

Министерство образования и науки Украины  
Государственное высшее учебное заведение  
«Национальный горный университет»

**Тема доклада:**

«Обоснование параметров коренного вала  
шахтной подъемной машины с консольной  
подвеской ротора двигателя»

Выполнила:

студентка гр. ГМКм–13-1м

Бондаренко Ю.В.

Руководитель: профессор

Заболотный К.С.

# Связь работы с научными программами, планами и темами

Работа связана с научным направлением кафедры горных машин и инжиниринга и выполнена в рамках договора о сотрудничестве между Государственным высшим учебным заведением «Национальный горный университет» и ЗАО «НКМЗ» для предприятия ОАО «Белгорхимпром»



## *Техническая проблема*

Увеличенная металлоемкость шахтной подъемной машины в сравнении с зарубежными аналогами



## *Объект исследования*

Механические процессы, которые возникают в узле коренного вала с консольной подвеской ротора двигателя при работе шахтной машины

## *Предмет исследования*

Зависимость между конструктивными параметрами коренного вала с консольной подвеской ротора двигателя

## *Идея работы*

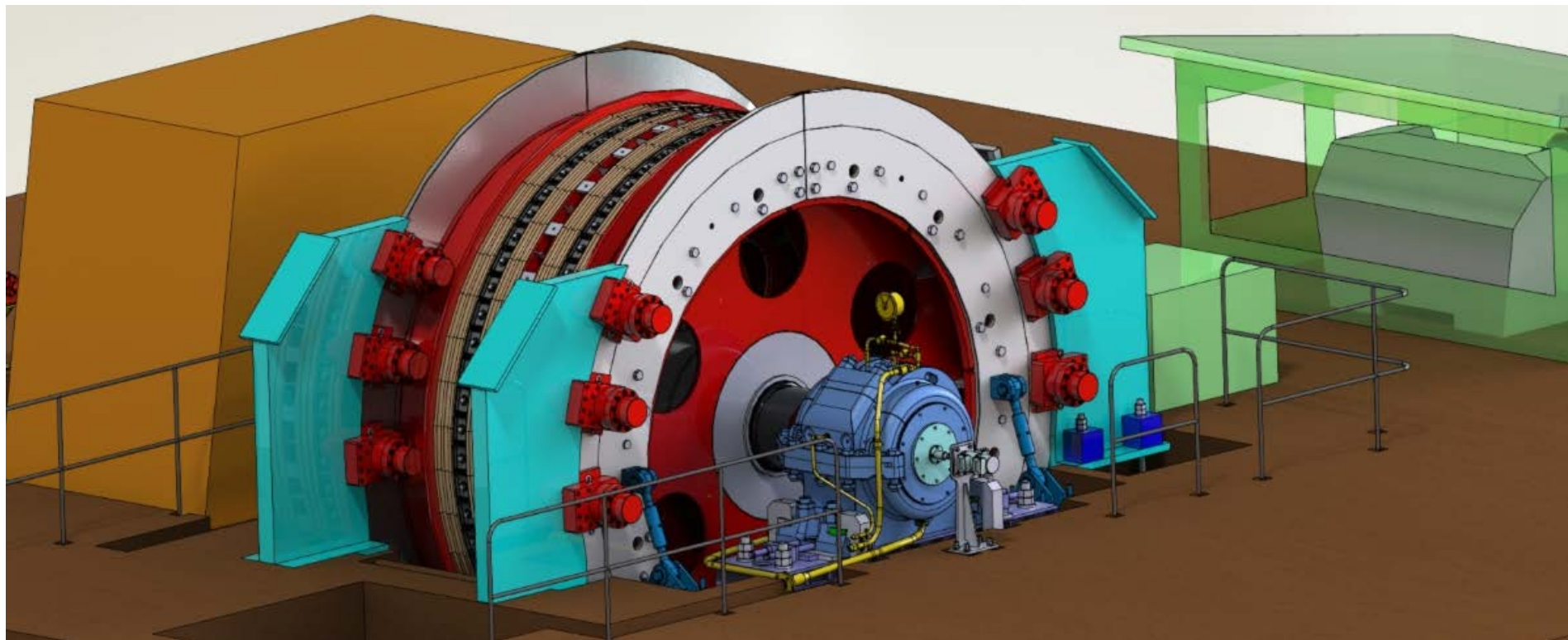
Использование современных методов  
компьютерного моделирования в  
SolidWorks для решения задачи

## *Методы исследования*

Анализ литературных источников,  
компьютерное моделирование  
SolidWorks, конечно – элементный анализ  
SolidWorks Simulation, аналитические  
расчеты с помощью приложения  
MathCad, аппроксимация функции  
Microsoft Excel

