

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО
(підпис)
_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Розробка та розрахунок на міцність елементів вільновихрового насоса.

Здобувача групи КМ.м-21 БРАЖНІКА Богдана Анатолійовича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Богдан БРАЖНІК
(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Наталія СОВЕНКО _____
(підпис)

ЗМІСТ

Вступ

1. Вибір конструктивної схеми

- 1.1. Опис конструкції вибраного насоса
- 1.2. Модельний розрахунок проточної частини насоса
- 1.3. Розрахунок гідродинамічних сил
- 1.4. Розрахунок насоса на кавітацію
- 1.5. Розрахунки з вибору приводу насоса
- 1.6. Висновок

2. Розрахунок на міцність

- 2.1. Розрахунок конструкції валу
- 2.2. Розрахунок кінцевого ущільнення вала
 - 2.2.1. Вибір типу ущільнення
 - 2.2.2. Розрахунок потужності, споживаної в ущільнення
- 2.3. Розрахунок вала
 - 2.3.1. Розрахунок реакцій в опорах
 - 2.3.2. Наближений розрахунок вала
 - 2.3.3. Перевірочний розрахунок вала
- 2.4. Розрахунок шпонкового з'єднання
 - 2.4.1. Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом
- 2.5. Вибір муфти крутного моменту
- 2.6. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність
- 2.7. Висновок

3. Програмний комплекс ANSYS в інженерних задачах

- 3.1. Загальна структура ANSYS CFX
- 3.2. Висновок

4. Чисельний розрахунок параметрів

- 4.1. Висновок

Висновки

Перелік посилань

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 64 с., 22 рисунків, 7 таблиць, 13 літературних джерел.

Тема випускної роботи бакалавра «Розроблення вільновихрового насоса з параметрами: подача $Q=25\text{м}^3/\text{год}$; напір $H=25\text{м}$.».

Графічні матеріали – 2 листи формату А1: монтажне креслення електронасосного агрегату, складальне креслення вільновихрового насоса СВН 25/25.

Мета роботи – розробка вільновихрового насоса СВН 25.

Відповідно до поставленої мети було виконано:

- розрахунок РК
- визначено гідродинамічні сили, що діють на ротор насоса;
- розвантаження осьової сили шляхом використання радіальних лопаток-імпеллерів;
- розрахунки вала на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки насоса;
- підбір електродвигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- програмний комплекс ANSYS в інженерних задачах,
- загальна структура ANSYS CFX.

ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, НАПІВВІДКРИТЕ РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ, МІЦНІСТЬ, МОДЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК, ANSYS, SOLID WORKS, MATHCAD.

ВСТУП

Розробка вільновихрового насосу є актуальною проблемою в сучасній гідродинаміці. Цей тип насосів використовується для перекачування рідини з високими показниками в'язкості та температури. Одним з головних переваг вільновихрових насосів є їх ефективність та низький рівень шуму.

Для створення ескізу вільновихрового насосу використовується програмне забезпечення Solid Works, що дозволяє створювати детальні 3D-моделі з високою точністю.

Після створення ескізу, проводиться розрахунок в системі Ansys, що дозволяє визначити оптимальні параметри насосу та провести аналіз його роботи в різних умовах.

Розробка вільновихрового насосу є складним та багатоетапним процесом, який потребує високої кваліфікації та досвіду у гідродинаміці та програмному забезпеченні. Однак, результатом такої роботи є створення ефективного та надійного насосу, який зможе задовольнити потреби різних галузей промисловості та сфери енергетики.

1. ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Темою дипломного проекту є: проектування лопатевого насоса при роботі на забруднену воду. Проаналізувавши типи насосів було прийнято рішення вибрати насос СВН, так як він найбільше задовільне наші потреби. Вільно вихрові насоси одні з найпоширеніших типів насосів, які пристосовані для перекачування рідин що містять гідросуміші, забруднених рідин, гази які містять тверді та волокнисті речовини.

Рисунок 1 – Вільновихровий насос



Конструкція СВН зі специфічною проточною частиною є найбільш підходящим і ефективним у порівнянні з другими типами насосів, при роботі на перекачування рідин з різними домішками. Вільновихрові насоси части застосовуються в господарстві для перекачування ґрунтових і стічних вод, також для гідротранспорту органічних добрив, у виробництві насоси використовують для перекачування сиропів, суспензій, соків та інших продуктів.

Перевагами даного типу насосів являється:

1. Проста конструкція та невелика вага
2. Висока надійність
3. Легкість в експлуатації
4. Довговічність роботи на гідросумішах

На сьогоднішній день велика кількість компаній нашої країни та країни Європи випускають вільно вихрові насоси, також ці компанії знаходять все більше способів

застосування в різних галузях господарства та промисловості.

Одним з найголовніших пунктів вибору насосу є загальна вартість його життєвого циклу (LCC) він є основним показником економічного використання. Життєвий цикл насосу включає в себе: повну вартість насосного обладнання за весь час експлуатації (придбання і монтаж, ремонт і демонтаж насосної установки, витрати на обслуговування). Одне з головних завдань аналізу життєвого циклу полягає не в купівлі дешевого обладнання а в використанні найбільш надійного і енергоефективного обладнання з мінімальними експлуатаційними витратами.

Ключове значення в витратах мають статичні і динамічні витрати, так як вони мають ключове значення для ефективної і безперебійної роботи насоса. Ключове завдання полягає в тому щоб придбати таке обладнання яке буде енергоефективним і при цьому забезпечить мінімальні витрати на ремонт та обслуговування в процесі його використання.

Вільновихрові насоси почали вивчати у 50-х роках ХХ століття. В даний час широке поширення одержали три конструктивні схеми СВН: Wemco, Turo та Seka.

Конструкція насосу Wemco передбачає використання осьового підводу, тангенціального відводу та вільно вихрового робочого колеса, що розташоване у розточці корпусу насоса.



Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос «Wemco»

а) конструкція насосу; б) робочий процес

Також у насос має вільну камеру між робочим колесом, розташованим у ниші корпусу і передньою кришкою насоса. Робоче колесо виконане за типом робочого

колеса гідромуфти, однак ці насоси забезпечують високу надійність при гідротранспортуванні матеріалів високої крупності. Провівши дослідження було виявлено, що гранична корисна потужність насосів типу «Wemco» досягається при коловій швидкості насоса 26 м/с, що забезпечує напір близько 32 м. Якнаслідок ККД даного типу насосів низький і не перевищує 35%.

Згодом за допомогою 170 випробувань, Е. Еггером було знайдено нове конструктивне рішення – вільно вихровий насос типу «Turo», що відрізняється від

«Wemco» розташуванням робочого колеса виключно у розточці корпуса. Це призвело до збільшення вільної камери, як наслідок збільшення взаємодії робочого колеса з рідиною. ККД даного типу насосів підвищилось до 50%

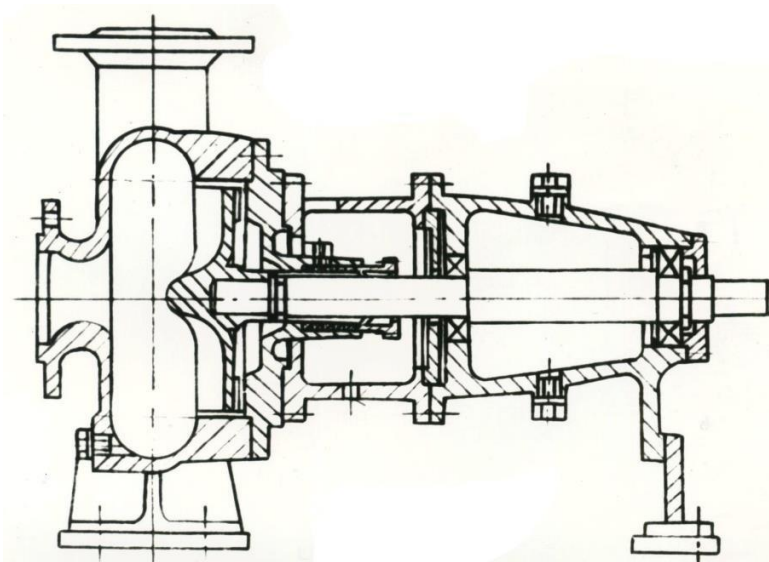


Рисунок 1.2 – Вільновихровий насос типу «Turo»

За основу насосу «Seка» було взято принцип висування робочого колеса з корпуса у вільну камеру, що приводить до збільшення напору і ККД насосу. Робоче колесо даного типу насосів не обмежується периферією і висунуте у вільну камеру, рідина що виходить з робочого колеса спрямована безпосередньо увідвід. Проте застосування цих насосів обмежено через можливе закупорення продуктом що перекачується, особливо при перекачуванні рідин що містять волокнисті речовини.

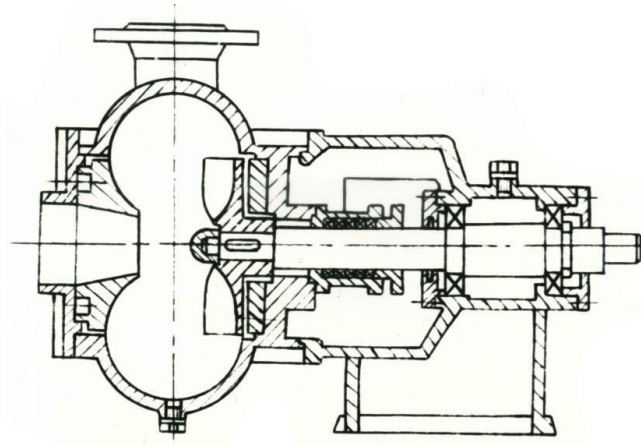


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Розглянуті схеми вільно вихрових насосів являються основними, за цими схемами виготовляють вільновихрові насоси. Також ще існує декілька модифікованих варіантів.

Конструктивну схему насосу необхідно обирати з урахування умов використання та властивостей рідини що буде перекачуватися. Найбільш універсальним та широко використовуваним в країнах Європи конструктивна схема СВН «Turo», який забезпечує мінімальне ушкодження продукту, що перекачується, і практичну незакупорюваність проточної частини при високій економічності.

1.1. Опис конструкцій вибраного насоса

Однією з особливостей вільно вихрових насосів є вільна камера перед робочим колесом.

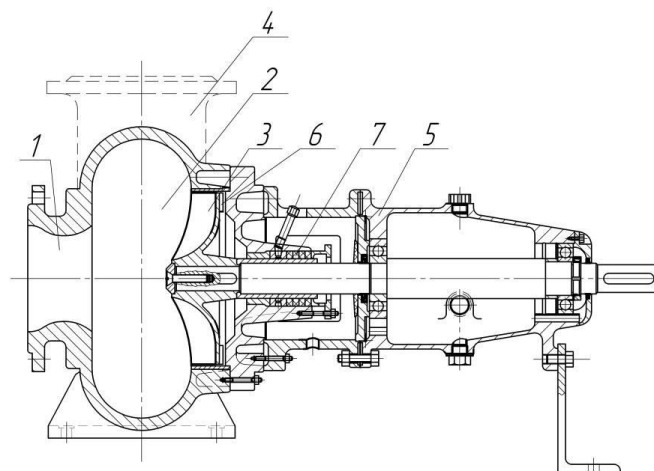


Рисунок 2.1 – Вільновихровий насос типу “Turo”

Якщо розглядати принцип дії даного насоса то він заключається в тому що: рідину зі всмоктуючого патрубку (1) надходить у вільну камеру (2), за якою розташоване робоче колесо (3) і під дією відцентрової сили переходить до його периферії. Одна частина рідини надходить у відвід а друга, повертається до входу в робоче колесо (РК) втрачаючи енергії. У вільній камері відбувається вихровий обмін між потоком що надходить зі всмоктувального патрубка і вихідним потоком з робочого колеса. При переміщуванні даних потоків, рідина у камері закручується в однаковому напрямку з напрямком руху РК і проходить у напірний патрубок (4).

Із цього виходить що РК даного типу насосу контактує не з усім продуктом транспортування, а тільки з його частиною. Тому ця особливість робочого процесу насосу привертає увагу спеціалістів, які звертають увагу на проблеми збереження транспортованих матеріалів і продуктів.

Насос має уніфіковану стійку (5). Осьове зусилля в насосі врівноважується за допомогою імпеллерів (6). Ротор насоса демонтується з боку з'єднувальної муфти, виконаної із застосуванням проміжної проставки. У насосі також можуть використовуватися сальникові (7) або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може бути виготовлена з чавуну, бронзи, сталі, іноді її виготовляють за допомогою гумованої резини.

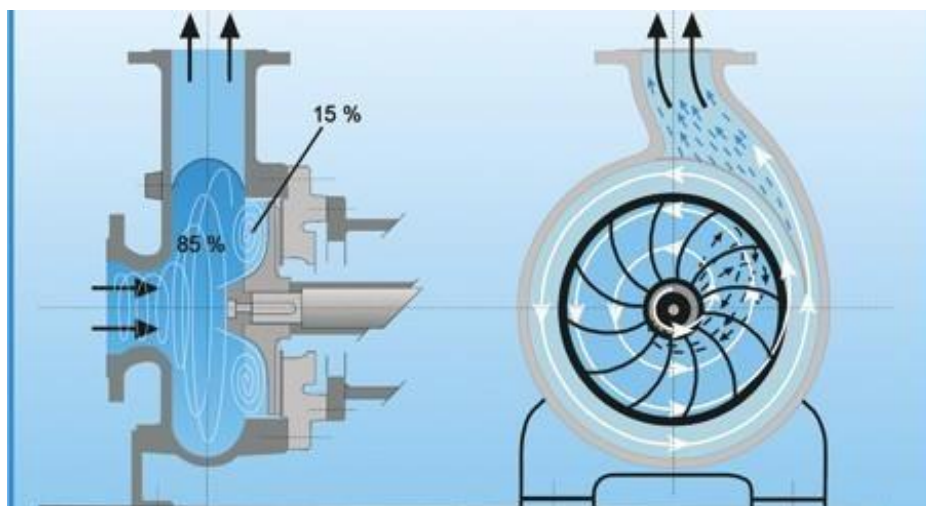


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туро»

Вільновихрові мають найчастіше використовують при необхідності перекачування рідини з великим вмістом абразивних і волокнистих включень і газоподібних бульбашок, окрім цього дані типи насосів використовують для

перекачування промислових і побутових стоків. У цьому випадку насоси типу СВН забезпечують значно більшу довговічність та надійність роботи у порівнянні з відцентровими насосами що мають традиційну конструкцію, але СВН поступаються по ККД відцентровим насосам.

