
2. Численное исследование динамики механизма привода челноков лентоткацкого станка с использованием MSC Adams.



Динамическая модель механизма

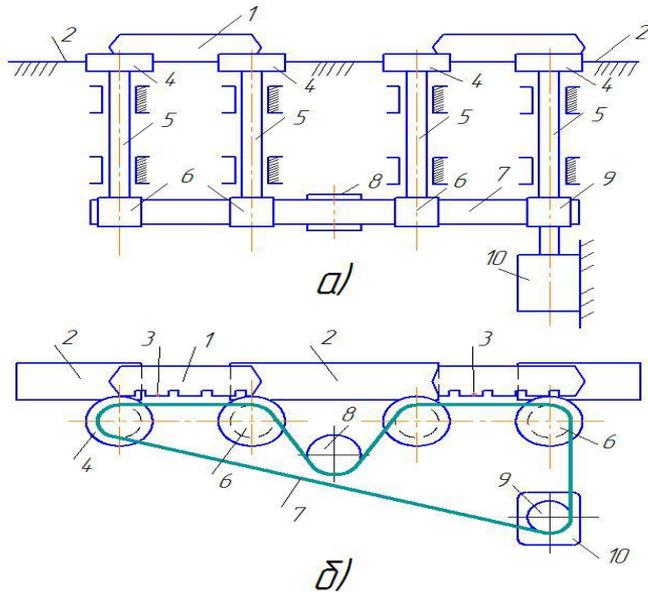


Рис.1. Механизм привода челноков лентоткацкого станка

1- Челноки с выступами 3

2-Неподвижные горизонтальные направляющие

4-Зубчатые колеса

5- Вертикальные валы

6- Шкивы

7-Плоско-зубчатый ремень

8-Натяжной ролик

9- Ведущий шкив

10-Серводвигатель

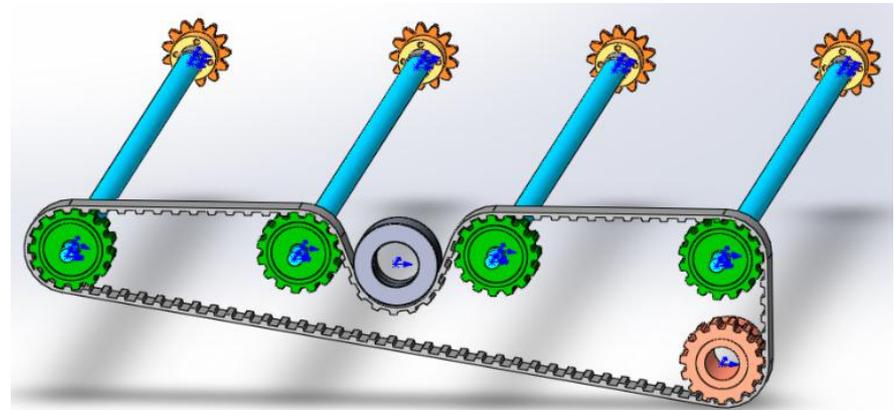


Рис. 2. 3D-модель механизма в Solid Works

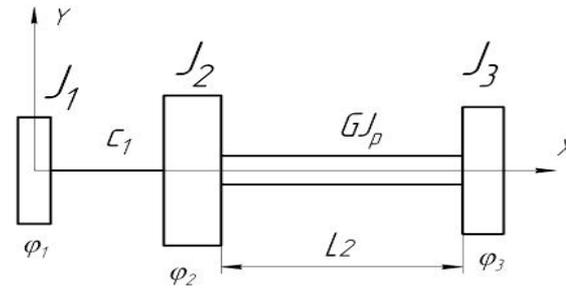


Рис. 3. Динамическая модель

Инерционные характеристики ротора серводвигателя со шкивом представлены диском J_1 ; Шкивов 6 и 9 – диском J_2 ;

Зубчатые колеса 4 и челноков 1 – диском J_3 ;

Диски соединены упругими безмассовыми элементами c_1 представляющего податливость зубчатого ремня 7;

GJ_p – податливость валов 5;

Математическая модель задачи о собственных колебаниях

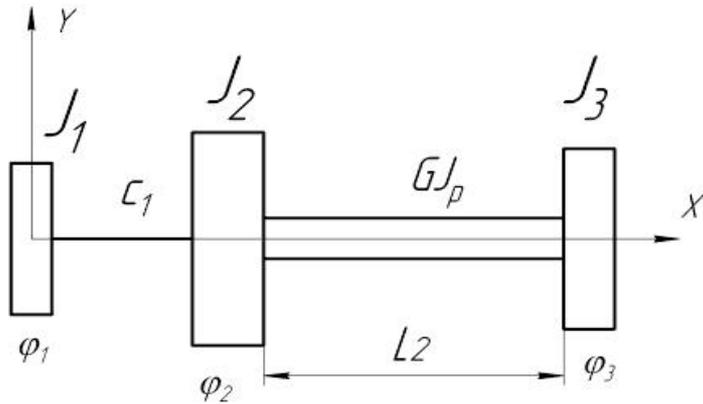


Рис.4. Расчетная схема

Уравнения движения для модели:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} + c_1 (\varphi_1 - \varphi_{2(x_2=0)}) = 0; \\ -J_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} + c_1 (\varphi_{2(x_2=0)} - \varphi_1) + GJ_{p2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_{2(x_2=0)}} = 0; \\ J_3 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} - GJ_{p2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_{2(x_2=L_2)}} = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