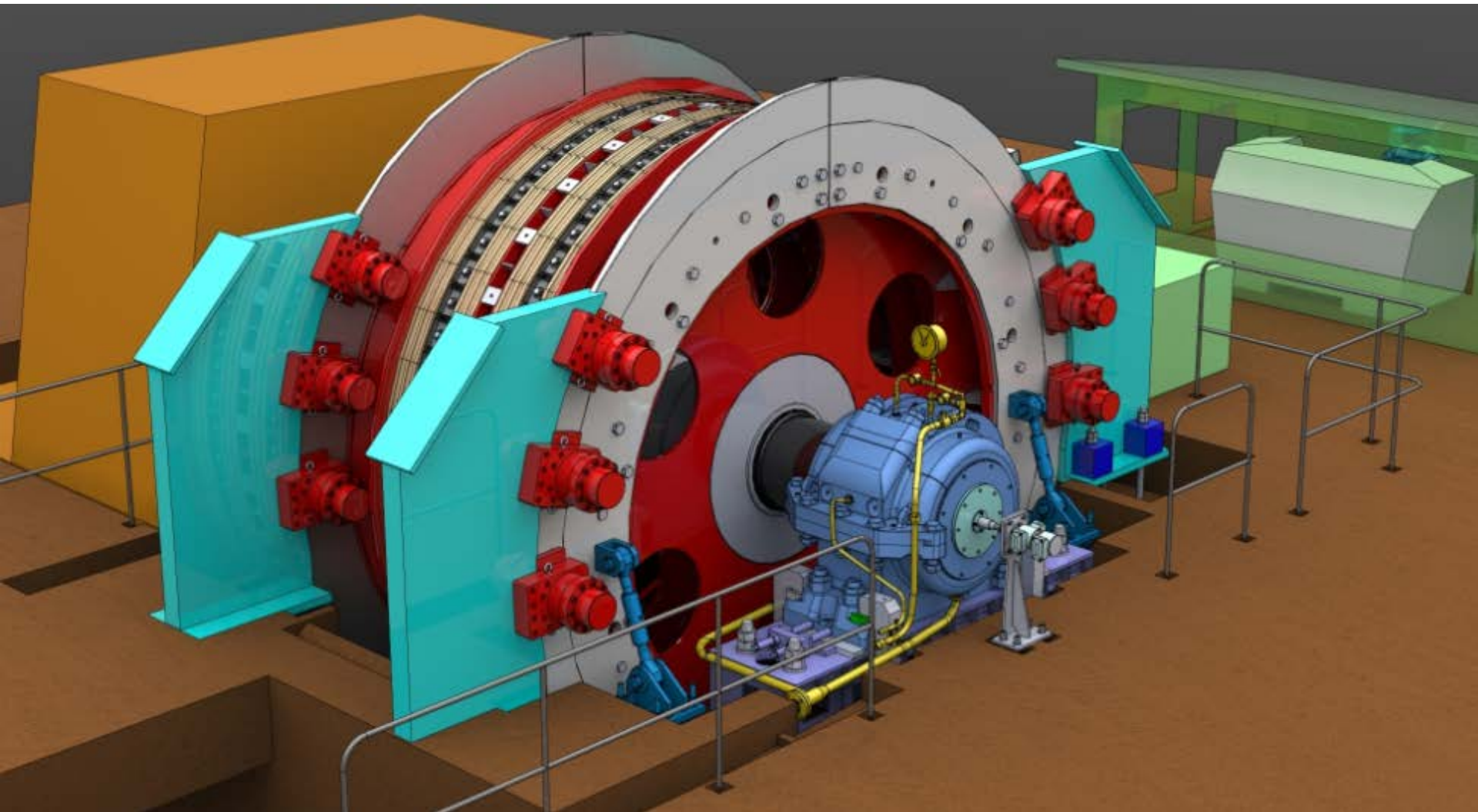
# Многоканатная подъемная машина

## МПМН – 4х4

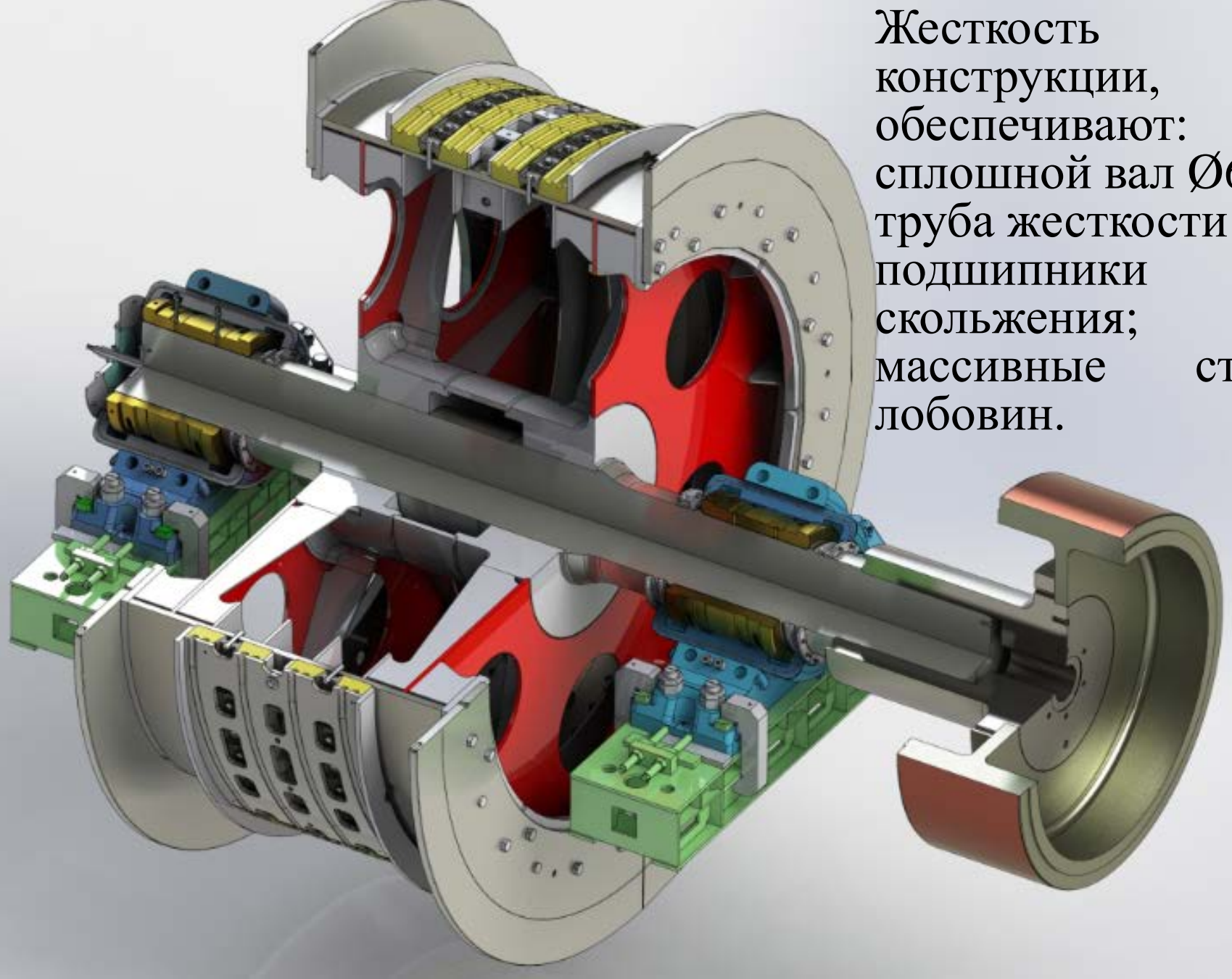


ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ МАШИНЫ: УЗЕЛ ГЛАВНОГО ВАЛА; ТОРМОЗНЫЕ  
УСТРОЙСТВА; ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ; МАСЛОСТАНЦИЯ; ПУЛЬТ  
УПРАВЛЕНИЯ





ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ МАШИНЫ: УЗЕЛ ГЛАВНОГО ВАЛА; ТОРМОЗНЫЕ  
УСТРОЙСТВА; ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ; МАСЛОСТАНЦИЯ; ПУЛЬТ  
УПРАВЛЕНИЯ



Жесткость конструкции, обеспечивают: сплошной вал  $\text{Ø}620\text{мм}$ ; труба жесткости; подшипники скольжения; массивные ступицы лобовин.

Зазор между ротором и статором  $\leq 5\text{ мм}$ .

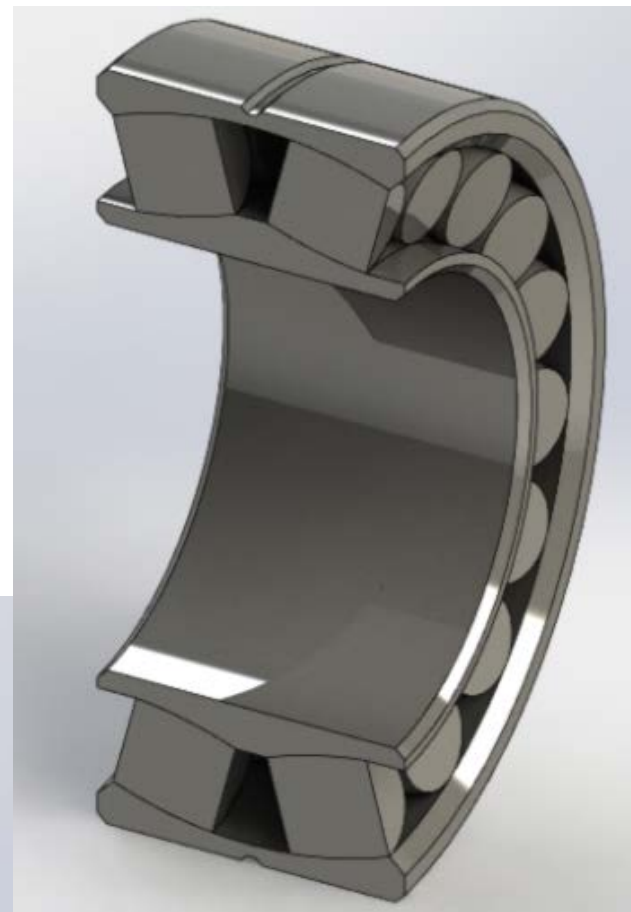
*Недостатки конструкции, разработанной  
«НКМЗ»:*

- 1) низкий срок службы подшипников скольжения (длинные подшипники скольжения; подшипники выходят из строя из-за биения);
- 2) завышенная масса коренной части барабана.

**Техническая идея** — заменить подшипники скольжения на подшипники качения радиального типа, сделать вал пустотелым.

Для этого необходимо оценить влияние конструктивных параметров на прогибы вала, что является **актуальной научной задачей**.

В качестве конструктивных параметров: тип подшипников вала и диаметр внутренней полости вала.



## *Цель работы*

Разработать рекомендации по  
конструированию коренного вала с  
консольной подвеской ротора двигателя

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

1. Определить радиальные перемещения ротора двигателя барабана шахтной подъемной машины МПМН-4х4 при замене подшипников скольжения на подшипники качения.

2. Определить диаметр внутренней полости вала из условия допустимых радиальных перемещений ротора двигателя.