Окрім цього, СВН є набагато простішими у виготовленні, тому що лопаті їх робочих коліс являють собою плоскі пластини, а відводи, як правило, є кільцевими.

Також насоси даного типу мають високу надійність при перекачуванні газоподібних сумішей зі вмістом газу до 50%, великих абразивних включень розміром до 0,8 ширини вільної камери, висота всмоктування такого типу насосів досягає 8 м., а також СВН мало чутливі до кавітації. За своєю конструкцією СВН одна з найпростіших і найдешевших, що може працювати на суміші рідини і газу, а також подача даного типу насосів менше залежить від протитиску мережі на яку працює.

Конструкція СВН з особливою проточною частиною є найбільш ефективною в порівнянні з іншими типами насосів при перекачуванні рідин з різними домішками.

1.2. Модельний розрахунок проточної частини насоса

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до виконання дипломного проекту.

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	25	м ³ /год
Напір (H)	25	м
Густина рідини (ρ)	1075	кг/м ³
Частота обертання (n)	3000	об/хв

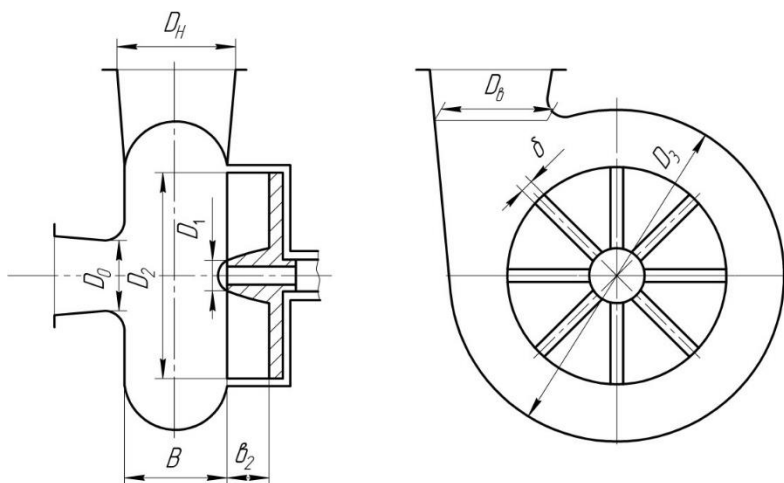


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Turo"

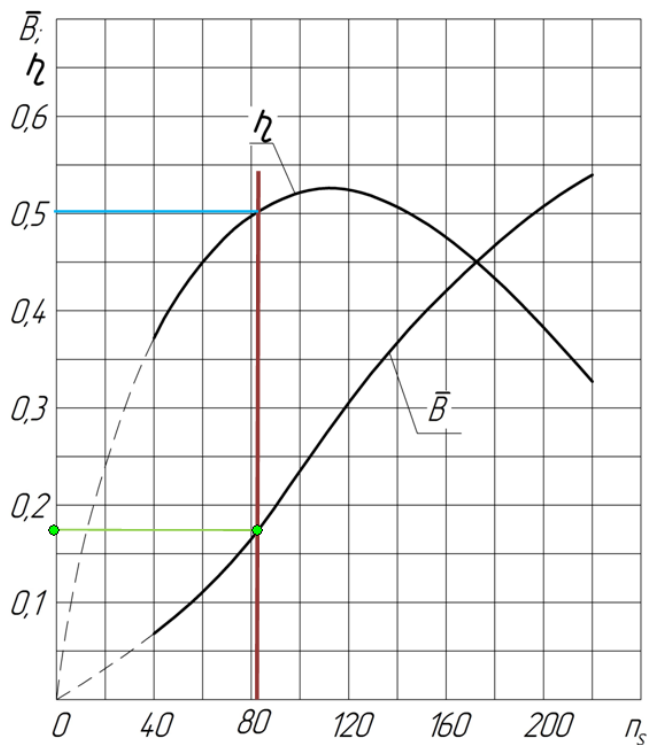
1. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності насоса.

$$\eta_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{z}$$

Н4

$$\eta_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0069}}{25^4} = 81,35$$

2. Знаходимо КПД і відносну ширину вільної камери.



$$\eta = f(n_s) = 0,5 \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,17$$

3. Задаємо співвідношення основних розмірів робочого колеса:

$$\bar{D} = 200 \text{ (мм)} = 0,2 \text{ (м)}$$

$$\bar{b}_2 = 0,17$$

$$z = 10$$

$$\delta=0,02$$

4. Знаходимо F_1 .

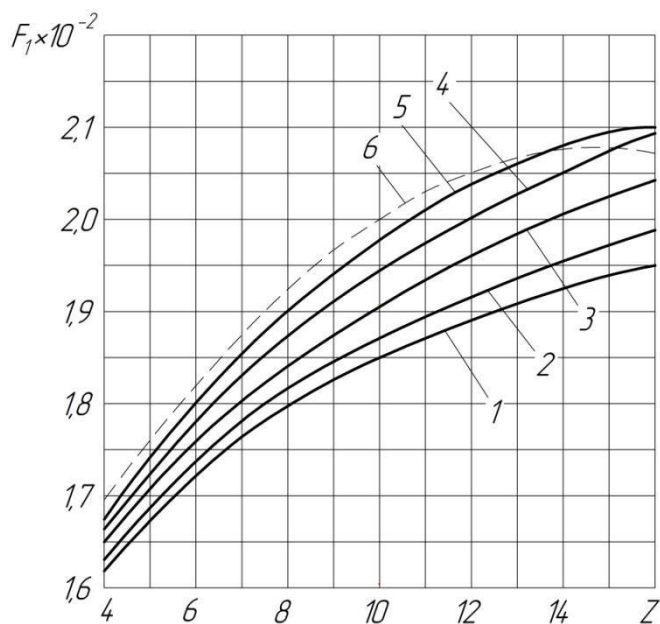


Рисунок 3.3 – Зависимость функции F_1 от числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$

: 1 $\bar{\delta} = 0,005$; 2 $\bar{\delta} = 0,01$; 3 $\bar{\delta} = 0,02$; 4 $\bar{\delta} = 0,03$; 5 $\bar{\delta} = 0,04$; 6 $\bar{\delta} = 0,05$

$$F_1 = 1,91 \times 10^{-2}$$

5. За графіком знаходимо F_2 .

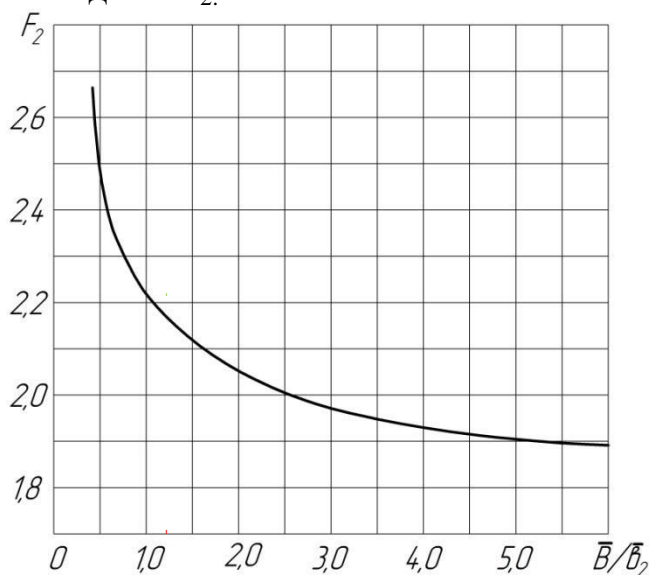


Рисунок 3.4 – Зависимость функции F_2 от отношения

$$\bar{B}/\bar{b}_2$$

$$\frac{\bar{B}}{\bar{b}_2} = \frac{0,17}{0,17} = 1$$

$$F_2 = 2,21$$

6. Розраховуємо діаметр робочого колеса.

$$D_n = \frac{A}{2} \times \sqrt{H}$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,95$$

$$K = 7,023 \times 10^{-3}$$

$$\eta = 0,52$$

$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \times \eta \times F_1 \times F_2} \right]$$

$$0,95 \quad 1/2$$

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \times 10^{-3} \times 0,52 \times 1,91 \times 10^{-2} \times 2,21} \right] = 78,5$$

$$D_2 = \frac{78,5}{3000} \times \sqrt{25} = 0,131 \text{ м} = 131 \text{ мм.}$$

7. Знаходимо абсолютні розміри робочого колеса.

$$D_1 = \bar{D}_1 \times D_2 = 0,2 \times 131 = 26,2 \approx 26 \text{ мм}$$

$$b_2 = \bar{b} \times D_2 = 0,17 \times 131 = 22,27 \approx 22 \text{ мм}$$

$$\delta = \bar{\delta} \times D_2 = 0,02 \times 131 = 2,62 \approx 3 \text{ мм}$$

8. Находимо ширину вільної камери.

$$B = \bar{B} \times D_2 = 0,17 \times 131 = 22,27 \approx 22 \text{ мм}$$

9. Приймаємо кільцевий відвід, основні геометричні розміри якого наступні.

$$D_3 = D_2 + B = 131 + 22 = 153 \text{ мм } D_B$$

$$= B = 22 \text{ мм}$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \times D_2 = 1,3 \times 131 = 170,3 \approx 170 \text{ мм}$$

$$\bar{D}_{\text{яз}} = 1,3$$

10. Знаходимо діаметр входу в насос.

$$K_{V0} = (0,2 - 0,25) \times \left(\frac{n_s}{100} \right)^{2/3}$$

$$81,35$$

$$K_{V0} = 0,225 \times \left(\frac{1}{100} \right) = 0,196$$

$$V_0 = K_{V0} \times \sqrt{2gH}$$

$$V_0 = 0,196 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 25} = 4,34 \text{ м/с}$$

$$D_0 = \sqrt[4]{\frac{Q}{\pi \times V_0}}$$

$$D_0 = \sqrt[4]{\frac{25}{3600 \times 3,14 \times 4,34}} = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$$

$$D_0 \geq B$$

11. Знаходимо потужність насосу в робочому режимі і підбираємо електродвигун

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \times \eta}$$

$$N = \frac{1075 \times 9,81 \times 25 \times 25}{1000 \times 3600 \times 0,52} = 3,52 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{эд}} = k \times N$$

$$k = 1,5$$

$$N_{\text{эд}} = k \times N = 1,5 \times 3,52 = 5,28 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо електродвигун АИР 100 L2: N=5,5 кВт;

$n_{\text{синх}} = 3000 \text{ об/хв}; \eta = 85,7 \%$

12. Розраховуємо діаметр вала. Мінімальний діаметр вала насосу.

$$d = \sqrt[3]{\frac{N}{\tau_{кр}} \times 48960}$$

$$\text{в } \sqrt[n]{\quad} \quad [\tau_{кр}]$$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{3,52 \cdot 48960}{3000} \times \frac{1}{45 \times 10^6}} = 0,011 = 11 \text{ мм}$$

Матеріал вала: Сталь 45, $[\tau_{кр}] = 45 \times 10^6 \text{ Па}$

d_g приймаємо з запасом: $d_g = 15 \text{ мм}$

1.3. Розрахунок гідродинамічних сил

На практиці часто виникає необхідність зміни початкових параметрів насосу до необхідних в процесі експлуатації, іноді має місце, коли робота вибраного насосу не відповідає розрахунковому режиму по подачі або напору. При цьому необхідно змінювати режим роботи насосу шляхом зміни його характеристик. Однією з можливих і часто застосованих методів зміни характеристики даного насосу є підрізка РК по зовнішньому діаметрі (D_2).

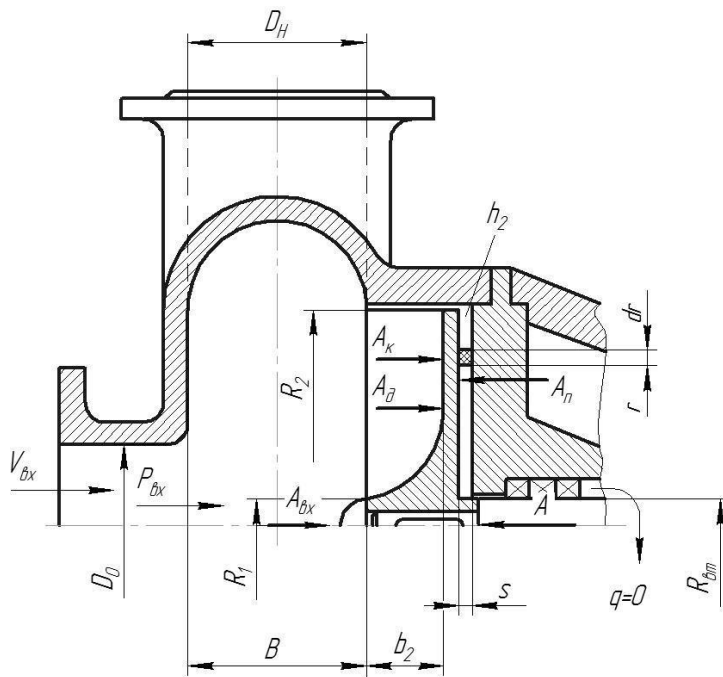


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в СВН

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри: Зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 65,5 \text{ мм}$;

Радіус входу в робоче колесо $R_1 = 13 \text{ мм}$;

Радіус втулки $R_{вт} = 7,7 \text{ мм}$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}$$

v

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с. Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі $t = 0^\circ\text{C}$, який становить $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\text{Re} = \frac{3000 \cdot 0,131^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,48 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq \text{Re} \leq 1,3 \cdot 10^6$. Тому для розрахунку коефіцієнтів β та φ_r використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,48 \cdot 10^6} = 1,159$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,48 \cdot 10^6} = 0,959$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та відносний радіус втулки $\bar{R}_{\text{вт}}$.

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою, с⁻¹:

πn

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\bar{R}_{\text{вт}} = \frac{R_{\text{вт}}}{R_2}$$

$$\bar{R}_{\text{вт}} = \frac{0,0077}{0,0655} = 0,118$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi \rho g H [\beta (R_2^2 - R_1^2) - \varphi (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k \rho R^4 \omega^2 (1 - \beta^2),$$

де $k = 0,486$

тоді

$$A = 3,14 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 18 \times \\ \times [1,159 \cdot (0,065^2 - 0,0077^2) - 0,959 \cdot (0,065^2 - 0,013^2)] - \\ - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1075 \cdot 0,065^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,118^2)^2 = -842,99 \text{ Н.}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{\rho g H D}{2} (b_2 + \Delta), \text{Н} \quad (4.5)$$

де $K_R \approx 0,2$ – експериментальний коефіцієнт;

Δ - товщина диска робочого колеса, м.