где: φ_1 - угол поворота диска 1;

φ_2 - угол закручивания произвольного сечения вала с текущей координатой x_2

Решение (1) ищем в виде:

$$\varphi_1 = A_1 \cdot T(t) \quad \varphi_2 = X(x_2) \cdot T(t) \quad (2)$$

где: A_1 – амплитуда колебаний диска J_1

$X(x)$ – функции формы; $T(t)$ – функция времени



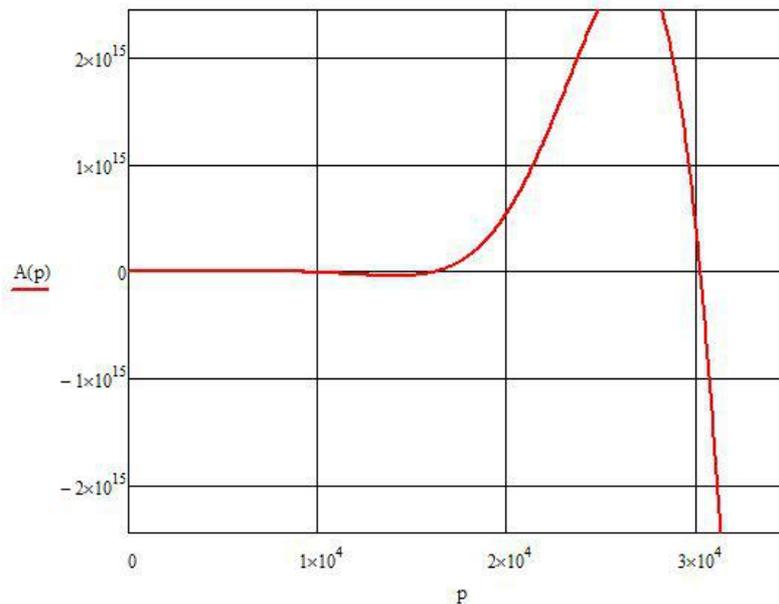
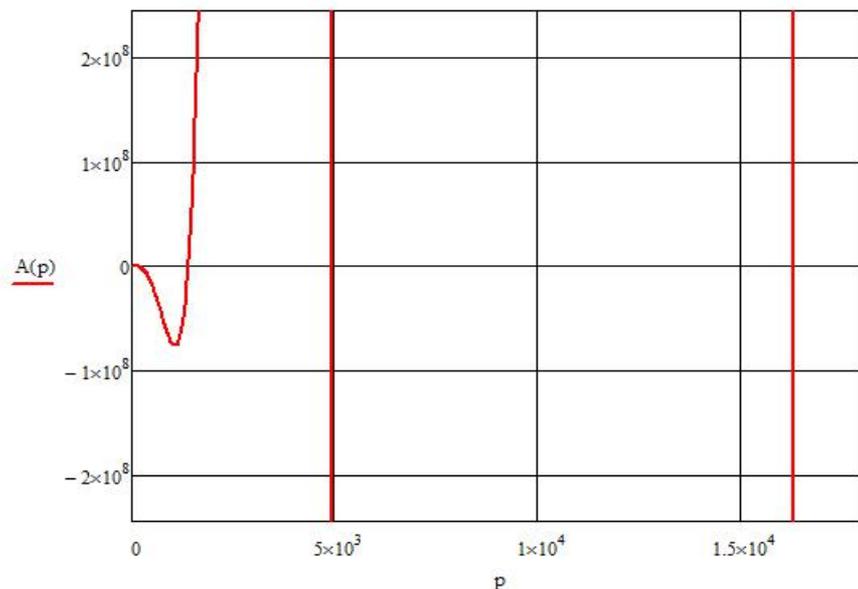


Рис.5. Графики собственных частот

Первые четыре частоты собственных крутильных колебаний принимают значения:

$$p_1=1394,7 \text{ рад/с}, p_2=4919 \text{ рад/с}, p_3=16261,2 \text{ рад/с}, p_4=30222,8 \text{ рад/с}$$

Угловая частота возбуждения ротора находится из следующего выражения:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2 \cdot 3,14}{0,15} = 41,8 \text{ рад/с}$$

где T - период поворота и возврата ротора серводвигателя в исходное положение, с.



Математическая модель задачи о вынужденных колебаниях

Уравнение движения системы имеет вид:

$$\begin{cases} J_1 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} + c_1(\varphi_1 - \varphi_2(x_2=0)) = M(t); \\ -J_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2(x_2=0)} + c_1(\varphi_2(x_2=0) - \varphi_1) + GJ_{\rho 2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_2(x_2=0)} = 0; \\ J_3 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2(x_2=L_2)} - GJ_{\rho 2} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_2(x_2=L_2)} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где φ_1 - угол поворота диска J_1
 φ_2 - угол закручивания произвольного сечения эквивалентного вала

Решение уравнений системы (3) будем искать в виде возмущающей функции:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_{1i} \sin \omega_i t \\ \varphi_2(x, t) &= \sum_i X_i(x) \sin \omega_i t \end{aligned} \quad (4)$$