# *Задача 1*

**1.1** Разработка КЭ модели барабана шахтной подъемной машины МПМН-4х4 с консольной подвеской ротора.

**1.1.1** Разработка модели подшипника:

-определение сближений аналитическим путем - тестовый пример;

- определение формы ролика подшипника;

- определение шага КЭ сетки;

- определение жесткости упругого основания.

**1.1.2** Сборка КЭ модели барабана.

**1.2.**Определение радиальных перемещений ротора.



## ***1.1.1 Разработка модели подшипника.***

### ***Определение сближений аналитическим путем- тестовый пример***

Полуширина полосы контакта для цилиндров:

$$b = 1,128 \cdot \sqrt{\mu \cdot q \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}},$$

где:  $\mu$ - упругая постоянная соприкасающихся тел, ( $\text{Па}^{-1}$ );

$q$  – удельная нагрузка, что действует на ролик подшипника,  $\text{Н/м}$ ;

$R_1, R_2$  – радиусы соответственно ролика и обода подшипника качения,  $\text{мм}$ .

$$b = 1,3(\text{мм})$$

Сближение соприкасающихся тел для цилиндров по Биргеру:

$$\delta = \frac{2 \cdot q}{\pi} \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot R_1}{b} - 0,107 \right) + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot R_2}{b} + 0,407 \right) \right],$$

где:  $\nu_1, \nu_2$  - коэффициенты Пуассона первого и второго тел;

$E_1, E_2$  - модули упругости первого и второго тел.

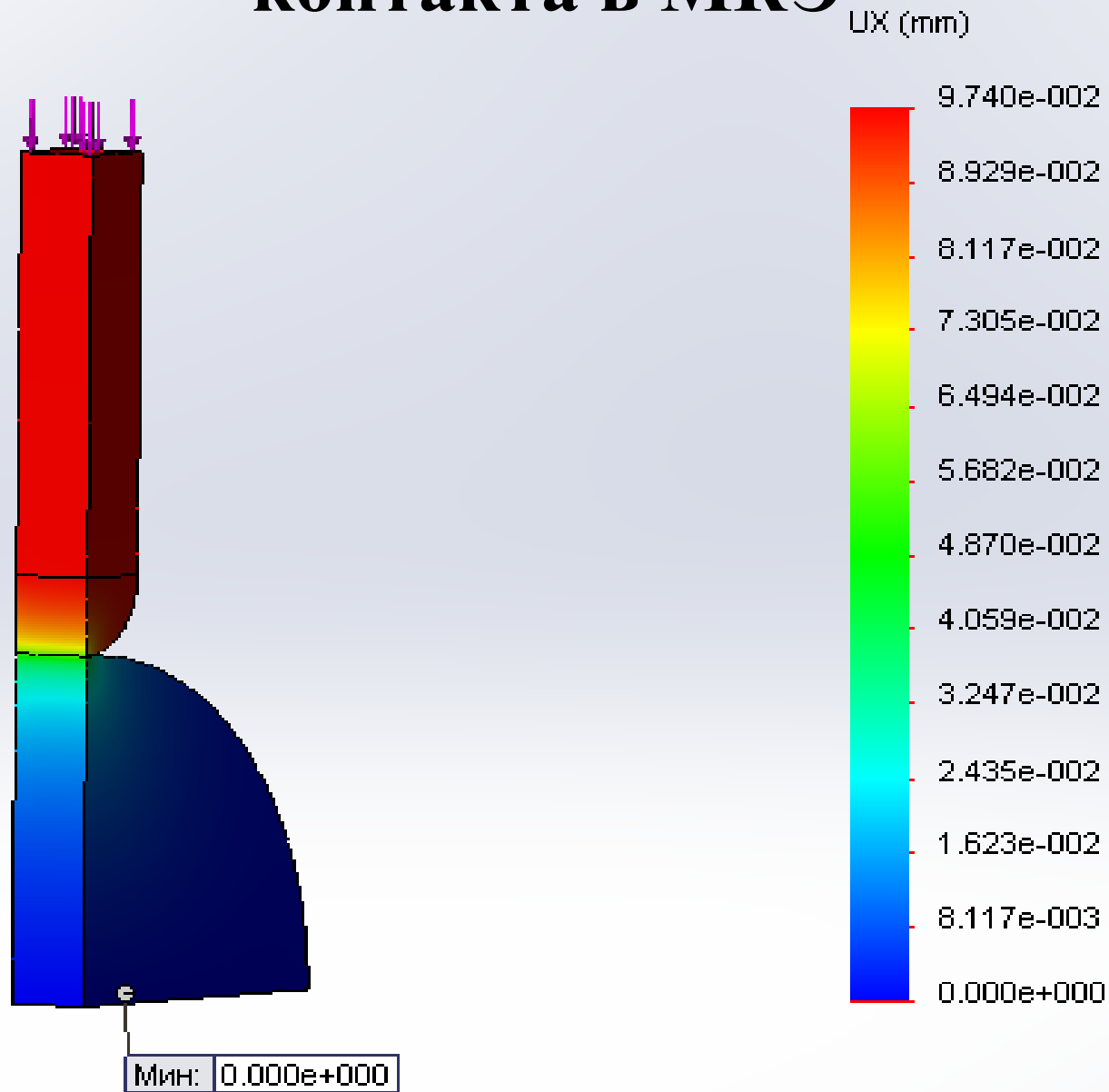
$$\delta = 0,11 \text{ (мм)}$$

# *Определение формы ролика подшипника при его деформации*

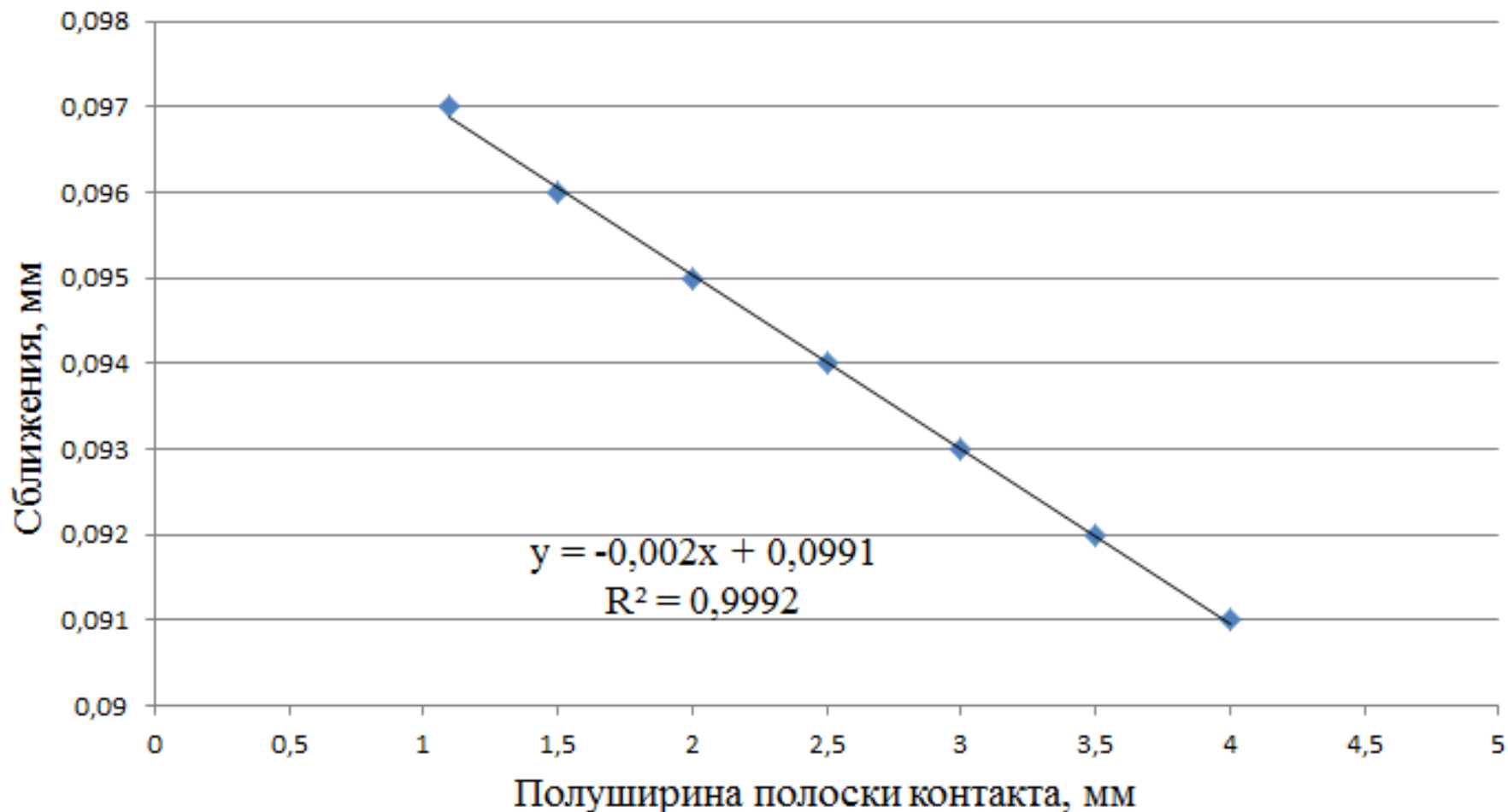
Аналитическим путем определен размер полуширины полосы контакта ( $b = 1,3\text{мм}$ ).