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею $Q = Q_{opt}$. У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \\ R = 0,2 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 18 \cdot 0,131 \cdot (0,022 + 0,003) = 124,3 \text{ Н.}$$

4.3 врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток . Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

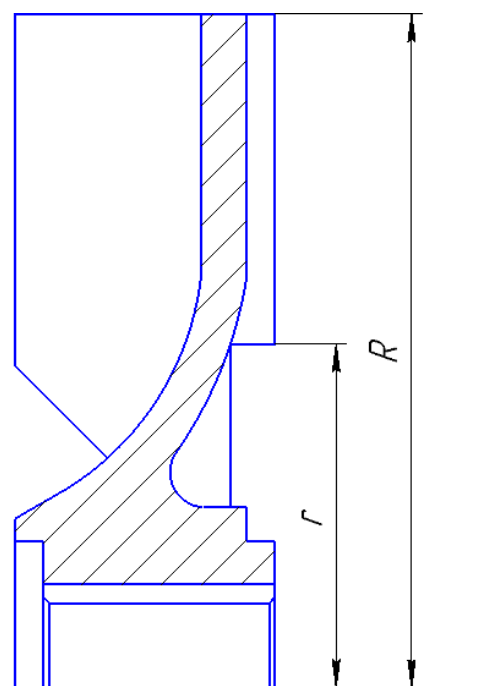


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена з виразу:

$$N_u = C \varphi^2 \rho \omega^3 R^5 \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^5 \right]$$

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$\varphi = 0,9$;

R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8} \rho g \pi (R^2 - r^2) \frac{U_R^2 - U_r^2}{2g}$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове лля. В даному випадку для $R = 0,0655$ м , $r = 0,031$ м осьовелля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,0655^2 - 0,031^2) \frac{18,85^2 - 8,8^2}{2 \cdot 9,81} = 586 \text{ Н}$$

Таким чином, залишкове осьове зусилля, яке створюється на розрахунковому режимі, становить:

$$T = A - T_u = -842,99 - 586 = -1428,99 \text{ Н};$$

Мінус показує, що напрямок залишкового осьового зусилля у сторону підшипників.

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,92 \cdot 1075 \cdot 314^3 \cdot 0,0655^5 \cdot [1 - (0,031 /)^5] = 11,4 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД.

1.4. Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводять з визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^4}$$

де Δh - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації. Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями $c = 1300 - 3000$.

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності $c = 3000$.

Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднев запропонував формулу:

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^3,$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{0,0069}}{3000} \right)^3 = 0,362 \text{ м.}$$

1.5. Розрахунки з вибору приводу насоса

Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

$$N = \frac{1075 \cdot 9,81 \cdot 0,0069 \cdot 18}{0,48} = 2729 \text{ Вт}$$

У якості приводу насоса вибираємо електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N = 1,3 \cdot 2729 = 3547,7 \text{ Вт.}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР100S2 з параметрами:

- потужність $N_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}$;
- частота обертання $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Структура умовного позначення електродвигуна:

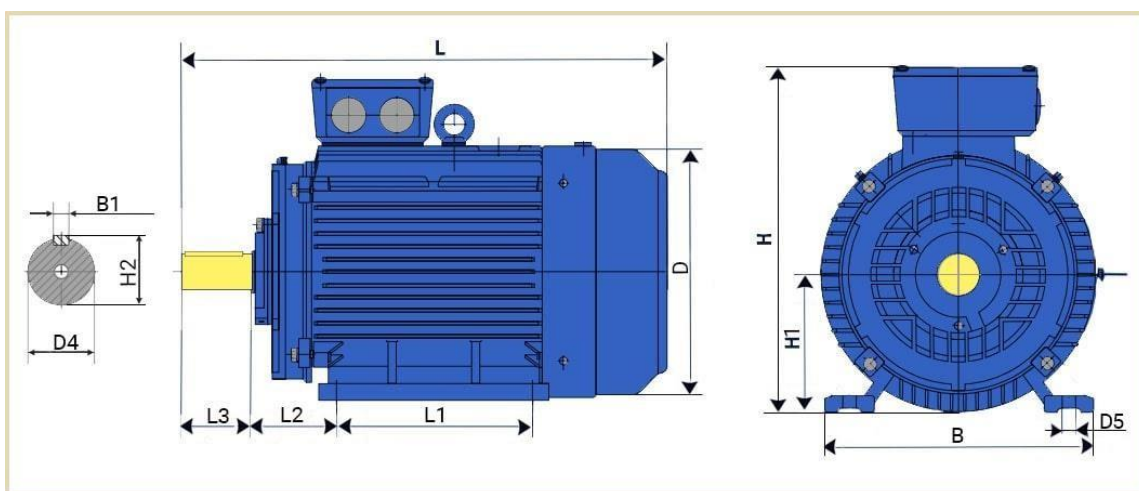
- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив'язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 100 – габарит, мм;
- S – позначення довжини сердечника
- 2 – кількість полюсів
- У2 – кліматичне виконання (для помірного клімату).

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР132М2У2

Модель	Потужність	Напру га	Стру м	Частота обертан ня	ККД	cosφ	M_{\max} / M_H	M_n / M_H	I_n / I_H
	кВт								
АИР100S 2	4	220	8,2	3000	84,2	0,84	2,2	2,3	7,5
		380							



Рисунок 6.1– Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР100S2



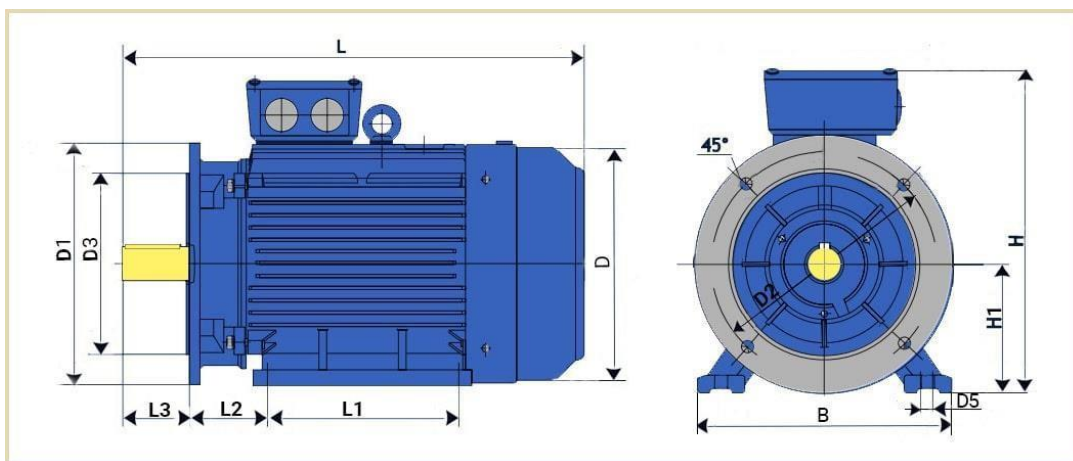


Рисунок 6.2– Габаритне креслення електродвигуна серії АІР

Размеры вала					Крепёж по лапам		
L3	D4	H2	B1	H1	B	D5	L1
60	28	31	8	100	205	12	112

Габариты корпуса				Крепёж по фланцу		
L	D	H	L2	D1	D2	D3
385	215	270	63	250	215	180

L3 – довжина валу; D4 – діаметр валу; H2 – висота валу зі шпонкою; B1 – розмір шпонки; H1 – висота до осі валу; B – ширина по лапам; D5 – діаметр отворів на лапах; L1 – по кріпленню лап; L – довжина мотору; D – діаметр корпусу; H – висота корпусу; L2 – відстань по кріпленням; D1 – діаметр фланцю; D2 – діаметр по отворам кріплення; D3 – діаметр торця фланця.

6.1 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}$$

де $M_{\text{НОМ}}$ – номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad \text{—}$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{3547,7}{314} = 11,29 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 11,29 = 2,37 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{max} = N_{дв}$$

$$N_{дв} = 4 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{max} = \frac{4 \cdot 10^3}{314} = 12,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}$$

де $n_{ном}$ — номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{max},$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 12,74 = 0,38 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2},$$

$$k = \frac{12,74}{3000^2} = 1,4 \cdot 10^{-6}$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n=0$ до n_{\max} :

$$M = kn^2.$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3. Графік

пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

$n, \text{об/хв}$	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	0,13	0,5	1,13	2	3,15	4,54	6,17	8,06	10,21	12,6

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

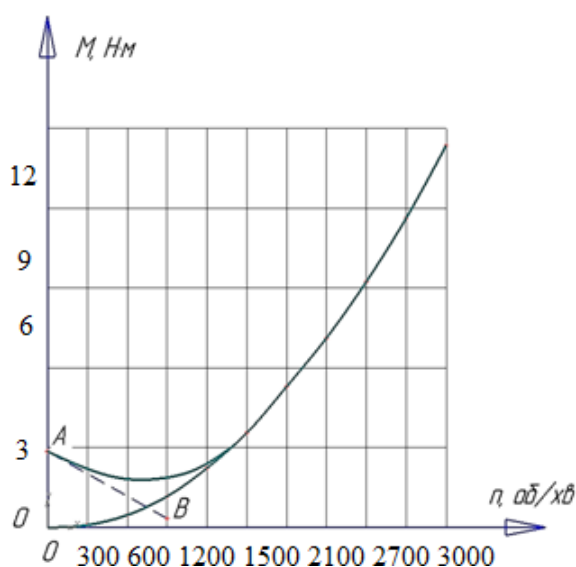


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

1.6. Висновок

Ми розглянули основні типи конструкцій вільновихрових насосів, та обрали найбільш доцільну конструкцію яка задовільняє наші потреби. Розрахували розміри проточної частини. Провели розрахунок на кавітацію. Вибрали електродвигун.

2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

2.1. Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу.

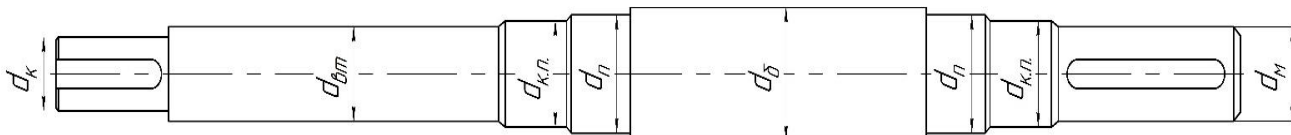


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де M_{\max} – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$$[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6 \text{ – дотичне напруження при крученні, Па.}$$

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Па.

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega},$$

де $N_{\max} = N_{дв} \cdot 10^3$ – максимальна потужність електродвигуна.

$$d_k = \sqrt[3]{16 \cdot 12.74}$$

$$d_k = 0,015 \text{ м.}$$

$$3,14 \cdot 20 \cdot 10$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,02 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_M = 0,8 \div 1,2 d_{дв},$$

$$d_M = 1,2 \cdot 0,02 = 0,024 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_M = 25 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{вт} = 0,030 \text{ м.}$

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_M + (0,005 \div 0,01),$$

$$d_{к.п.} = 0,025 + 0,01 = 0,035 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 35 \text{ мм.}$ Діаметр

посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

$$d_{п} = d_{к.п.} + 2 \cdot t,$$

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{п} = 0,035 + 2 \cdot 0,003 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр підшипник $d_n = 40$ мм. Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_6 = d_n + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1– Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 2,5$ мм.

$$d_6 = 0,04 + 3 \cdot 0,0025 = 0,048 \text{ м.}$$

2.2. Розрахунок кінцевого ущільнення вала

2.2.1. Вибір типу ущільнення

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 7.2.

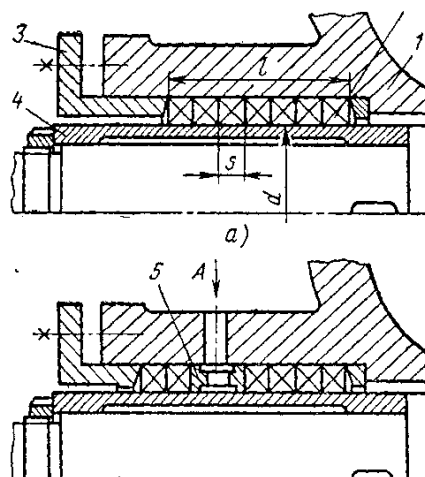


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

2.2.2. Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d},$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм. Тоді

$$S = \sqrt{30} = 5,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 5$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S,$$

де $i = 4 \div 6$ – кількість кілець набивки, шт. Приймаємо

$i = 4$ шт.

$$L = 4 \cdot 5 = 20 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \mu_1 \cdot (e^{\mu_2 \frac{L}{r}} - 1),$$

де $r = \frac{d_{\text{вр}}}{2} + 0,7$ - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки; μ_2

$\approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

$$L = 20 \text{ см};$$

$$S = 0,54 \text{ см};$$

$$p_0 = 1,02 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Таким чином:

3

$$r = \frac{2}{2} + 0,7 = 2,2 \text{ см} \quad -$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot (e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{20}{0,54}} - 1) = 78 \text{ Вт}$$

2.3. Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

2.3.1. Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила

$R_1 = R$, що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах

виникають реакції (R_2, R_3).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2,$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{124,3 \cdot (190 + 120)}{150} = 256,9 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1l_1 - R_3l_2.$$

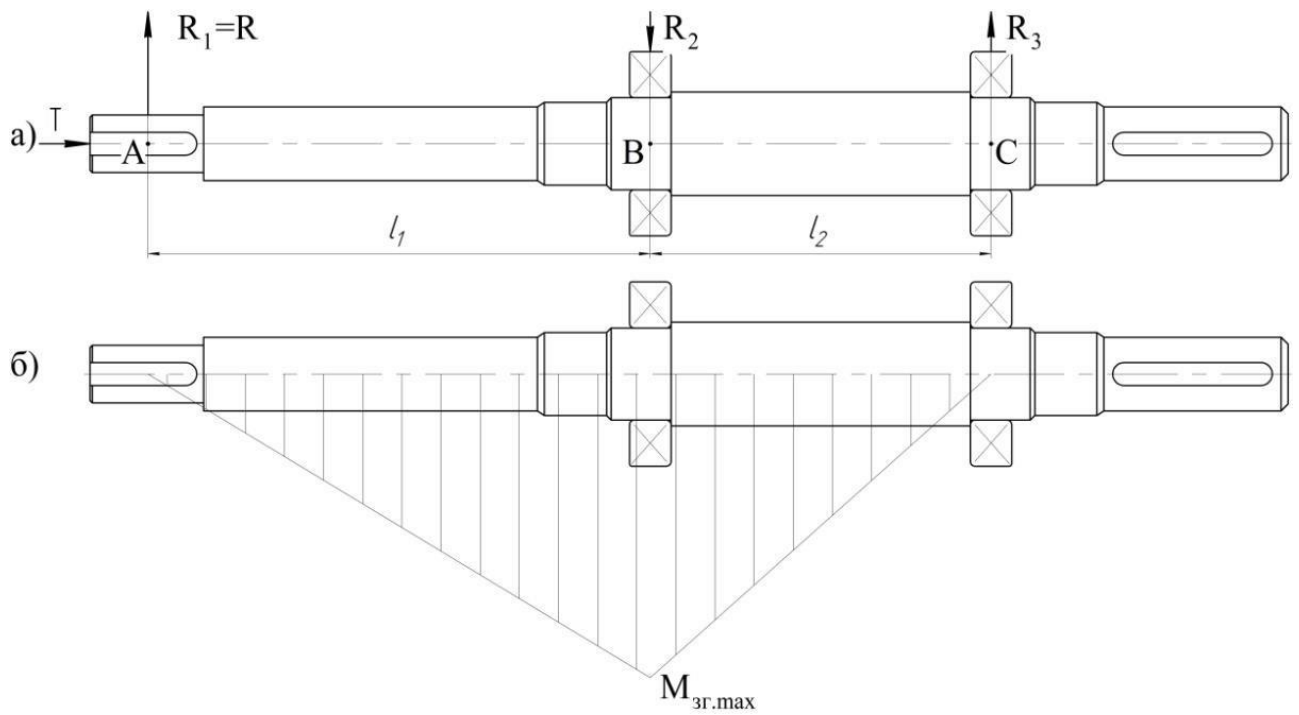


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{124,3 \cdot 190}{120} = 196,8 \text{ Н}$$

2.3.2. Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{тмах}^2}$$

де $M_{зг.мах}$ – максимальний згинальний момент, Н·м.