В итоге подставляя (4) в (3) после математических преобразований получим выражение для определения углов закручивания дисков или необходимого сечения вала:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_{11} \sin \omega_1 t + A_{12} \sin \omega_2 t \\ \varphi_2(x, t) &= \left[C_1 \sin\left(\omega_1 \frac{x}{a_1}\right) + D_1 \cos\left(\omega_1 \frac{x}{a_1}\right) \right] \sin \omega_1 t + \left[C_2 \sin\left(\omega_2 \frac{x}{a_1}\right) + D_2 \cos\left(\omega_2 \frac{x}{a_1}\right) \right] \sin \omega_2 t \end{aligned}$$

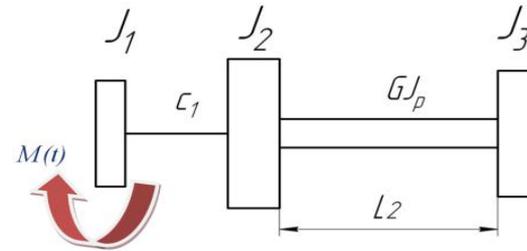


Рис.6. Расчетная схема механизма

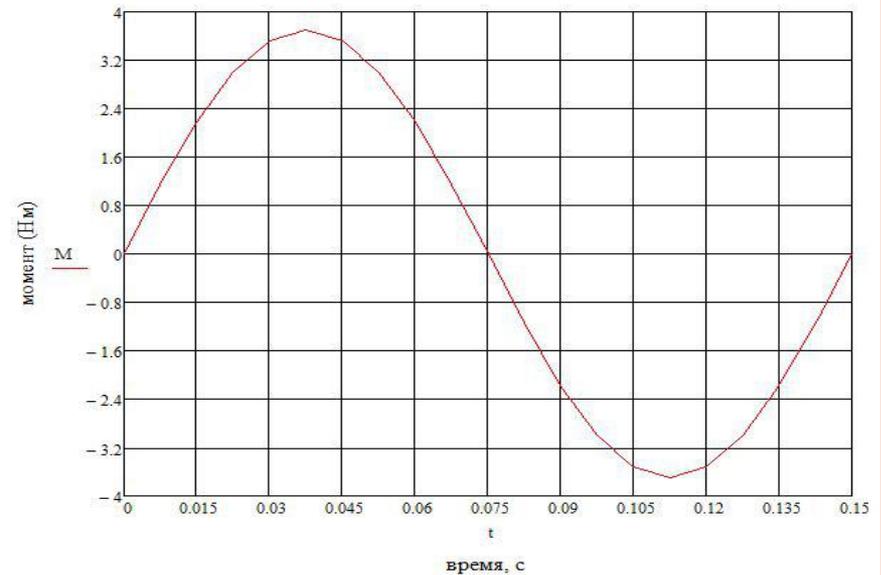


Рис.7. График момента



Определение угловых деформаций

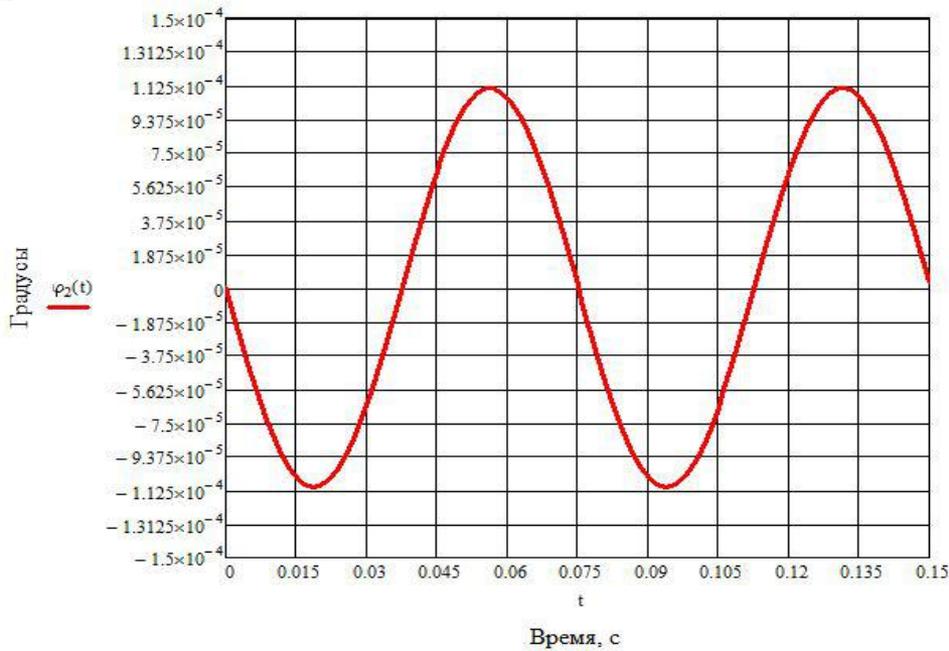


Рис.8. График деформации сечения вала под диском J_2

Деформация в сечении вала под диском J_2 : $1,125 \cdot 10^{-4}$

Деформация в сечении вала под диском J_3 : $1,13 \cdot 10^{-4}$

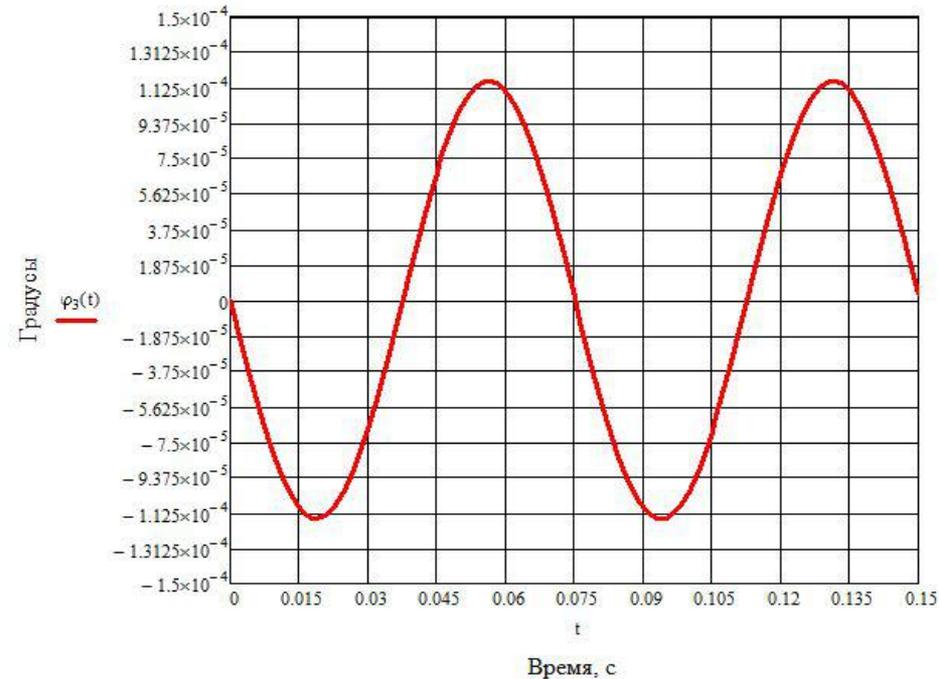


Рис.9. График деформации сечения вала под диском J_3



Численное исследование динамики механизма привода челноков лентоткацкого станка с использованием MSC Adams