Далее определяем это значение при помощи МКЭ.

# Определение полуширины полосы контакта в МКЭ



# Зависимость сближений от размеров полуширины полосы контакта

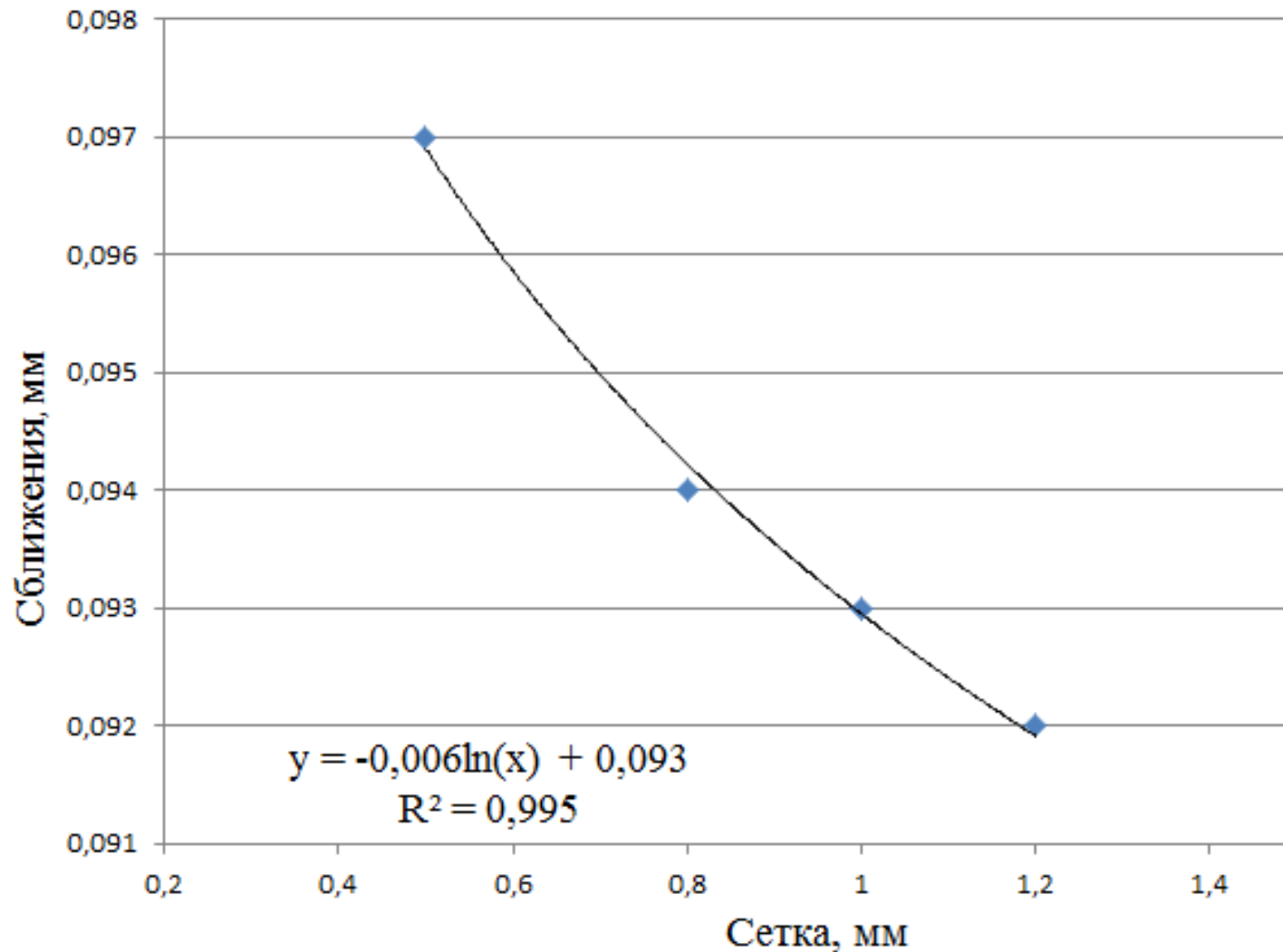


Из анализа, полученного аналитическим путем и МКЭ следует, что размер полуширины полоски контакта равен 1,3 мм.

# *Определение шага конечно-элементной сетки*

Определяем шаг конечно-элементной сетки МКЭ путем подбора оптимального значения сетки.