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1.$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 124,3 \cdot 0,19 = 23,62 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{23,62^2 + 0,75 \cdot 12,74^2} = 26,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{II} \geq 10 \cdot \sqrt{\frac{M_E}{0,1 \cdot \sigma}}$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{II} \geq 10 \cdot \sqrt{\frac{26,07}{0,1 \cdot 40}} = 18,7 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $R_{\text{п}} = 20$ мм. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 40 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 20 мм.

2.3.3. Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_c}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_c^2}} \geq [S],$$

σ c

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

S_{σ} , S_c - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями.

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_{\sigma} = K_{\sigma} \frac{\sigma_{-1}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_c = K_c \frac{r_{-1}}{\varepsilon_c \cdot r_a + \psi_c \cdot r_m},$$

де σ_{-1} , r_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a , r_a та σ_m , r_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2,2, K_c = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_c$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_c$;

$\psi_\sigma = 0,25 - 0,3, \psi_c = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

Межі витривалості вала знаходяться за формулами

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа}$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа}$$

$$r_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа}$$

Тому:

$$r_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{ МПа}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{23,62}{0,1 \cdot 0,03^3} = 2,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа}$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 289}{3,14 \cdot 0,03^2} = 0,4 \text{ МПа}$$

$$r_a = r_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{12,74}{0,2 \cdot 0,03^3} = 1,2 \text{ МПа}$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_c = 0,77$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{2,2}{0,77 \cdot 2,75 + 0,25 \cdot 0,4} \cdot \frac{397,5}{230,55} = 49,95$$

$$S_c = \frac{1,41}{0,77 \cdot 1,2 + 0,1 \cdot 1,2} = 1081,4$$

$$49,95 \cdot 1081,4$$

$$S = \frac{49,8}{\sqrt{49,85^2 + 1081,4^2}} = 49,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

2.4. Розрахунок шпонкових з'єднань

2.4.1. Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріалвала. Матеріал вала обираємо Сталь 40Х: матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру вала, рівному 20 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 3$ мм - ширина шпонки;

$h = 5$ мм - висота шпонки;

$l = 18$ мм - довжина шпонки.

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = d \cdot l \cdot \frac{2M_{\max}}{p \cdot (h - t_1)}$$

де $t_1 = 5$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} – підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 18 - 3 = 15 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,03 \cdot 0,015 \cdot (0,008 - 0,005)} = 18,9 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}$$

де $\sigma_{0,2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 18,9 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,03 \cdot 0,018 \cdot 0,003} = 15,73 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 15,73 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

2.5. Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву.

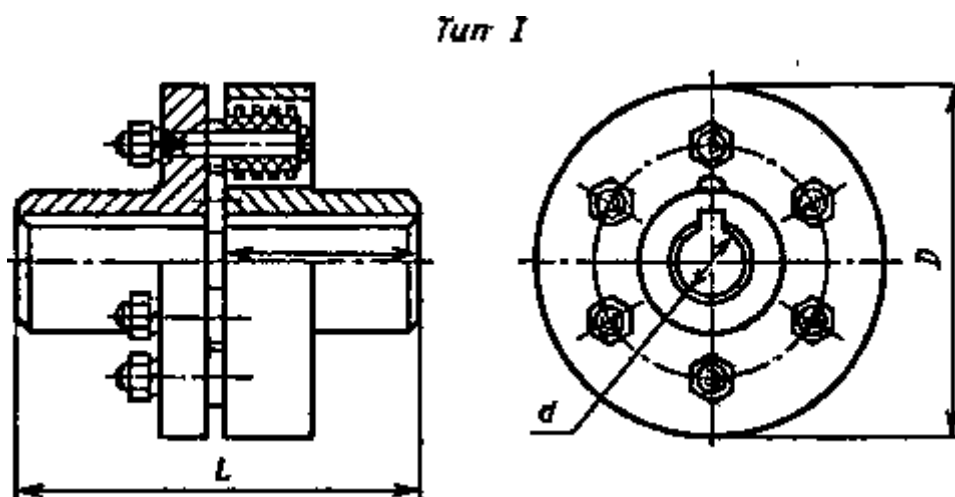


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (25 мм), максимального крутного моменту 12,74 Н·м, обираємо муфту: 250-35-1 УЗ ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 120 \text{ мм};$$

$$d = 25 \text{ мм};$$

$$L \leq 165 \text{ мм}.$$

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\Pi} = \frac{2M_{max}}{D \cdot z}$$

де $D = 120$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,12 \cdot 6} = 36 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p],$$

де $d_{\Pi} = 12$ мм – діаметр пальця;

$l_B = 20$ мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$ МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{36}{0,012 \cdot 0,02} = 0,15 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{II}(0,5l_B + c)}{\pi d_{II}^3} \leq [\sigma],$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$ МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 36 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 3,2 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

2.6. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників [10], їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення –36210, ГОСТ 831-75

$$C = 43,2 \text{ кН}$$

$$C_0 = 27 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h .

Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де $F_r = R_2$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ \text{C}$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ \text{C}$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 897,6 + 1,81 \cdot 289) \cdot 1 \cdot 1 = 927 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{43200}{927} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 562\,263 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 562\,263 \text{ год} > 20\,000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

Для менш навантаженої опори обираю – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –210, ГОСТ 831-75

$$C = 35,1 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19,8 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де $F_r = R_3$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ \text{C}$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ \text{C}$;

X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 523,6 + 2,3 \cdot 289) \cdot 1 \cdot 1 = 957,9 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Звідки:

35100

$$L_{hp} = \left(\frac{35100}{957,9} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 273\,330 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 273\,330 \text{ год} > 20\,000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

2.7. Висновок

Були проведені аналітичні розрахунки валу, кінцевого ущільнення та з'єднання. проведений аналіз та вибір типу ущільнення.

3. ПРОГРАМНИЙ КОМПЛЕКС ANSYS В ІНЖЕНЕРНИХ ЗАДАЧАХ

Для того щоб створити новітнє обладнання і конкурентоспроможні машини необхідні поглиблені знання в сфері динаміки і міцності. Без цих знання ця задача становиться майже неможливою. Більшість сучасних роторних машин (компресори, насоси, турбіни і тому подібне), робочі параметри котрих завжди зростають, і можуть обчислюватись десятками а то й сотнями тисяч обертів за хвилину і тиском до 50 МПа. Звісно що при таких умовах роботи на машини діє велика кількість значних динамічних і статичних навантажень. Це може призвести не тільки поломку окремих вузлів машини, це також може призвести до поломки всього агрегату, маємо на увазі аварію. Також є роторні машини, які під час роботи можуть перекачувати токсичні рідини, горючі рідини, вибухонебезпечні рідини та газу, отже вихід із ладу якогось певного вузла машини, наприклад якогось вузла ущільнення, може дуже погано сказатися на чистоті навколишнього середовища. Також вихід із ладу певного вузла в даних машинах може підвергнути на небезпеку життєдіяльність людини.

На даному етапі нашого життя майже будь яка сфера не може розвиватися без використання сучасних технологій, на мою думку це є одним з найважливіших чинників розвитку і підвищенню рівня економіки певної країни. Рівень технологічного розвитку держави визначається рівнем розвитку базових технологій. Однією з таких технологій є інтегрована комп'ютерна CALS – технологія (CALS, Continuous Acquisition and Life cycle Support – безперервна підтримка поставок і життєвого циклу виробу) у промисловості. Дана технологія вважається базою для створення інтегрованого інформаційного середовища, що в свою чергу поєднує всі процеси життєвого циклу продукту, для підвищення його рівня конкурентної спроможності і ефективності даного продукту. По суті дані інтегровані системи створені для розробки і створення максимально швидко нових виробів та продукції.

Ядро CALS-технологій складають CAD/CAE/CAM – технології (CAD/CAE/CAM, Computer Aided Design/ Engineering / manufacturing), в цих системах ми бачимо що підхід до розробки нових конструкцій був принципово змінений на новий, інтегрований підхід, який отримав назву «паралельне

проектування». За основу даної технології взято поєднання водночас, проектування виробу, виконання багатоваріантних інженерних розрахунків, а також технологічної підготовки виробництва. Це дозволяє використовувати отримані дані, з ранніх стадій одночасно багатьом групам спеціалістів.

Одними з найвідоміших таких комплексів є Ansys, MSC/Nastran, Abaqus, які дозволяють вирішувати широкий спектр інженерних задач механіки твердого тіла, яке деформується, механіки конструкцій, механіки рідини і газу, теплообміну і теплопередачі, динаміки, механіки зв'язаних полів. Ці програми є інструментарієм для проведення математичного моделювання і обчислювального експерименту на основі принципово нових математичних моделей, містять ефективні чисельні методи реалізації таких моделей. Ці системи є відкритими для програмування на будь-якому рівні за допомогою вбудованих мов програмування і мов програмування високого рівня, таких, як Visual Fortran і C++. Користувач має нагоду вбудовувати будь-які процедури, елементи, вирішувати, модифікувати і доповнювати меню, підключати файли повідомлень і таким чином створювати власні програми.

Використання системи Ansys дозволяє продемонструвати студентам сучасний рівень інформаційних технологій у області чисельних методів, підвищує якість і глибину вивчення методів розрахунку і аналізу динаміки і міцності елементів конструкцій, показує можливості наближених методів при розв'язанні складних крайових задач механіки суцільного середовища, підвищує інтерес до вивчення фундаментальних дисциплін.

Ansys - це програмне забезпечення для інженерного аналізу, яке використовується для моделювання, аналізу та візуалізації різноманітних систем та процесів. Ansys дозволяє інженерам та науковцям створювати віртуальні моделі та проводити розрахунки, що дозволяє ефективно прогнозувати роботу різних систем та матеріалів. Ansys включає в себе різноманітні інструменти для аналізу механіки, теплообміну, електромагнетизму, гідродинаміки та інших фізичних явищ. Ansys є популярним серед інженерів та науковців у багатьох галузях промисловості та науки.

Ansys використовується в багатьох сферах, де потрібно моделювати поведінку різних матеріалів та систем. Деякі з них:

1. Автомобільна промисловість: Ansys дозволяє інженерам моделювати поведінку автомобільних деталей, таких як кузови, двигуни, підвіски та гальма.

2. Авіаційна та космічна промисловість: Ansys використовується для моделювання поведінки літаків, космічних кораблів та ракет.

3. Електроніка: Ansys дозволяє інженерам моделювати поведінку електронних компонентів, таких як мікросхеми та плати.

4. Енергетика: Ansys використовується для моделювання роботи електростанцій, вітрогенераторів та сонячних панелей.

5. Медична промисловість: Ansys дозволяє інженерам моделювати поведінку медичних пристроїв, таких як імплантати та протези.

6. Нафтогазова промисловість: Ansys використовується для моделювання поведінки нафтогазових бурових установок та газопроводів.

7. Будівництво: Ansys дозволяє інженерам моделювати поведінку будівельних конструкцій та матеріалів, таких як сталеві конструкції та бетон.

8. Споживча електроніка: Ansys використовується для моделювання поведінки електронних пристроїв, таких як смартфони та комп'ютери.

Ansys є потужним інструментом для інженерного моделювання, який дозволяє інженерам та науковцям досліджувати та аналізувати поведінку різних матеріалів та систем. За допомогою Ansys можна:

1. Проаналізувати поведінку різних матеріалів та систем за різних умов.
2. Побудувати 3D-моделі складних систем та дослідити їх поведінку в реальному часі.
3. Дослідити механічні, електричні, теплові та інші властивості матеріалів та систем.
4. Перевірити ефективність нових конструкцій та виявити можливі проблеми.
5. Побудувати та оптимізувати процеси виробництва.
6. Дослідити поведінку систем під час руйнування, зносу та інших небезпечних умов.
7. Провести аналіз впливу зовнішніх факторів, таких як вібрації, температура, тиск та інші.

Ansys є незамінним інструментом для розробки нових матеріалів, технологій та систем в різних сферах, таких як автомобільна, авіаційна, електронна, енергетична та інші. Використання Ansys дозволяє зменшити час та витрати на дослідження та розробку нових продуктів, покращити їх якість та ефективність.

Звісно що Ansys не єдина програма, існує кілька альтернативних програм для інженерного моделювання, які можуть бути використані замість Ansys. Деякі з них включають:

1. SolidWorks Simulation - це програмне забезпечення для інженерного моделювання, яке дозволяє аналізувати поведінку різних систем та матеріалів за різних умов.

2. COMSOL Multiphysics - це програмне забезпечення для моделювання та аналізу різних фізичних процесів, таких як механіка, електрика, тепло та інші.

3. Abaqus - це програмне забезпечення для інженерного моделювання, яке дозволяє аналізувати поведінку різних систем та матеріалів за різних умов.

4. MATLAB - це програмне забезпечення для математичного моделювання, яке може бути використане для аналізу різних систем та матеріалів.

5. OpenFOAM - це програмне забезпечення для чисельного моделювання турбулентного струменя, яке може бути використане для аналізу різних систем та матеріалів.