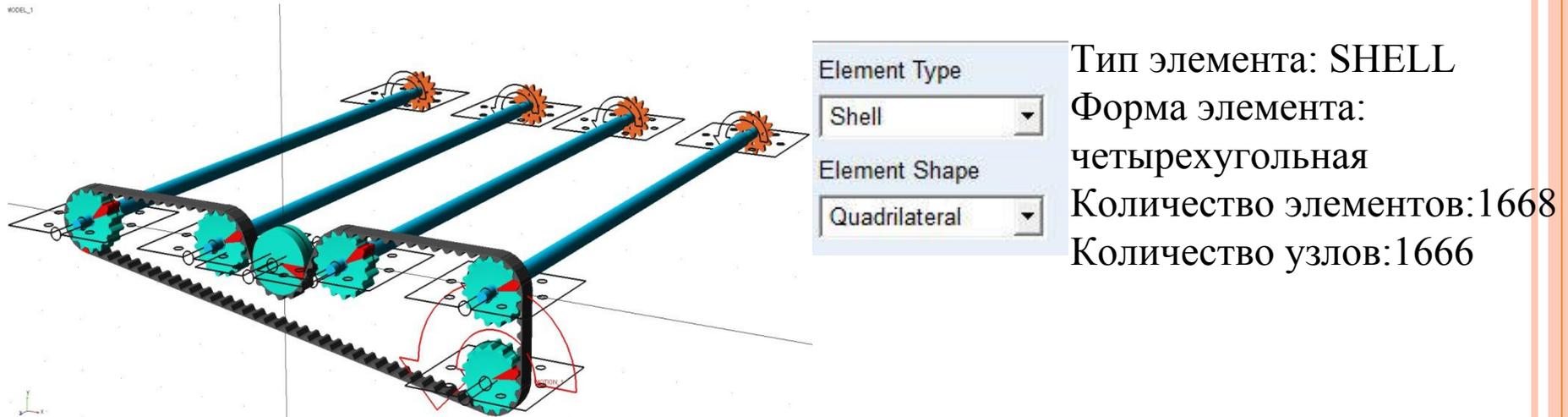


Рис.10. 3D- модель ТЛА-2-70-С в MSC Adams

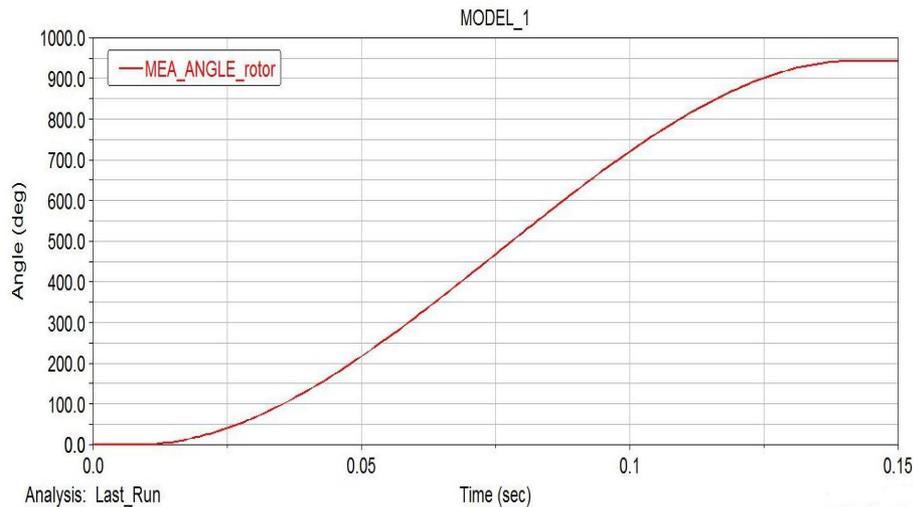


Рис.11. Закон движения на главном шкиве

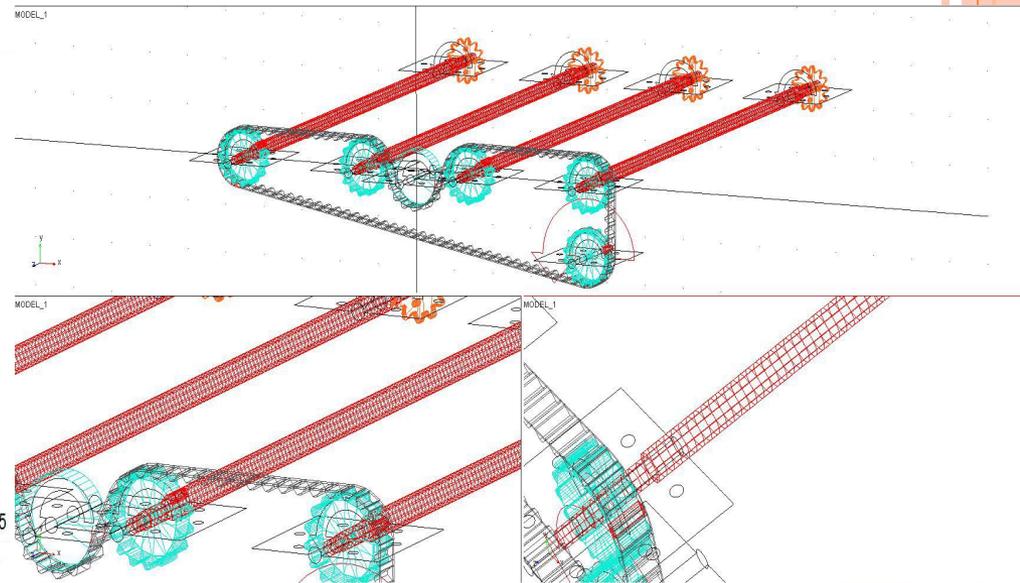