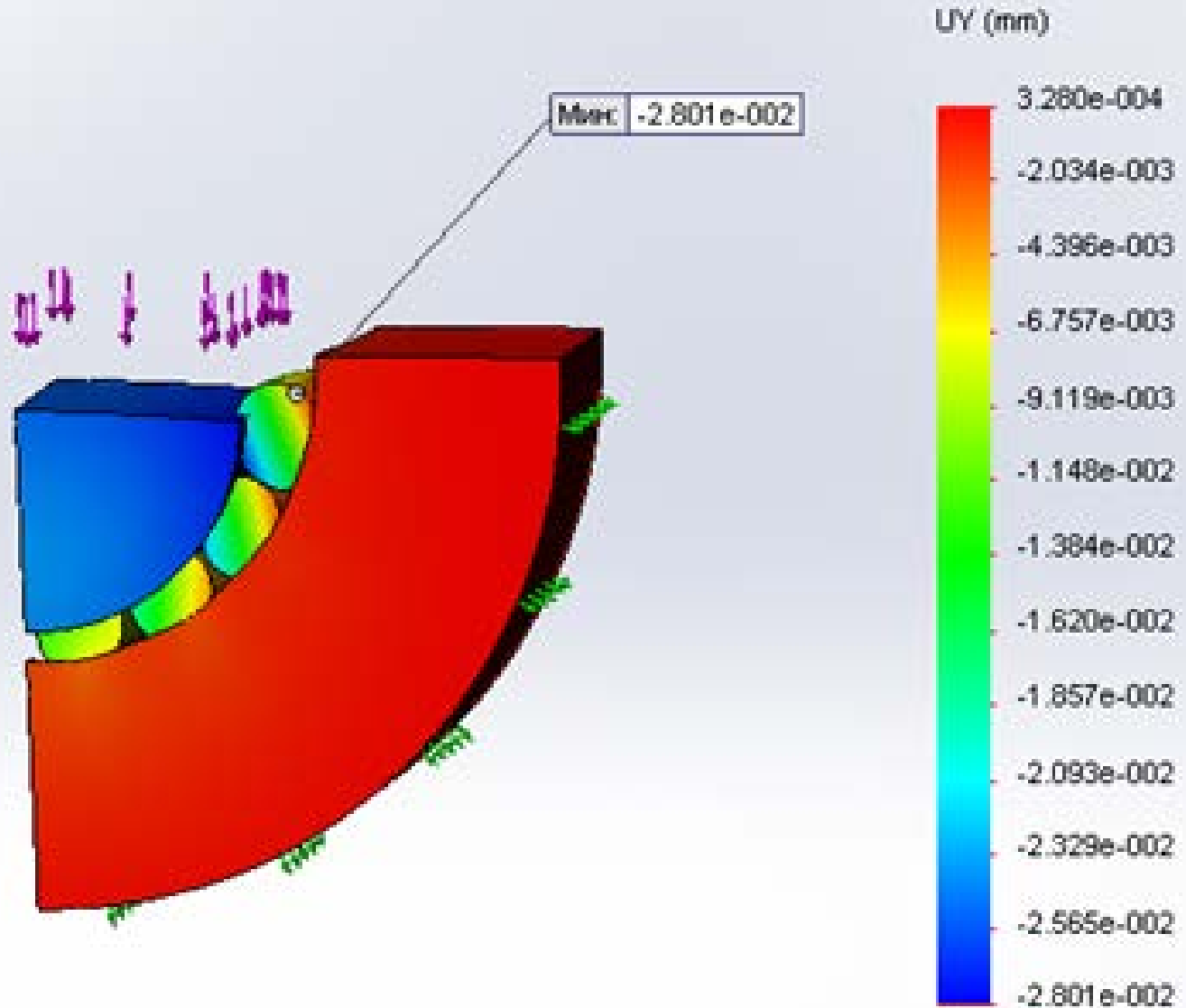
# *Зависимость сближений от шага сетки*





Проведя расчет в SolidWorks Simulation с полушириной полоски контакта 1,3 мм и шагом сетки 0,5 мм установлено, что значение сближения определено с погрешностью 6,3 % (от аналитических), что является допустимым.

# Сближение бочкообразных роликов и кольца в подшипнике качения



# Определение жесткости упругого основания

$$C = \frac{P}{\delta_{\text{п}}},$$

где  $P$  – действующая сила на подшипник, Н;

$\delta_{\text{п}}$  – сближение в подшипнике качения.

$$C = 1,357 \cdot 10^{10} \text{ (Н/м)}$$

## 1.1.2 Сборка конечно-элементной модели барабана

Для построения конечно-элементной модели были приняты следующие *граничные условия*:

усилие натяжения грузенной ветви – 770 (кН);

усилие натяжения порожней ветви – 520 (кН);

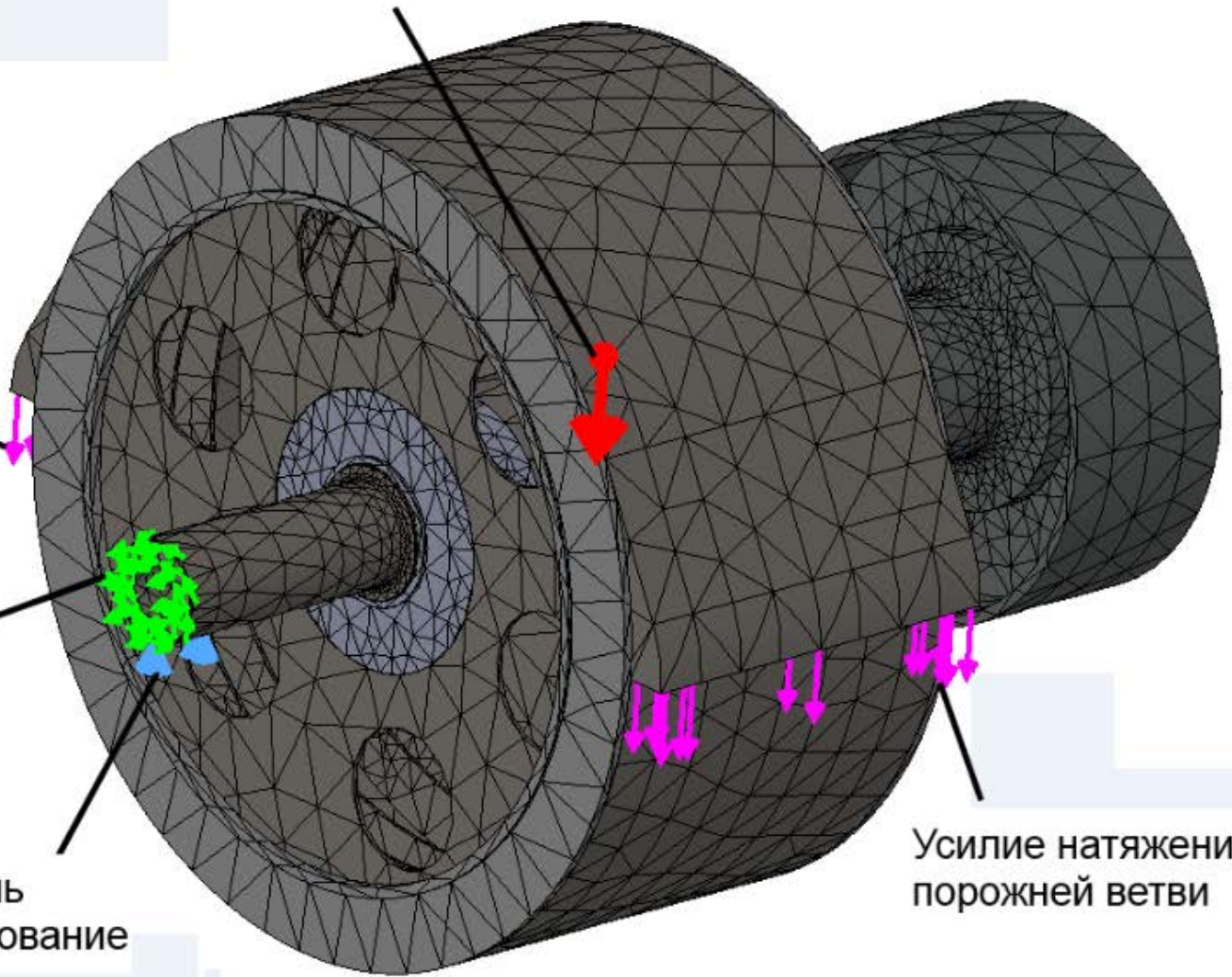
сила тяжести барабана;

запрет осевых и окружных перемещений;