Кожна з цих програм має свої переваги та недоліки, тому вибір програми залежить від конкретних потреб користувача.

Використання сучасних технологій, таких як Ansys, є дуже важливим під час проектування. Ansys дозволяє інженерам створювати складні моделі та аналізувати їх поведінку за різних умов. Завдяки цьому, інженери можуть зробити більш точні прогнози щодо роботи системи або матеріалу під час експлуатації.

Крім того, використання Ansys дозволяє інженерам зменшити кількість експериментів у реальних умовах, що зменшує витрати на проектування та розробку нових продуктів. Більше того, Ansys може допомогти інженерам зменшити час, необхідний для розробки нових продуктів, завдяки швидкому та ефективному аналізу

різних варіантів.

Тому, використання сучасних технологій, таких як Ansys, є важливим під час проектування. Це дозволяє інженерам зробити більш точні прогнози щодо роботи системи або матеріалу, зменшити кількість експериментів у реальних умовах та зменшити час, необхідний для розробки нових продуктів.

Ansys полегшує життя, оскільки дозволяє інженерам більш точно прогнозувати роботу системи або матеріалу, що зменшує кількість експериментів у реальних умовах та зменшує витрати на проектування та розробку нових продуктів. Крім того, Ansys допомагає інженерам зменшити час, необхідний для розробки нових продуктів, завдяки швидкому та ефективному аналізу різних варіантів.

Також Ansys допомагає знизити ризик виникнення небезпечних ситуацій під час експлуатації системи або матеріалу, що може мати серйозні наслідки для людей та навколишнього середовища. Аналізуючи систему або матеріал за різних умов, Ansys дозволяє інженерам виявляти можливі проблеми та виправляти їх до того, як вони стануть критичними.

Як висновок, Ansys полегшує життя, забезпечуючи більш точні прогнози, зменшуючи кількість експериментів та витрат на проектування та розробку нових продуктів, допомагаючи зменшити ризик виникнення небезпечних ситуацій та зберігаючи безпеку людей та навколишнього середовища.

Ви мене питаєте, чи можливо створити конкурентний продукт без використання Ansys? Так, можливо створити конкурентний продукт без використання Ansys. Ansys є потужним інструментом для інженерного аналізу, але існують інші програмні засоби та методи, які також можуть бути використані для моделювання та аналізу систем. Наприклад, інші програми для чисельного моделювання, такі як Comsol Multiphysics, Abaqus, SolidWorks Simulation, ANSYS Fluent, OpenFOAM і багато інших. Крім того, існують методи експериментального дослідження та аналізу, такі як фізичні випробування, дослідження наукових публікацій та інтернет-ресурсів, спостереження та аналіз даних ринку. Тому, хоча Ansys є потужним інструментом для інженерного аналізу, його необов'язково використовувати для створення конкурентоспроможного

продукту.

Залежно від конкретного завдання та області дослідження, може бути краще використовувати сучасні методи, такі як Ansys, або старі методи. Сучасні методи, як Ansys, зазвичай є потужними та ефективними інструментами для моделювання та аналізу систем, що дозволяє швидко та точно отримувати результати. Вони також можуть бути корисними для вирішення складних проблем, які не можуть бути розв'язані старими методами.

Однак, старі методи також можуть бути корисними у деяких випадках. Наприклад, фізичні випробування можуть бути кращим варіантом для дослідження механічних властивостей матеріалів, оскільки вони дозволяють отримати реальні результати, які можуть бути перевірені експериментально. Також історичні дані та дослідження можуть бути корисними для аналізу ринку та прогнозування тенденцій.

Вирішення, який метод краще використовувати, залежить від конкретної ситуації та завдання, яке необхідно вирішити. Важливо враховувати всі можливі варіанти та використовувати той метод, який найкраще підходить для конкретної задачі.

Ansys є потужним інструментом для моделювання та аналізу механічних властивостей матеріалів. Він дозволяє точно розрахувати напруження, деформації, міцність та інші параметри матеріалу, що можуть бути корисними для вирішення різних завдань.

Однак, для отримання точних результатів необхідно правильно налаштувати модель та врахувати всі фактори, які можуть впливати на механічні властивості матеріалу, такі як температура, вологість, часовий фактор, та інші.

Також, для підтвердження результатів, отриманих за допомогою Ansys, можуть бути корисними фізичні випробування матеріалу. Наприклад, випробування на розтяг або на згин можуть допомогти підтвердити результати, отримані за допомогою моделювання.

Ansys може бути корисним інструментом для вивчення механічних властивостей матеріалу, але для отримання точних результатів необхідно правильно налаштувати

модель та враховувати всі фактори, які можуть впливати на механічні властивості матеріалу. Також, фізичні випробування можуть бути корисними для підтвердження результатів, отриманих за допомогою моделювання.

Ansys використовується в багатьох сферах, де необхідно аналізувати та прогнозувати роботу систем або матеріалів. Основні сфери використання Ansys включають:

1. Автомобільна промисловість: Ansys дозволяє інженерам аналізувати роботу автомобільних систем та компонентів, таких як двигуни, підвіски, гальма та інші.
2. Авіаційна та космічна промисловість: Ansys допомагає інженерам аналізувати роботу літаків, космічних кораблів та інших повітряних транспортних засобів.
3. Електроніка: Ansys дозволяє інженерам аналізувати роботу електронних компонентів та систем, таких як мікропроцесори, сенсори та інші.
4. Машинобудування: Ansys допомагає інженерам аналізувати роботу механічних систем та компонентів, таких як шестерні, валів, підшипників та інших.
5. Енергетика: Ansys дозволяє інженерам аналізувати роботу енергетичних систем та компонентів, таких як турбіни, генератори, трансформатори та інші.
6. Медична техніка: Ansys допомагає інженерам аналізувати роботу медичних пристроїв та систем, таких як протези, імплантати та інші.
7. Будівництво: Ansys дозволяє інженерам аналізувати роботу будівельних конструкцій та матеріалів, таких як сталеві конструкції, бетон та інші.

Отже, Ansys використовується в багатьох сферах промисловості та науки, де необхідно аналізувати та прогнозувати роботу систем або матеріалів.

Як висновок можна сказати що Ansys або подібні йому програми надзвичайно полегшують життя, та не тільки пришвидшують розробку конкурентного продукту, а й зменшують кількість використаних ресурсів (фінансових, часових, фізичних) для досягнення поставленої цілі. Якщо раніше треба було багато часу для розробки макету, розрахунку його і ще не факт що все вдалось б з першого разу. Зараз цю проблему вирішують сучасні програми які це роблять за дуже короткий час. Ми звісно не можемо

сказати що програми повністю можуть замінити деякі реальні фізичні випробування, але більшу частину вже вони роблять.

3.1. Загальна структура ANSYS CFX

Пакет ANSYS CFX складається з 5 додатків, між якими відбувається потік інформації, що виникає в процесі поставлення і розв'язання задач гідродинаміки

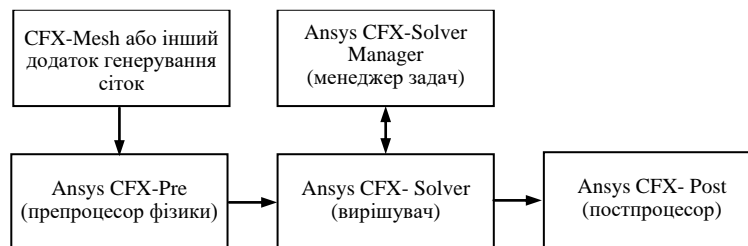


Рисунок - Схема поставлення і розв'язання задачі з використанням пакета ANSYS CFX

Тепер розглянемо кожен етап процесу поставлення і розв'язання задачі окремо.

CFX - Mesh, або інший додаток генерації сітки, – це перший крок поставлення задачі. На даному етапі відбувається таке:

- 1) визначення геометрії області дослідження;
- 2) створення областей потоків рідин або газів, твердих областей і задавання імен граничним областям;
- 3) установка параметрів сітки.

Завдяки цьому система ANSYS CFX може імпортувати геометричні дані з більшості сучасних систем автоматизованого проектування (CAD) і автоматично генерувати сітку на їх основі. Таким чином, перший етап поставлення задачі може бути виконаний у зовнішньому додатку (CAD-системі).

ANSYS CFX - Pre визначення фізики задачі. Фізичний процесор імпортує сітку, яка була розроблена на першому етапі. Це другий крок поставлення задачі, де визначаються фізичні моделі, на основі яких відбуватиметься моделювання процесу,

а також їх основні параметри і характеристики. **CFX-Pre** дозволяє визначити граничні умови процесу (вхідні, вихідні параметри), моделі теплообміну і т.д.

ANSYS CFX-Solver – це програма, що реалізує процес розв’язання задачі обчислювальної гідродинаміки. Імпортується задача, поставлена за допомогою **ANSYS CFX – Pre**, і виконується пошук розв’язку всіх необхідних змінних:

- 1) рівняння у частинних похідних інтегруються по всьому об’єму задачі у області дослідження і повинні відповідати виконанню закону збереження (мас або кількості руху) для кожної досліджуваної області;
- 2) інтегральні рівняння, які були одержані, перетворюються в систему алгебраїчних рівнянь шляхом апроксимації членів в інтегральних рівняннях;
- 3) алгебраїчні рівняння розв’язуються чисельним методом.

ANSYS CFX-Solver Manager – це надбудова над CFX-Solver. Вона дозволяє контролювати хід розв’язання задачі:

- 1) визначати вхідні файли вирішувача;
- 2) запускати або припиняти CFX - Solver;
- 3) контролювати процес розв’язання задачі;
- 4) встановлювати CFX - Solver для проведення паралельних обчислень.

ANSYS CFX-Post – це програма, призначена для аналізу, візуалізації і подання результатів, які одержані у ході розв’язання задачі за допомогою **ANSYS CFX-Solver**. Для цього використовуються такі засоби:

- 1) візуалізація геометрії та областей, які досліджуються;
- 2) векторні графіки для візуалізації напрямів і величин течій;
- 3) візуалізація зміни скалярних величин (таких, як температура, тиск) усередині досліджуваної області.

Графіки, зображення і відео, які одержані у результаті аналізу розв’язання задачі можна зберегти у вигляді окремих файлів.

3.2. Висновок

Ansys - це програмне забезпечення для інженерного аналізу, яке використовується для моделювання, аналізу та візуалізації різноманітних систем та процесів. Ansys дозволяє інженерам та науковцям створювати віртуальні моделі та проводити розрахунки, що дозволяє ефективно прогнозувати роботу різних систем та матеріалів. Ansys включає в себе різноманітні інструменти для аналізу механіки, теплообміну, електромагнетизму, гідродинаміки та інших фізичних явищ. Ansys є популярним серед інженерів та науковців у багатьох галузях промисловості та науки.

4. ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ

Проектуємо вал за отриманими даними. Для цього нам потрібно намалювати ескіз.