Рис.12. Разбиение валов на конечные элементы

Определение угловых деформаций каждого вала

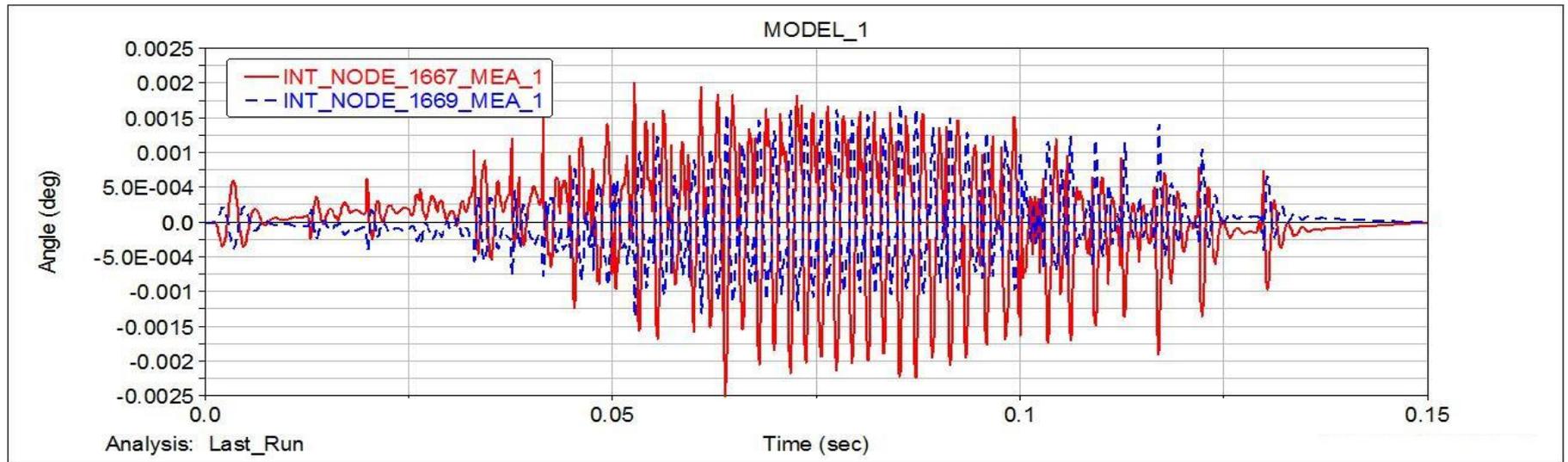


Рис.13. График угловой деформации сечения вала 1 в месте крепления шкива и колеса