соединитель упругое основание –

$$C = 1,357 \cdot 10^{10} \text{ (Н/м)}$$

Сила тяжести

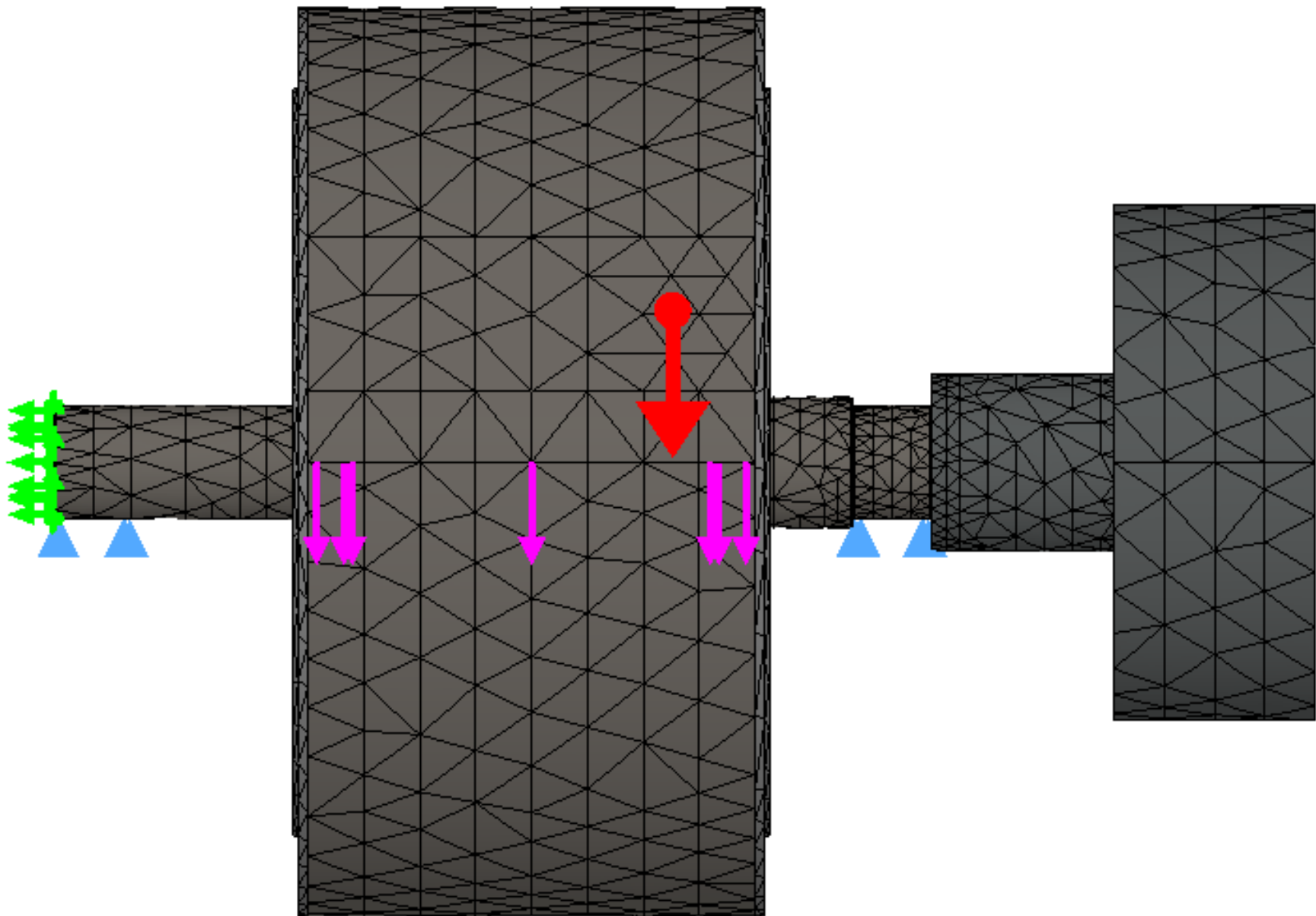


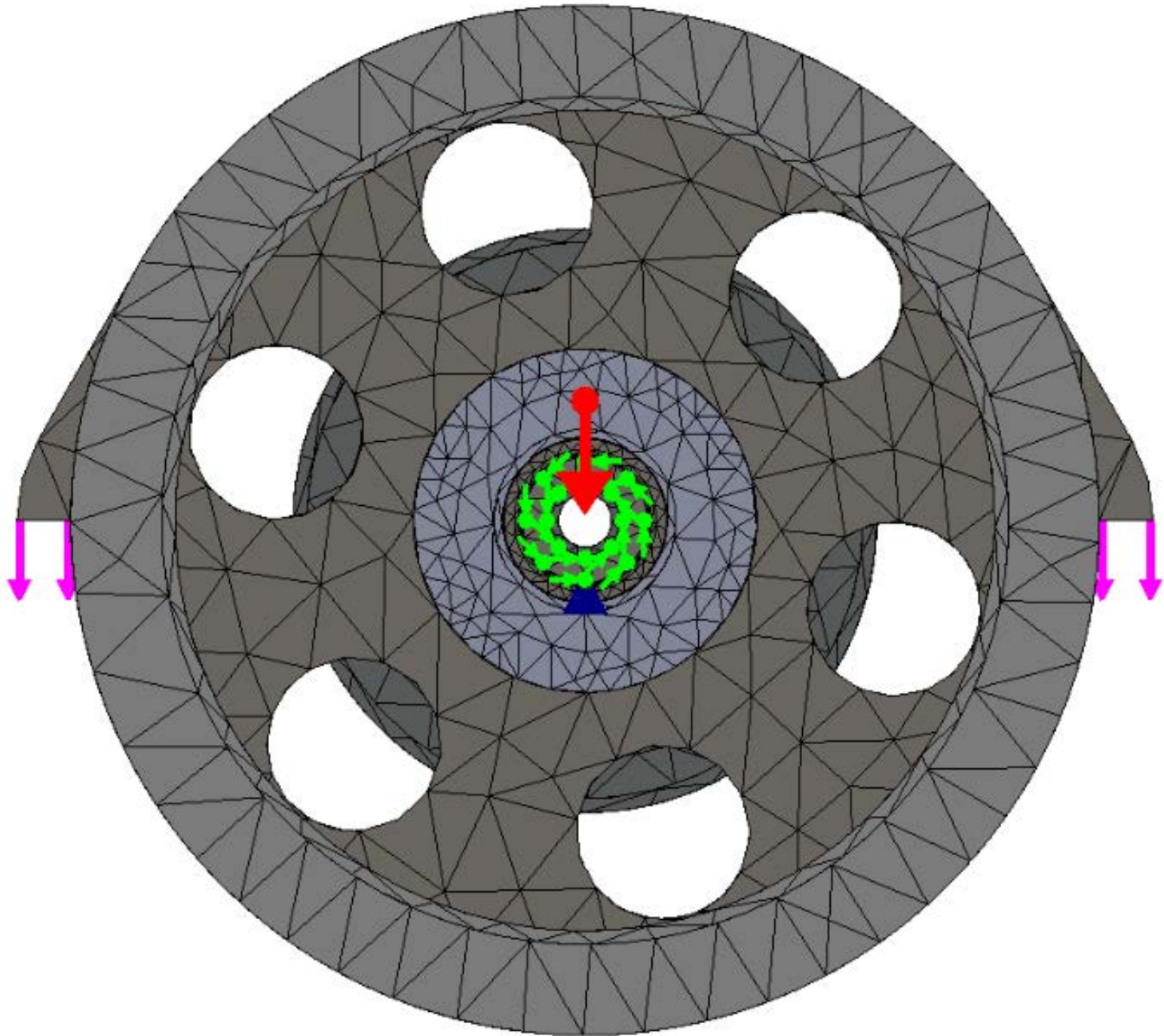
Усилие натяжения грузной ветви

Запрет осевых и окружных перемещений

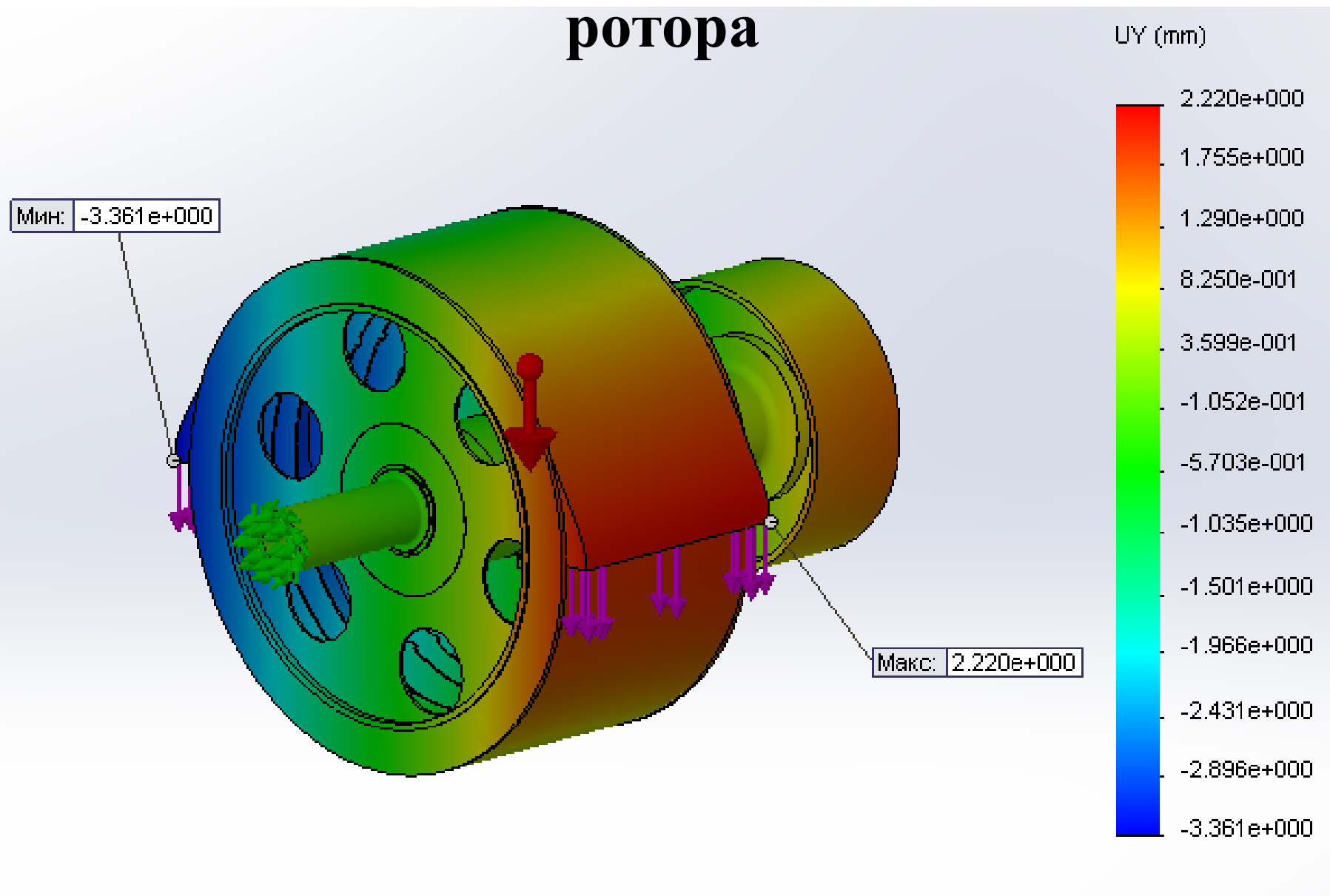
Соединитель упругое основание

Усилие натяжения порожней ветви



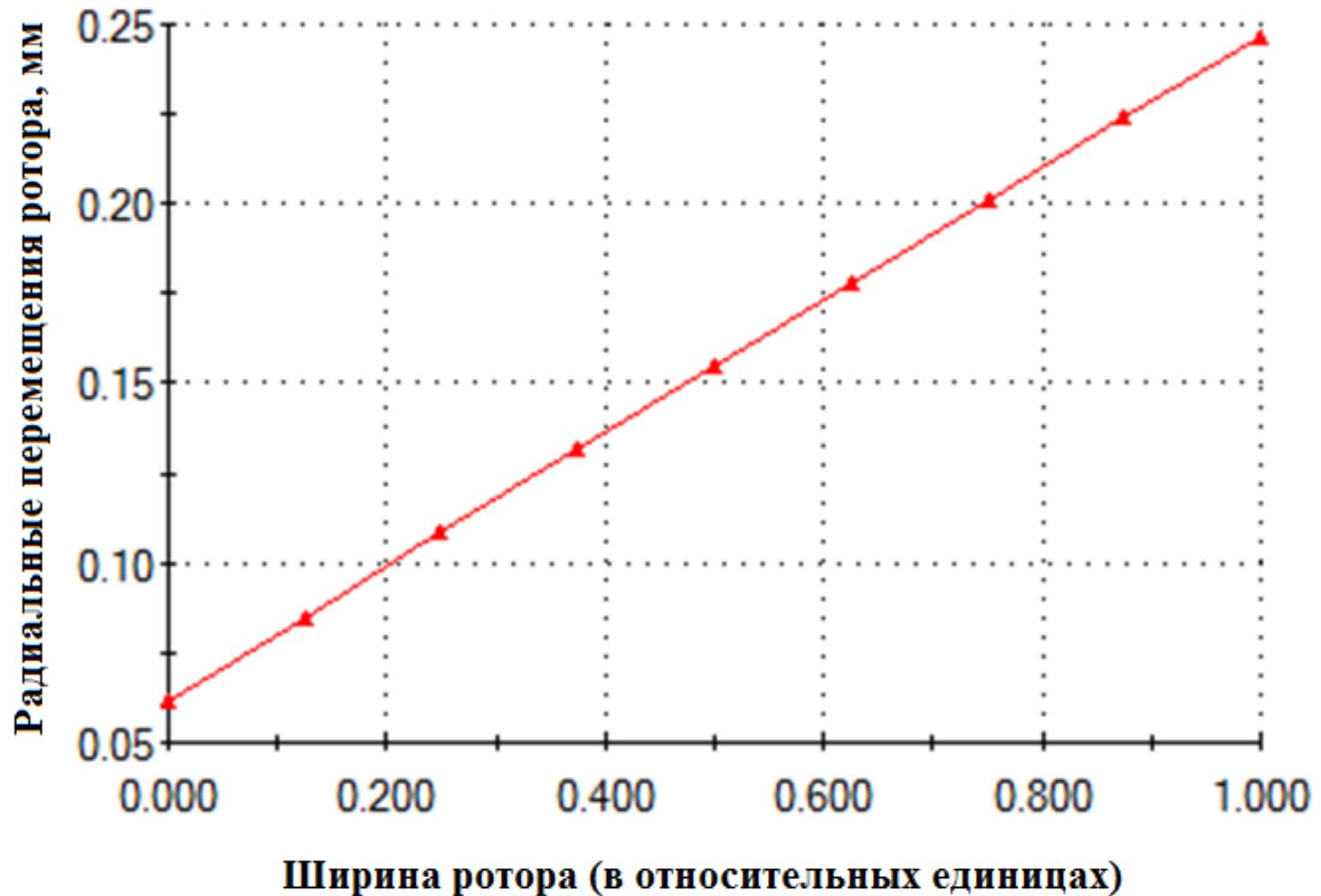


# 1.2 Определение радиальных перемещений ротора





# Изменение радиальных перемещений ротора по его ширине



# Выводы по задаче №1

1. Аналитический расчет показал, что сближения составляют 0,11 мм.

2. Расчет МКЭ показал, что размер полуширины полосы контакта равен 1,3 мм. Зависимость сближений от размеров полуширины полосы контакта описывается уравнением:

$$y = -0,002x + 0,0991.$$

3. Зависимость сближений от шага сетки описывается уравнением:

$$y = -0,006 \ln(x) + 0,093.$$

Определен оптимальный шаг сетки – 0,5 мм.

# Выводы по задаче №1

4. Был выполнен расчет узла коренного вала с заменой подшипников на упругое основание с жесткостью, определенной ранее.