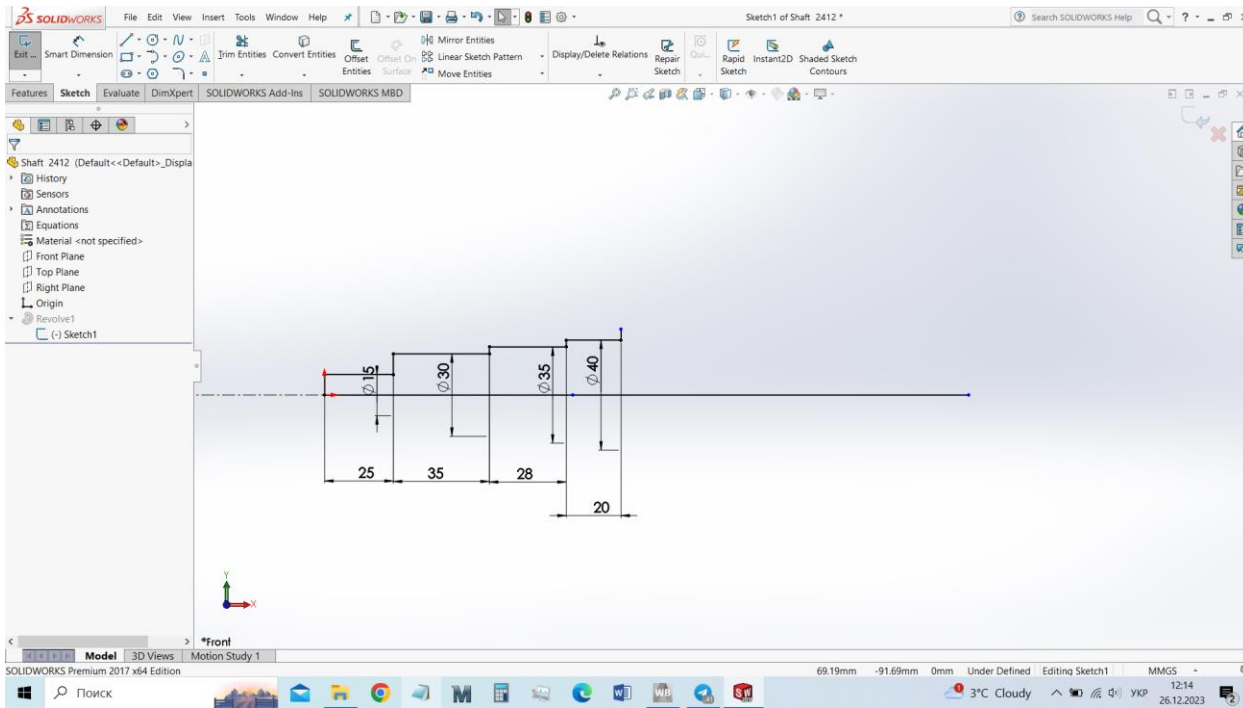


Рисунок 5.1 – Ескіз вала

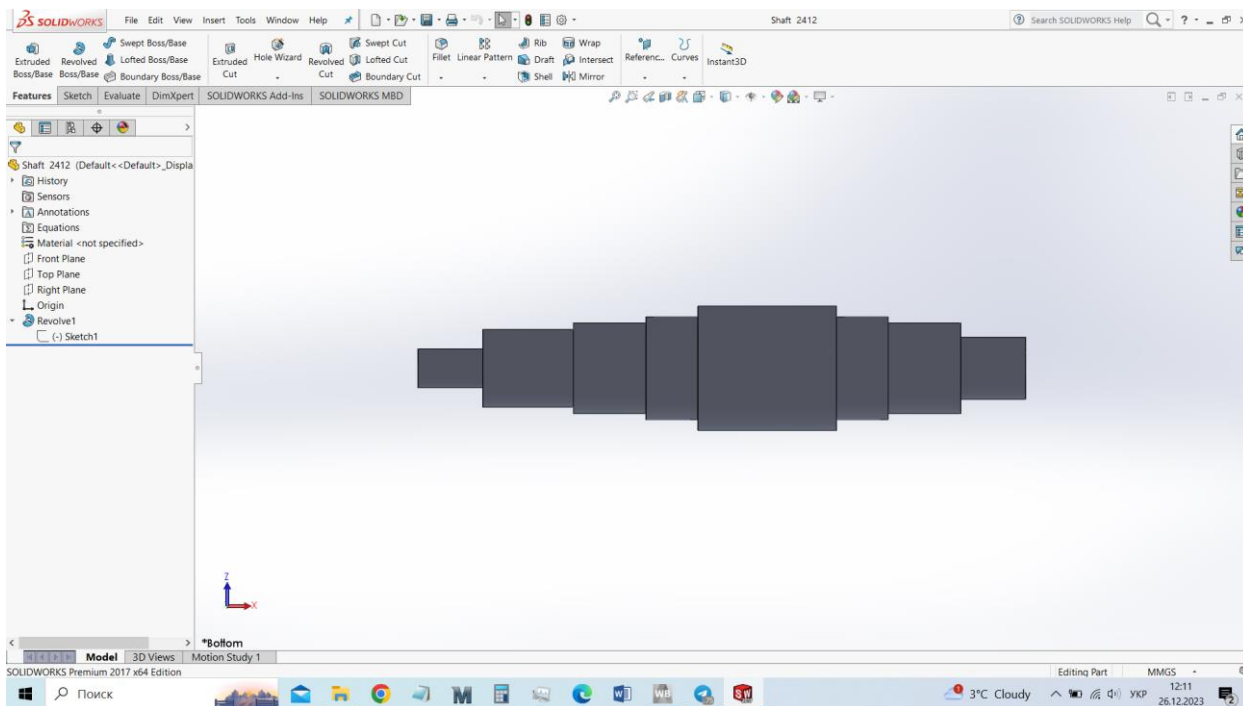


Рисунок 5.2 – 3-D модель вала

Отриману модель зберігаємо у форматі Parasolid, цей формат добре підходить для

роботи в програмі Ansys. У програмному комплексі Ansys обираємо аналітичну систему Static Structural.

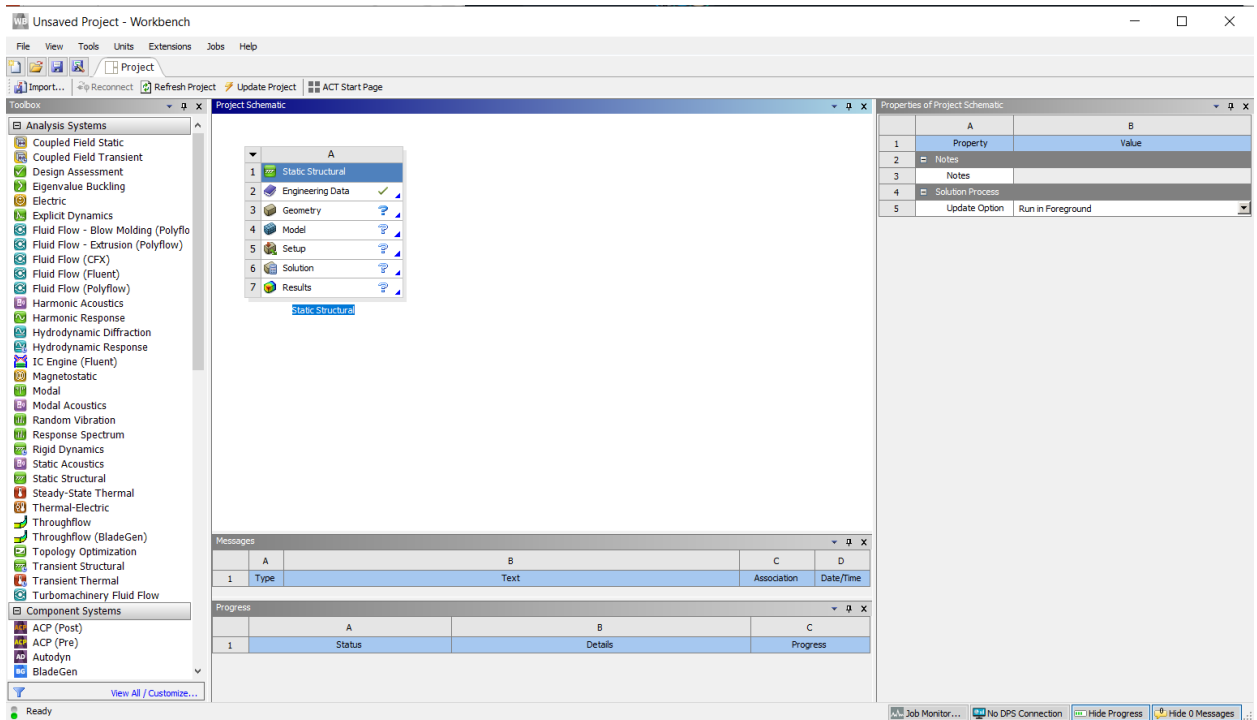


Рисунок 5.3 – Аналітична система

Імпортуємо нашу геометрію створену у Solid Works в Ansys та вікриваємо Geometry/Design Modeler. Також попередньо розрізаємо

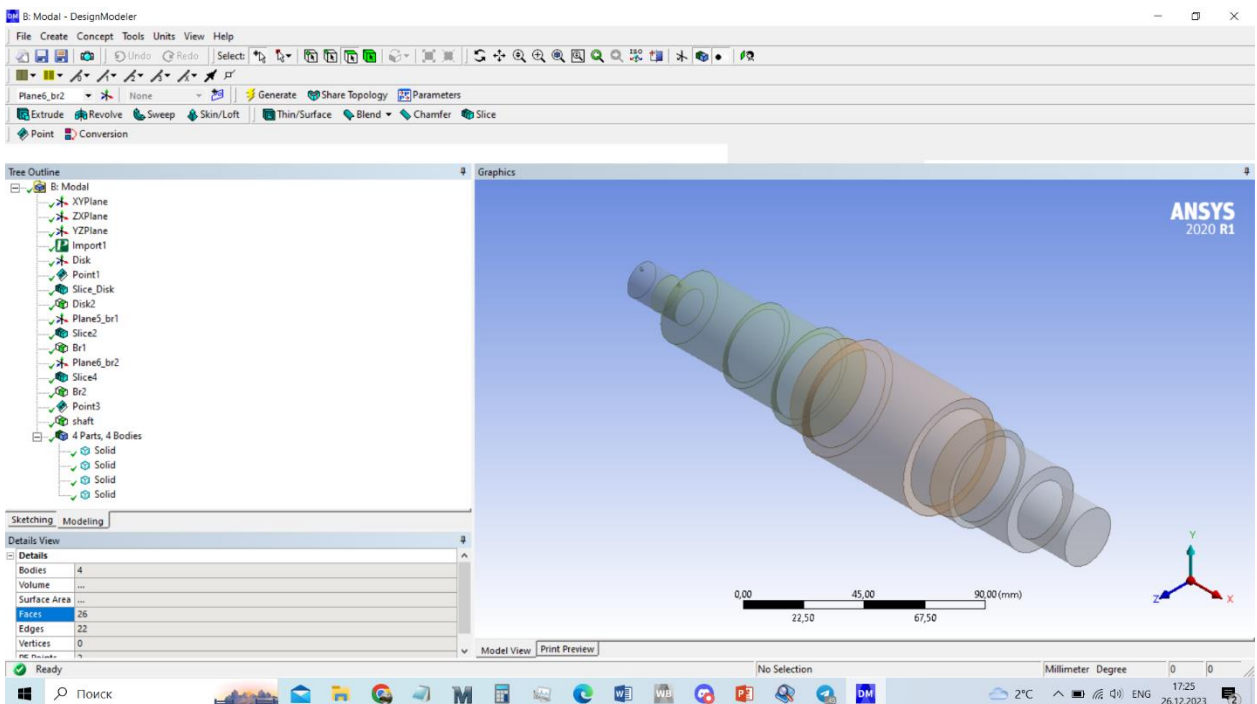


Рисунок 5.4 – Design Modeler

Закриваємо геометрію та переходимо у вікно Model

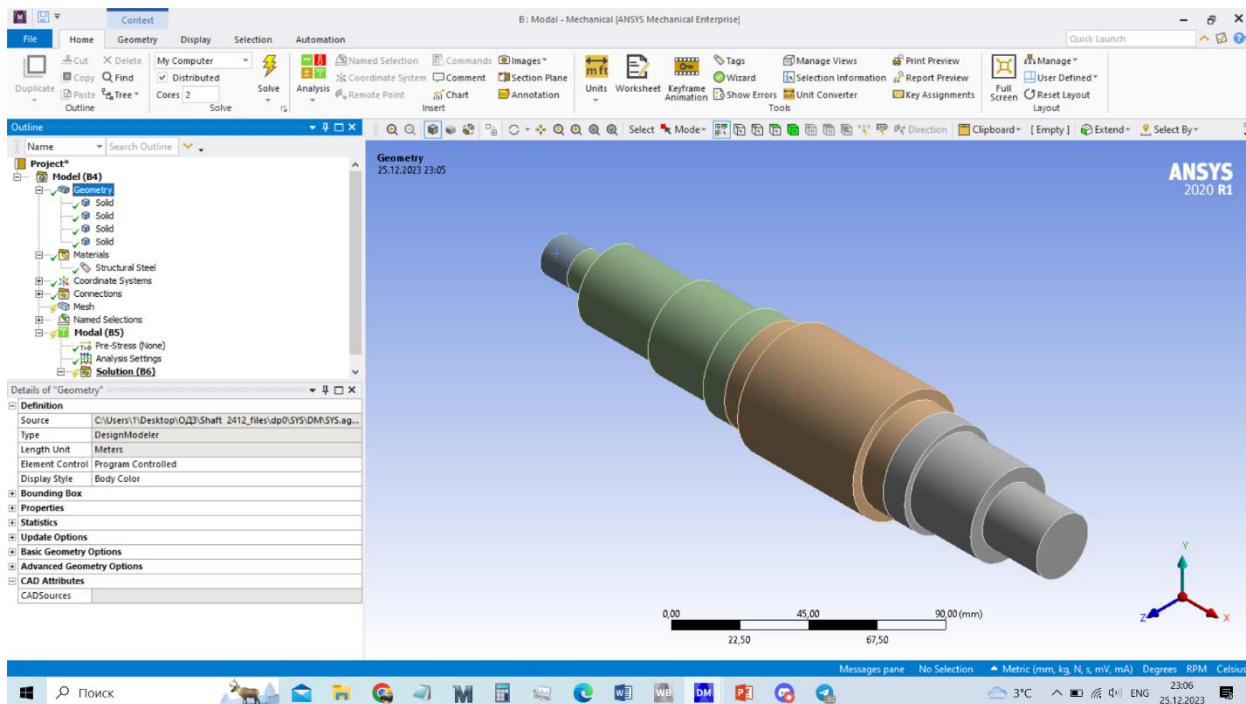


Рисунок 5.5 – Імпортована геометрія вала, розрізана на 4 частини і відображена у графічному вікні

У вкладці Матеріал відображається поточні матеріали до нашого проекту

Common Material Properties	
Density	7,85e-06 kg/mm ³
Young's Modulus	2e+05 MPa
Thermal Conductivity	0,060500 W/mm·°C
Specific Heat	4,34e+05 mJ/kg·°C
Tensile Yield Strength	250,00 MPa
Tensile Ultimate Strength	460,00 MPa
Nonlinear Behavior	False
Full Details	Click To View Full Details
Statistics	
Assigned Bodies	4

Structural	
Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Density	7,85e-06 kg/mm ³
Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0,30000
Bulk Modulus	1,6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	250,00 MPa
Strain-Life Parameters	

Рисунок 5.6 – Матеріал вала

У вкладці сітка, можна побачити, що сітку програма пропонує побудувати за замочуванням