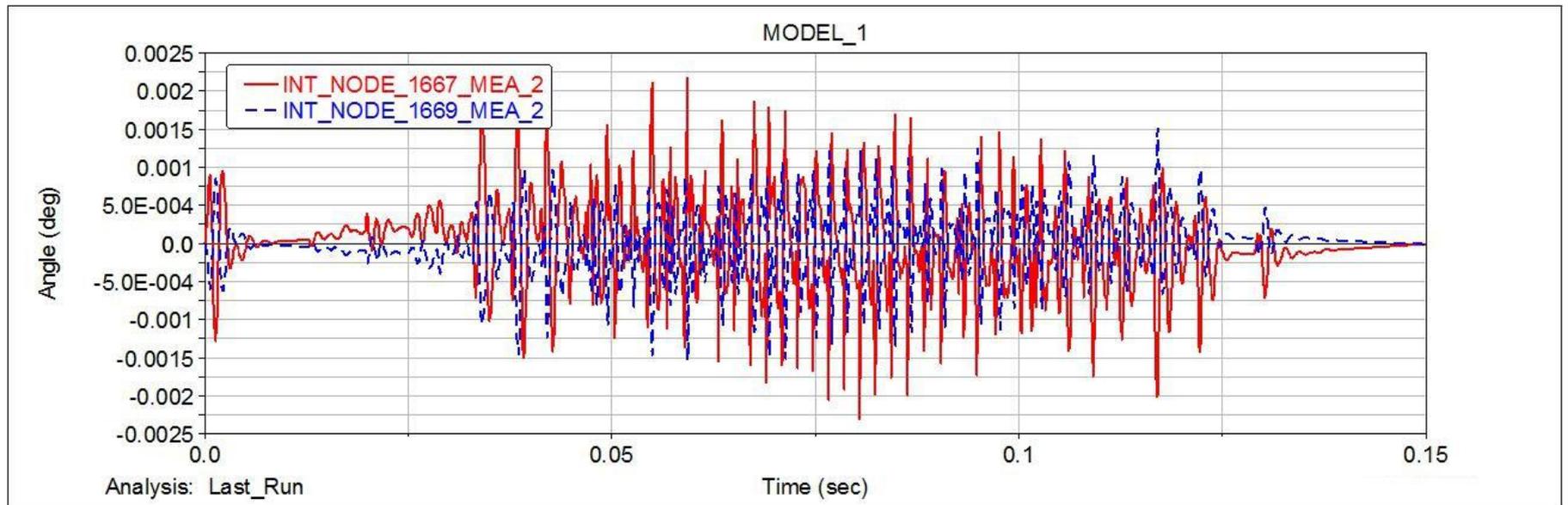


Рис.14. График угловой деформации сечения вала 2 в месте крепления шкива и колеса

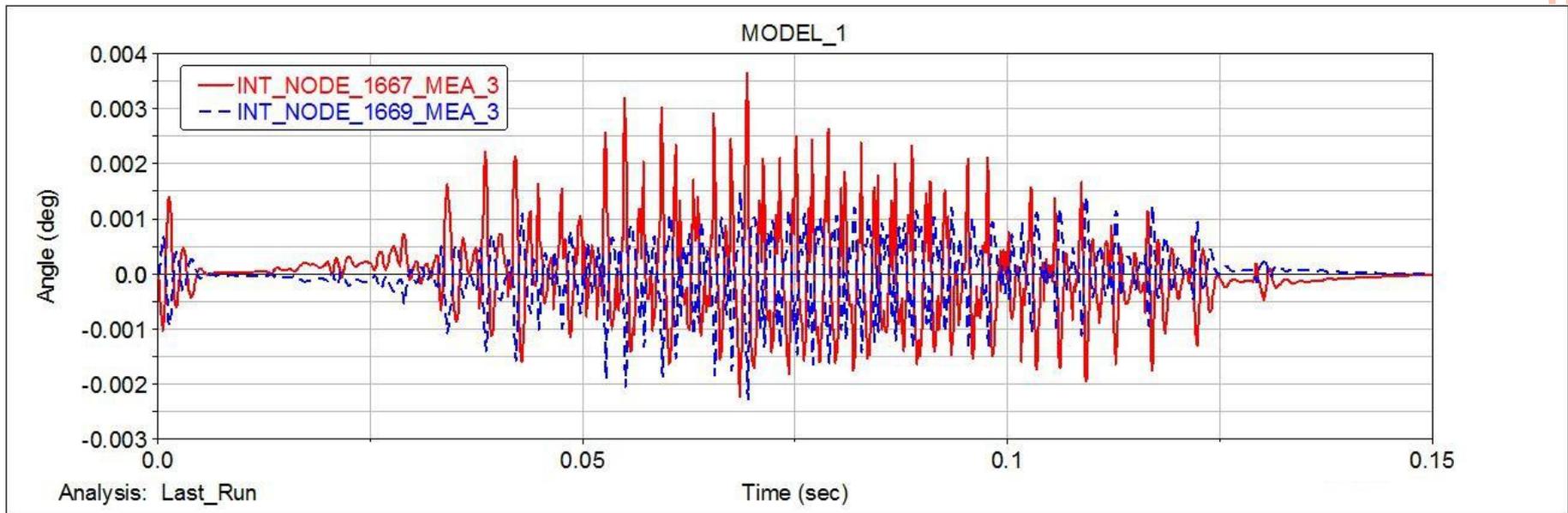


Рис.15. График угловой деформации сечения вала 3 в месте крепления шкива и колеса