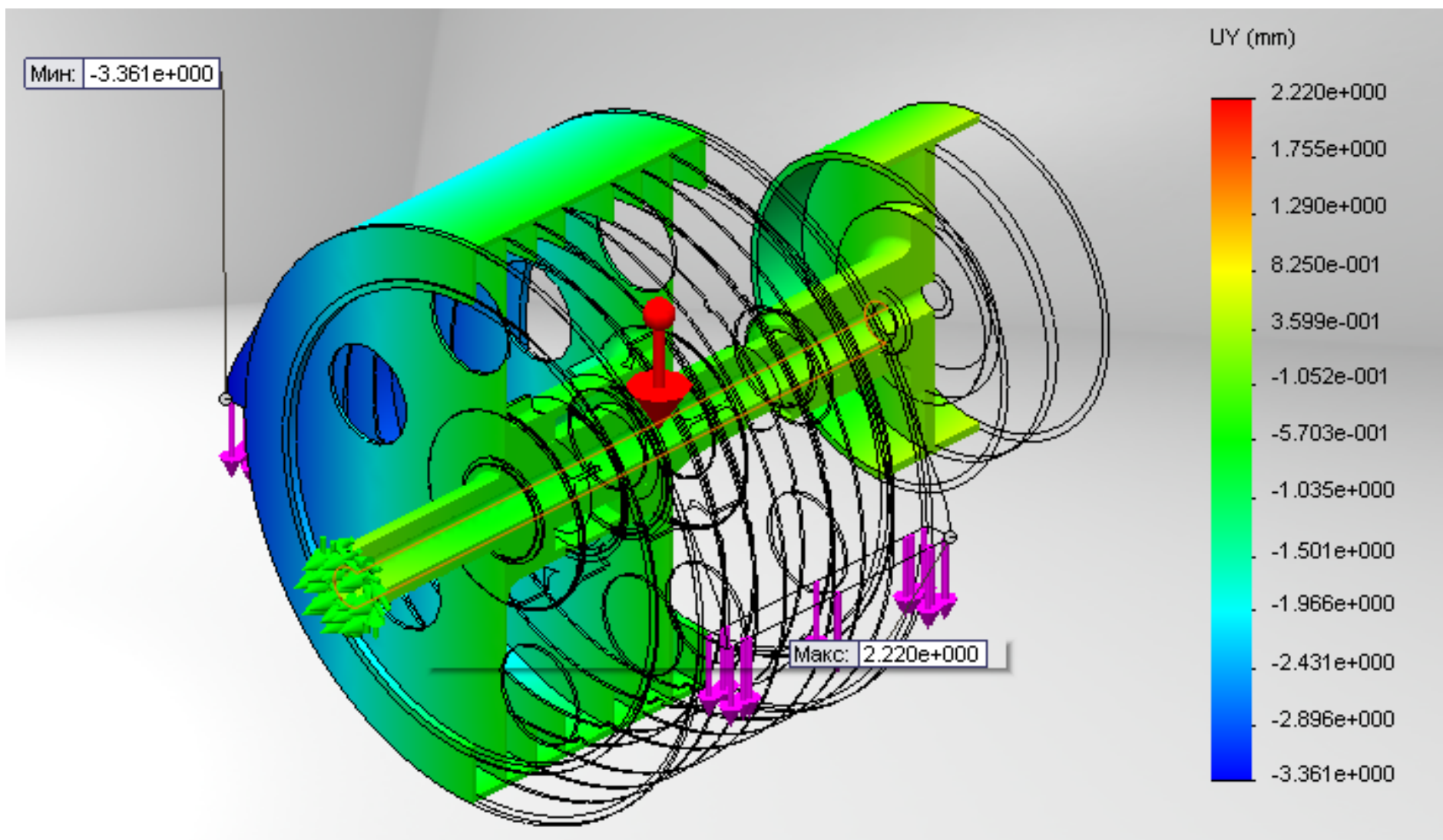
5. Значения радиальных перемещений ротора в конструкции шахтной подъемной машины МПМН – 4х4 с подшипниками качения не превосходят 0,25 мм.

## Задача 2

*Постановка задачи* – определить зависимость диаметра внутренней полости вала от его массы и допустимых радиальных перемещений ротора двигателя.

*Метод решения* – конечно–элементный анализ посредством SolidWorks Simulation.

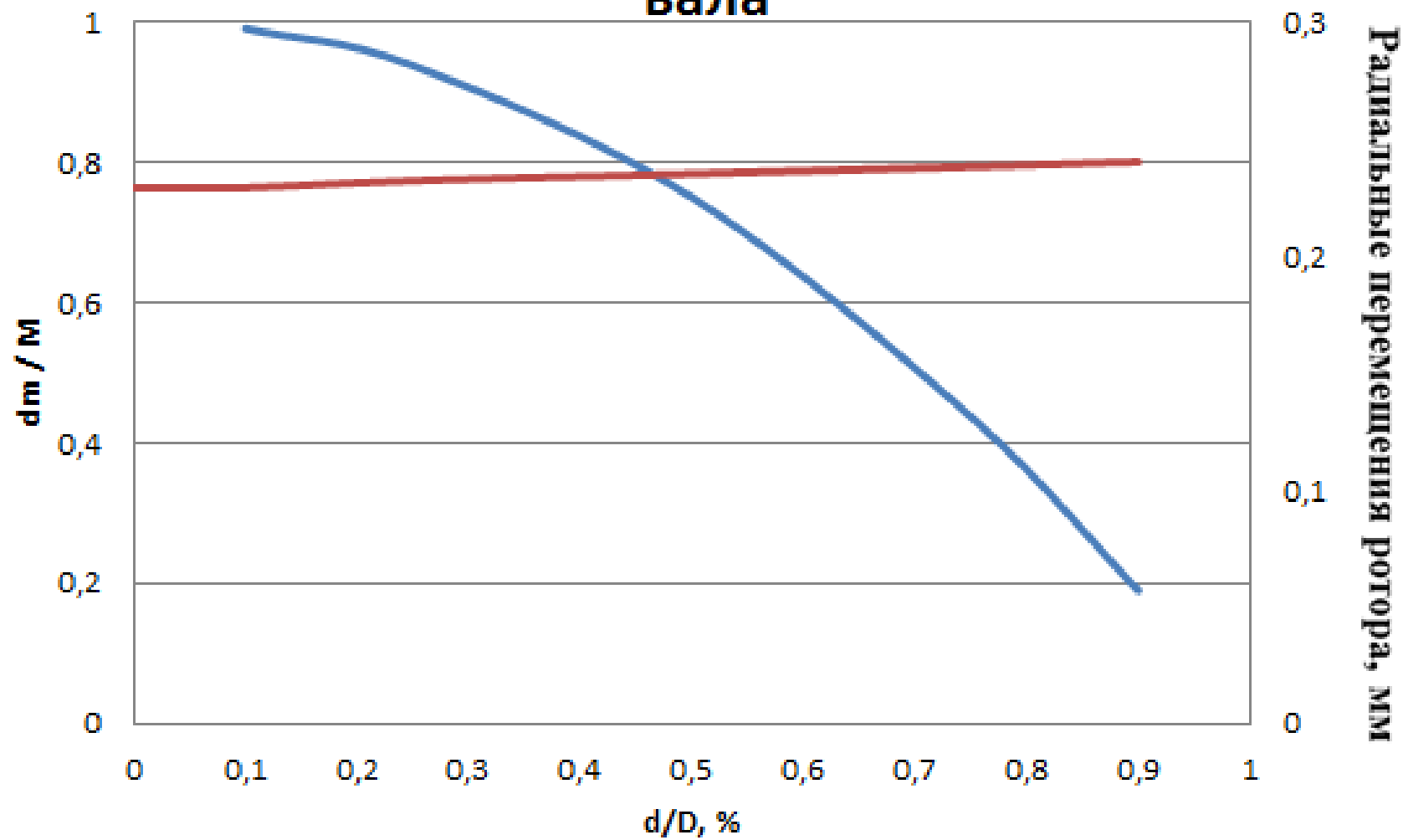
# НДС барабана с полым валом



Даже при максимальном диаметре полости ( $2/3$  от минимального диаметра), радиальные перемещения ротора находятся в пределах  $0,24 - 0,25$  мм, что является допустимым.

Принимаем полость  $\text{Ø}264$  мм ( $2/3$  от минимального диаметра). Таким образом добиваемся снижения металлоемкости вала на  $20 - 25$  %.

# Зависимость изменения массы и перемещения ротора от диаметра полости вала



## *Выводы по задаче 2*

1. График показывает, что при увеличении диаметра полости вала уменьшается масса вала, при этом радиальные перемещения ротора фактически не меняются (в пределах 0,24–0,25 мм).
2. Принимаем полость  $\text{Ø}264$  мм.
3. Выполнив конструкцию вала с полостью, можно добиться снижения металлоемкости до 20 – 25 %.



**Доклад окончен.**

**Спасибо за внимание!**