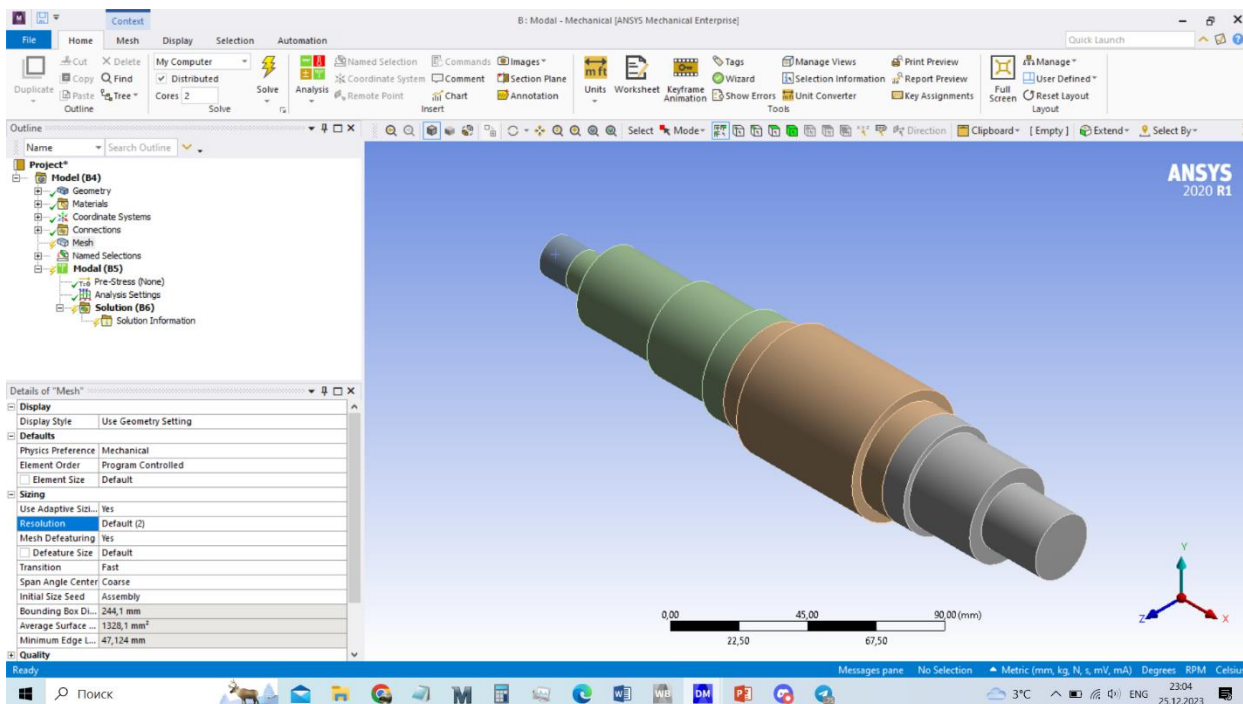


Рисунок 5.7 – Побудова сітки

За замовчування програма пропонує побудувати дану сітку

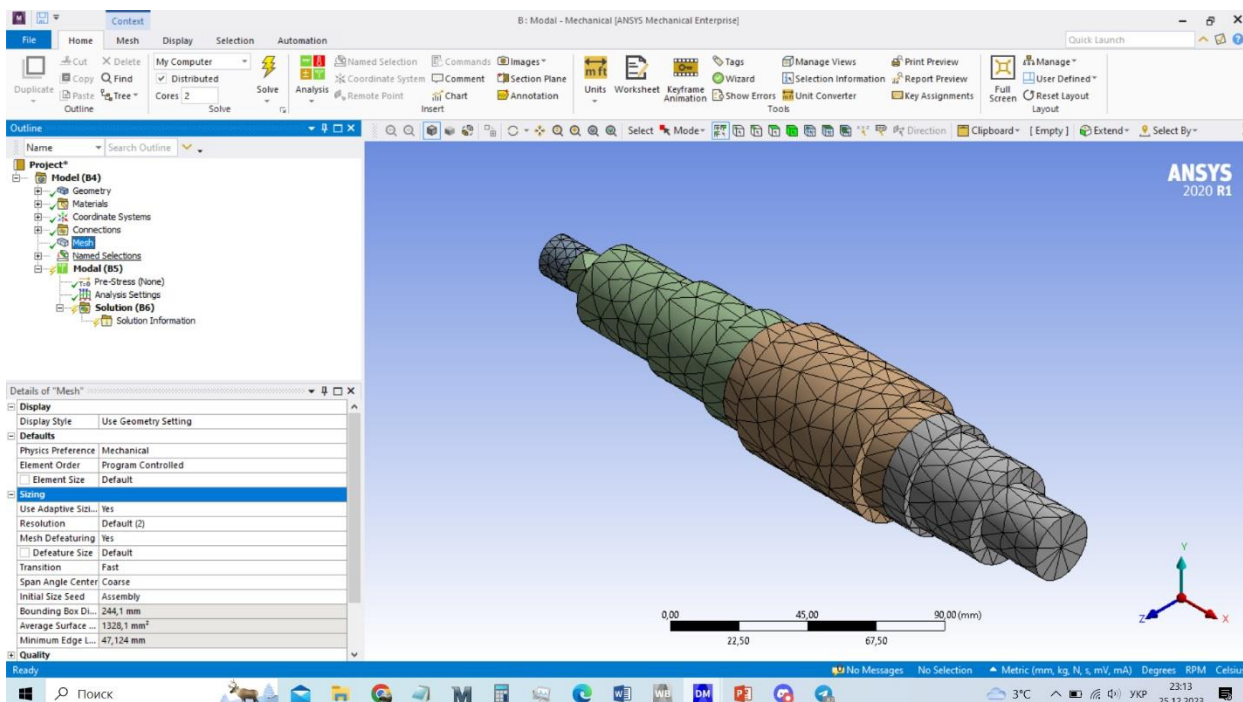


Рисунок 5.8 – Вигляд сітки

Можна задати вручну параметри розміру сітки до елемету, для цього у Mesh/Insert/Size та за допомогою обирання елементів можна обрати поверхні, чи тіла

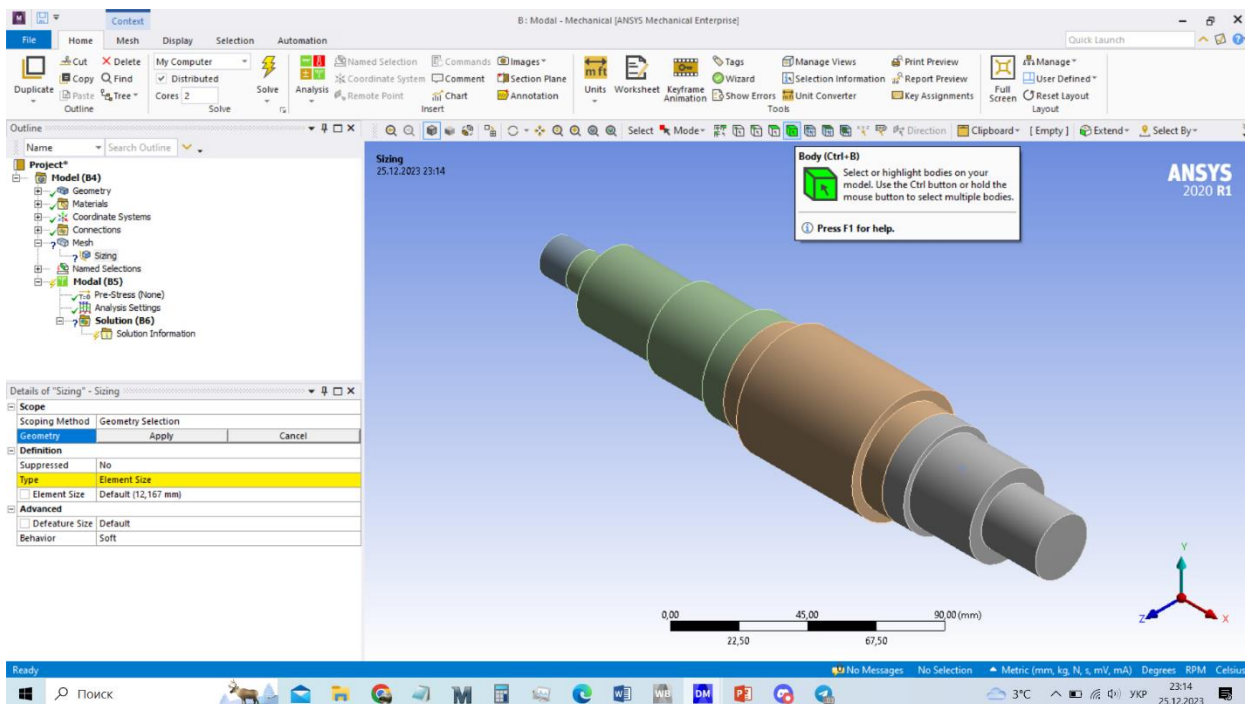


Рисунок 5.9 – Розмір елемента сітки

Обираємо 4 тіла нашого вала

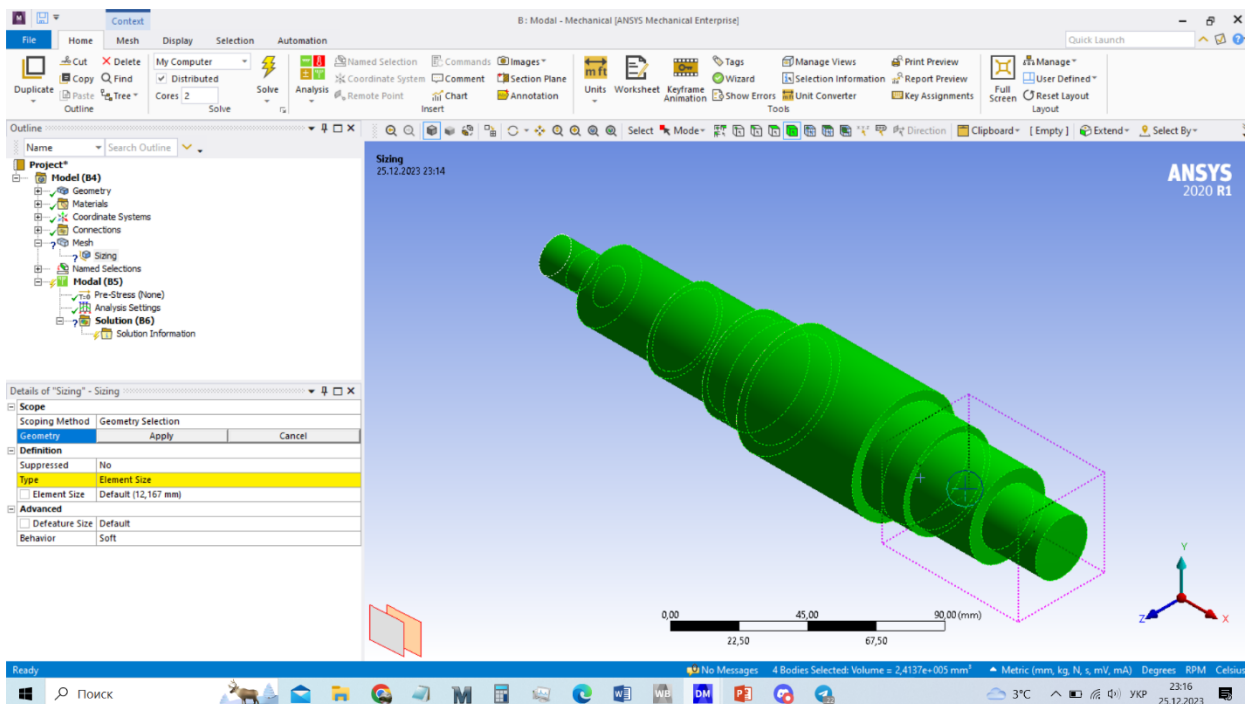


Рисунок 5.10 – Задаємо поверхню

За замовчуванням програма пропонує сітку 12 мм

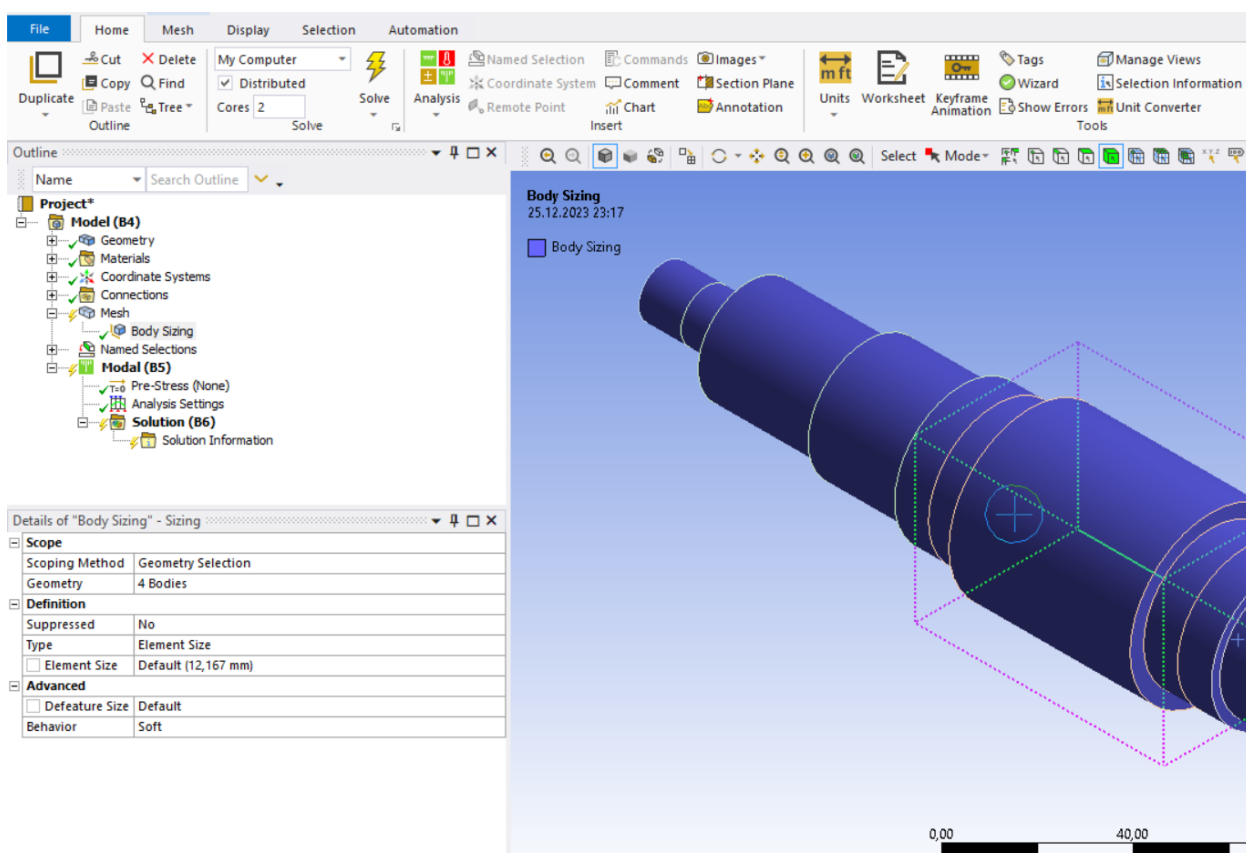


Рисунок 5. 11 – Стандартні значення

Змінюємо 12 мм на 8 мм, щоб згустити сітку, для отримання кращих результатів обчислення