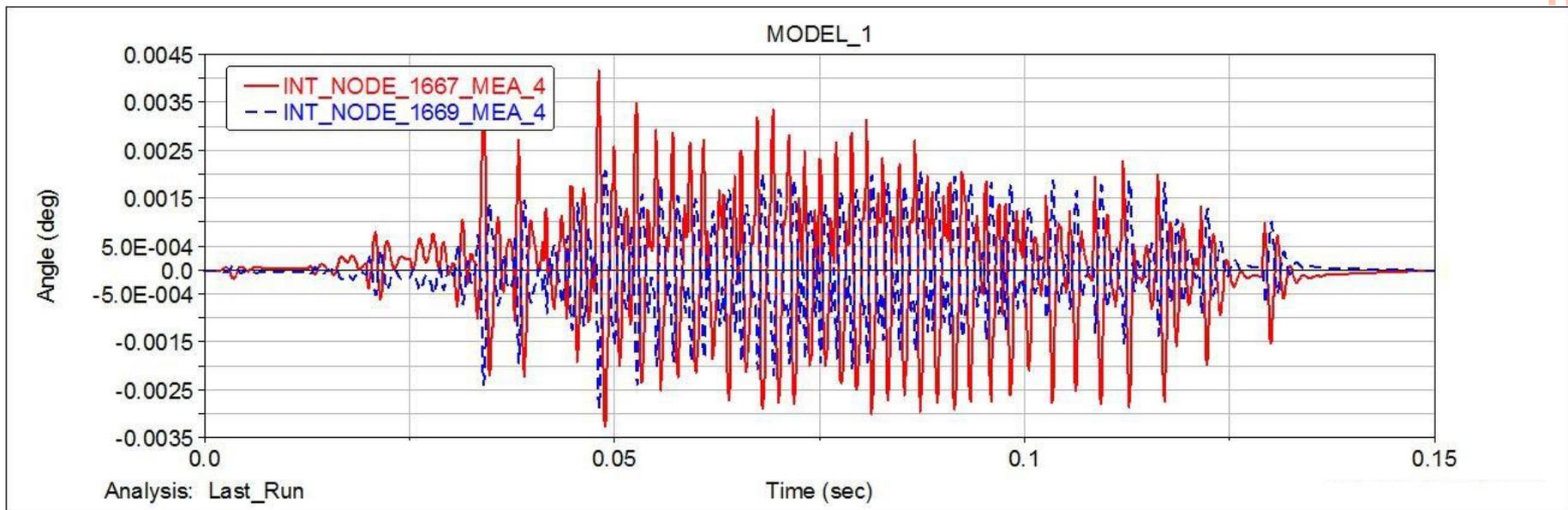
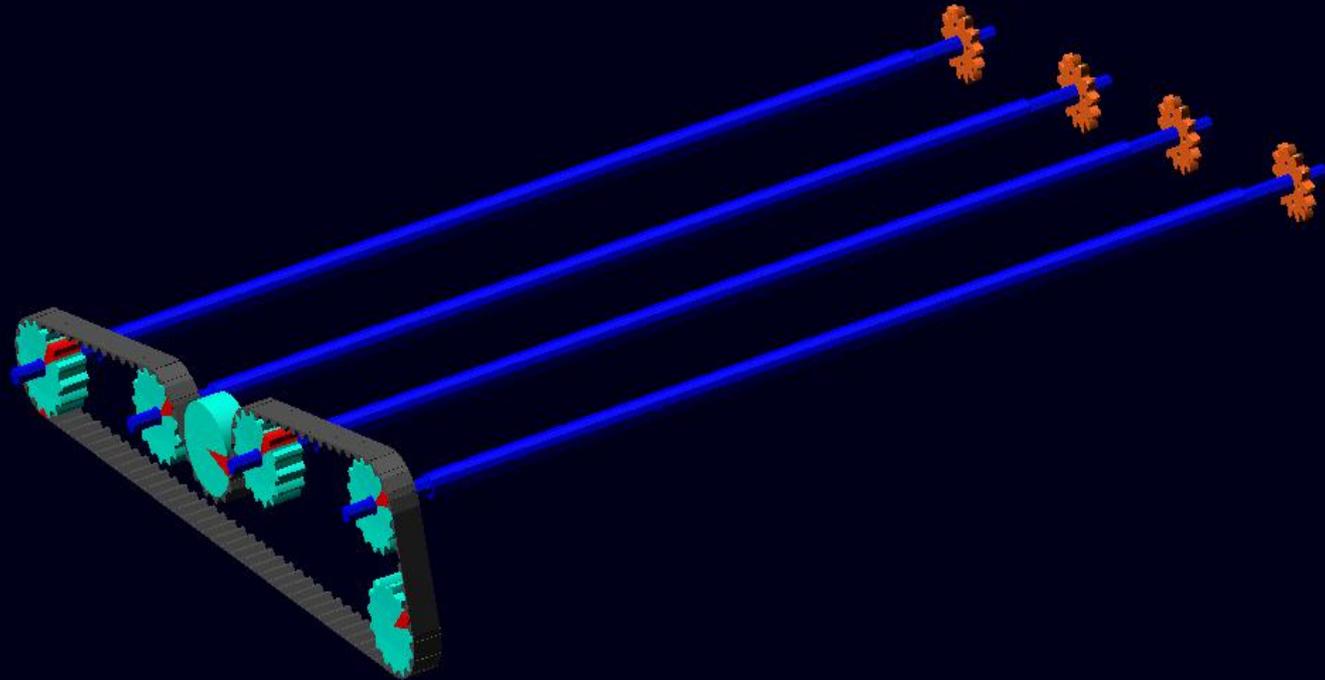
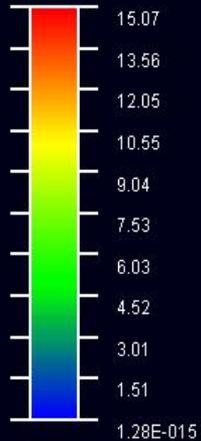


Рис.16. График угловой деформации сечения вала 4 в месте крепления шкива и колеса

Расчет напряжений

Last_Run Time= 0.0000 Frame=0001

Von Mises Stress (MPa)



Проведен прочностной расчет валов по допускаемым напряжениям для стали при кручении. Расчет показал, что валы имеют достаточный запас прочности. Максимальные напряжения на валах составили 15,47 МПа, при допускаемых 80МПа.



Анализ результатов

	Абсолютная угловая деформация	
Аналитическое решение	Вал под диском J_2 : $1,125 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ$	Вал под диском J_3 : $1,13 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ$
Численное исследование	В сечении вала под шкивом: 1: $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 2: $2,3 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 3: $3,7 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 4: $4,2 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$	В сечении вала под колесом: 1: $1,7 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 2: $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 3: $2,3 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$ 4: $2,9 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ$

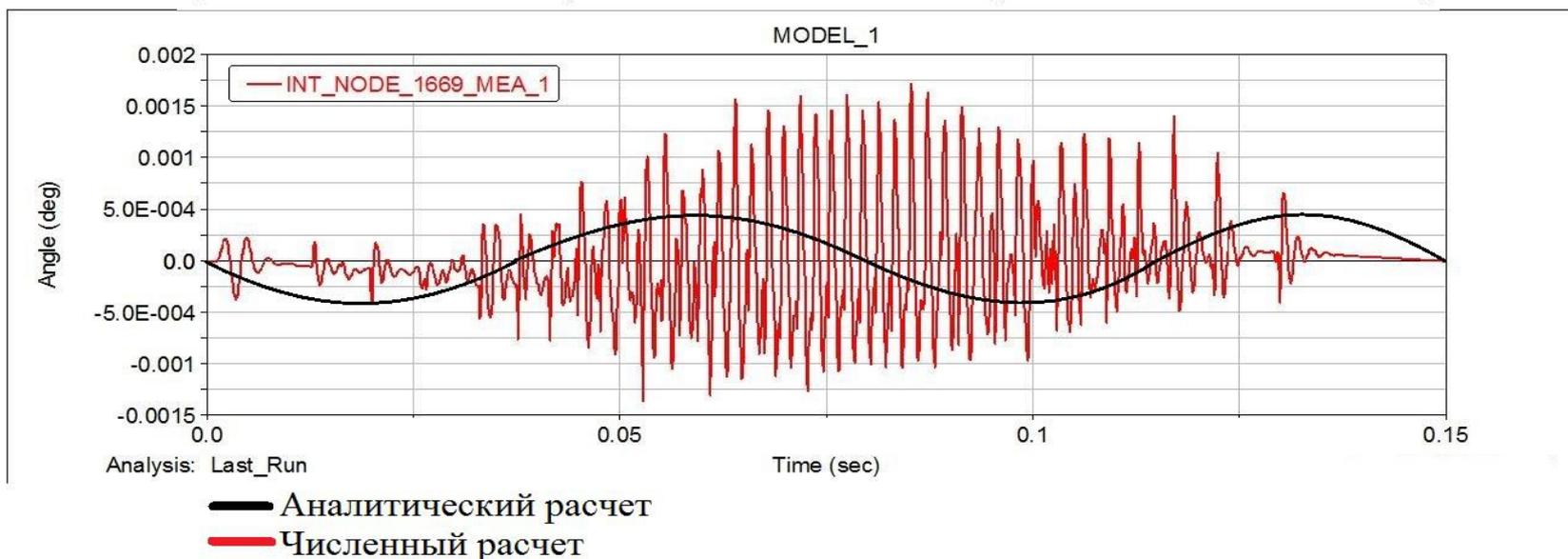


Рис.17. Графики угловой деформации сечения вала 1 в месте крепления колеса

$$\delta = \frac{\varphi \cdot \pi \cdot d}{180} = \frac{0,91 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{180} = 0,48 \cdot 10^{-6} \text{ м или } 0,48 \text{ мкм}$$

Выбирая 7-ю степень точности изготовления колеса по ГОСТ 9178-2, допуск на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу составляет $\delta=42$ мкм.



Выводы

В работе проведен динамический анализ механизма привода челноков лентоткацкого станка различными методами. Для чего разработаны и исследованы динамические модели механизма. В итоге получены значения упругих деформаций и напряжений наиболее ответственных деталей механизма. По 7-й степени точности определено, что деформации не оказывают влияния на сцепление зубчатых колес и челноков. Полученные результаты подтверждают работоспособность данного механизма по различным критериям.