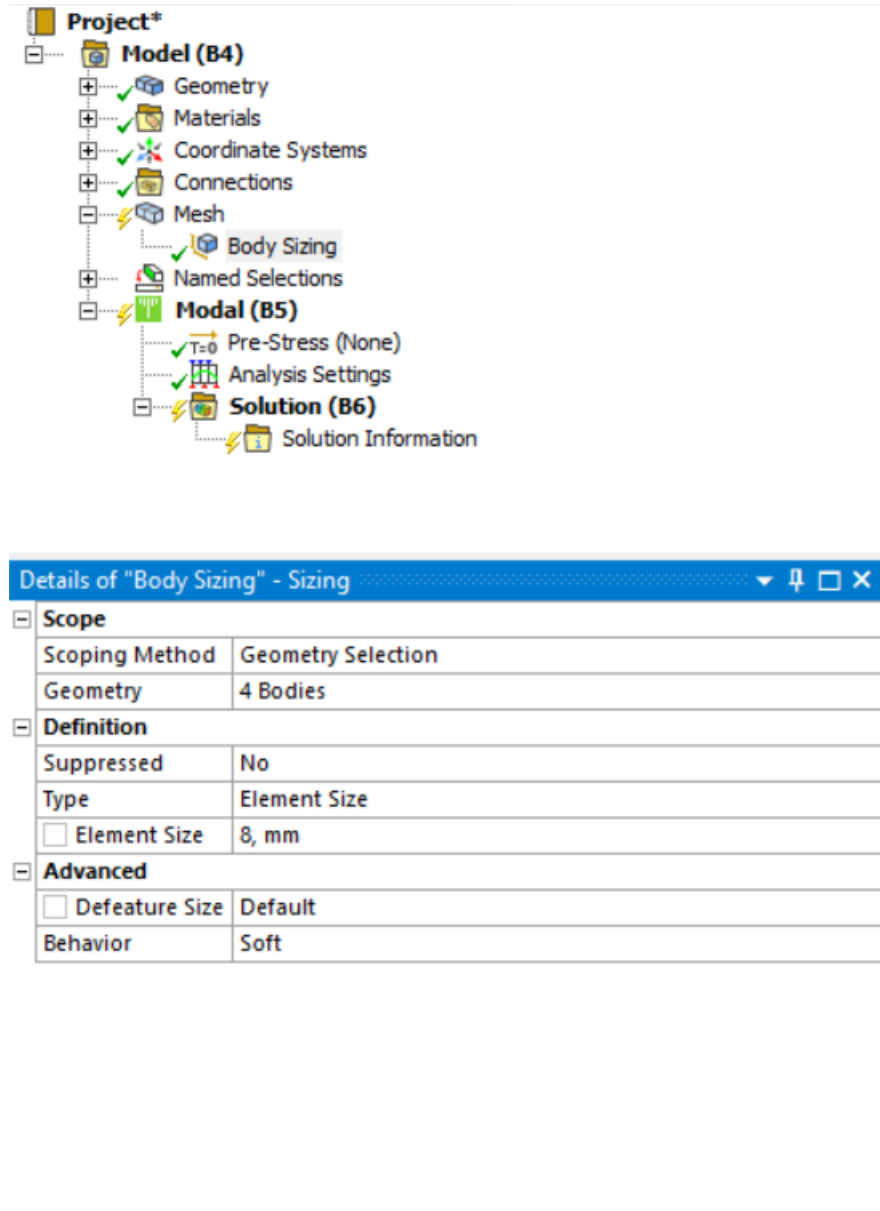


Рисунок 5. 12 – Зміна розміру сітки

Збільшуємо роздільну здатність, та для обчислення сітки обираємо Generate Mesh

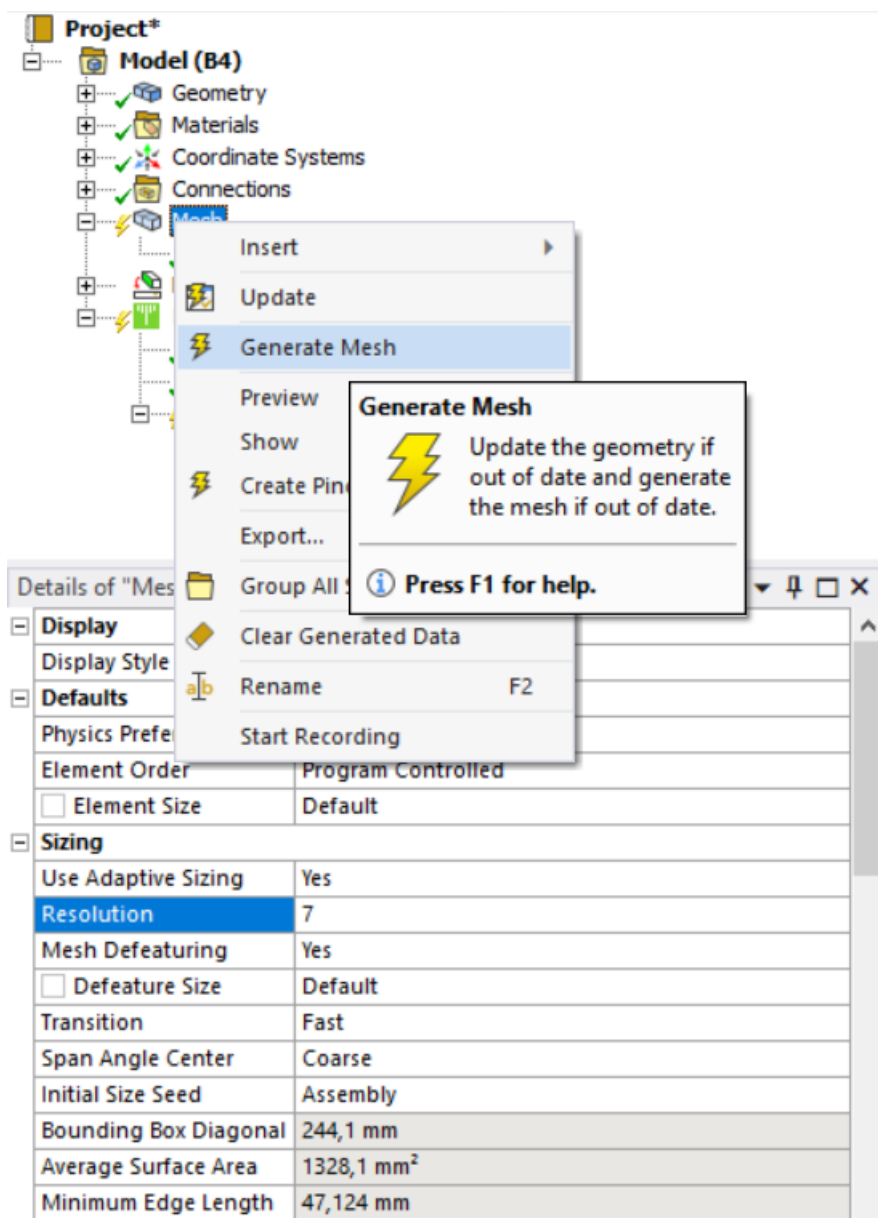


Рисунок 5. 13 – Роздільна здатність

Можемо переглянути отримані результати, і за потреби ще зменшити сітку

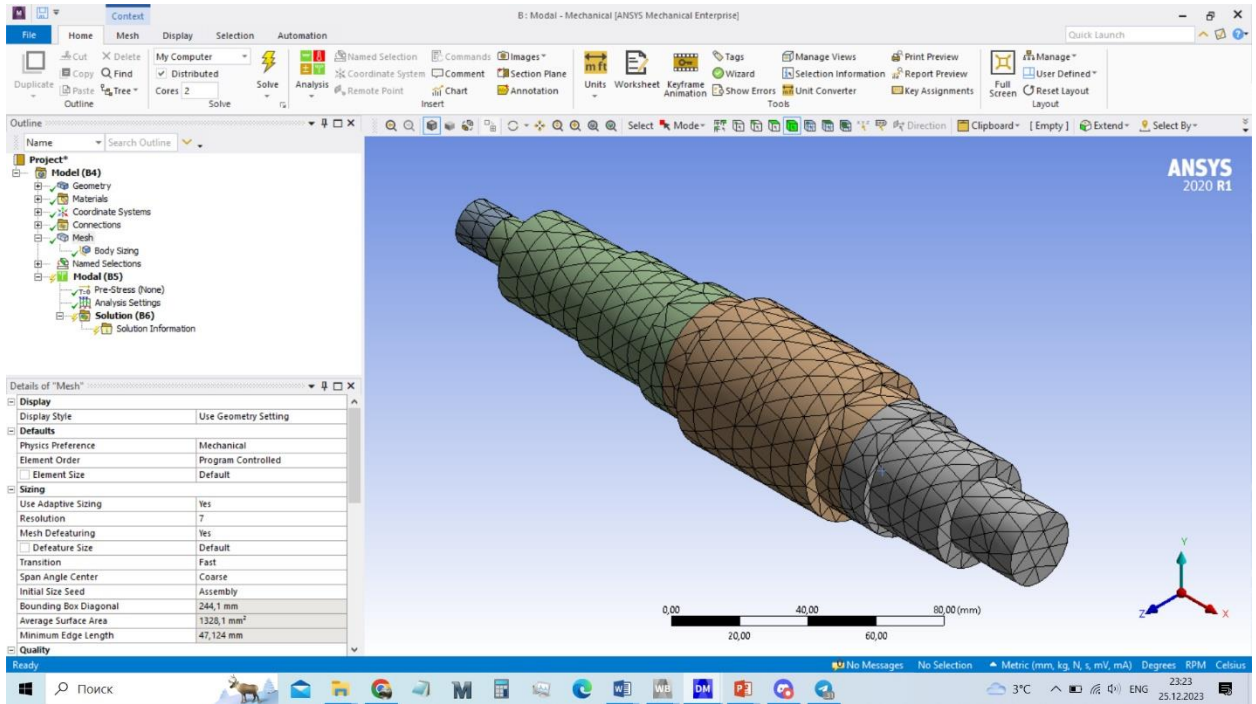


Рисунок 5. 14 – Отримана сітка

Під пунктом Сітки, можна побачити поверхні, що ми задали у Design Modeler

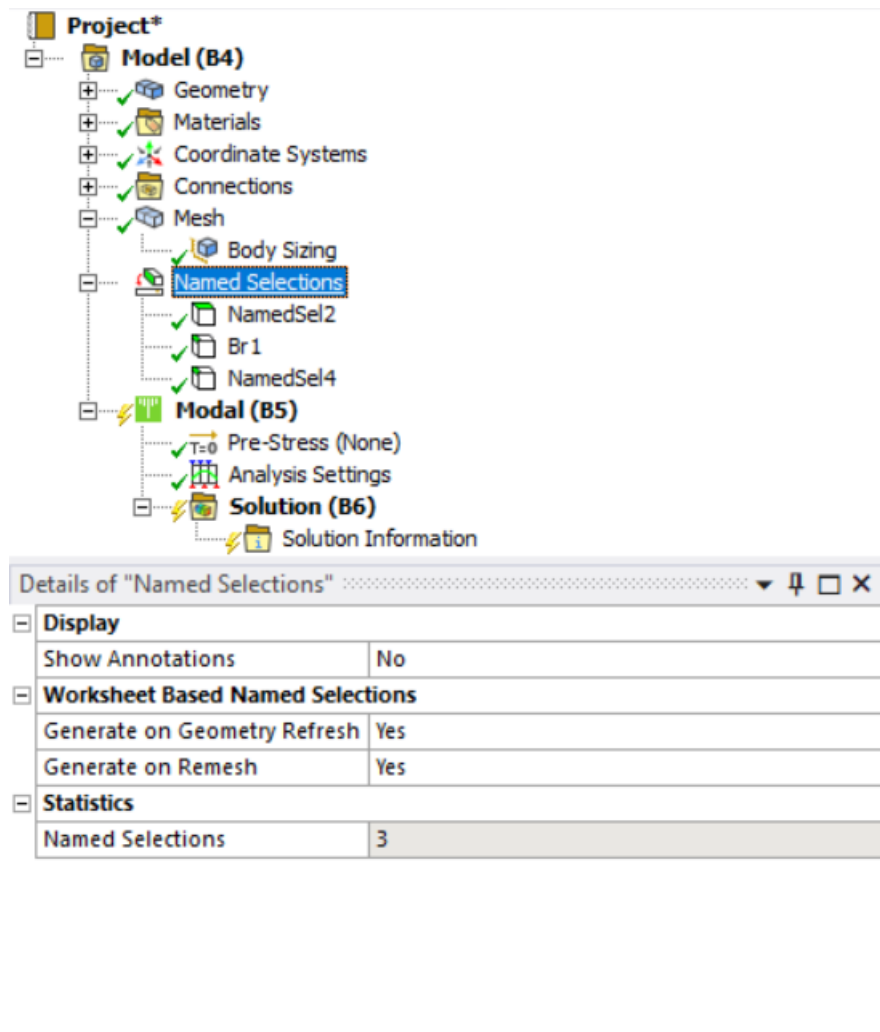


Рисунок 5. 15 – Створені поверхні

У вікні Modal можна змодельовати підшипники на валу. Для цього обираємо Displacement

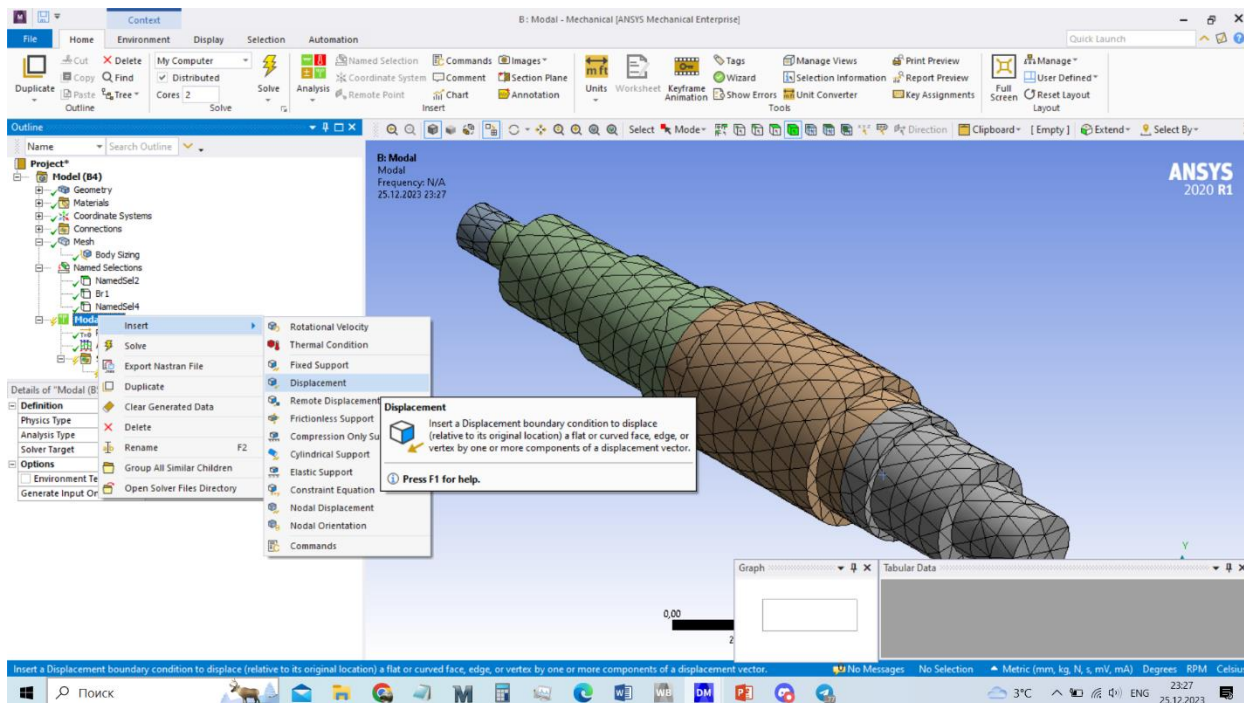


Рисунок 5. 16 – Обмежуємо переміщення

Далі задаємо поверхню під підшипник вручну, або обрати через задалегіть створену поверхню. Для цього у Scoping Method змінити Geometry на Named Selection. І обрати поверхню з назвою Br 1 (Bearing)

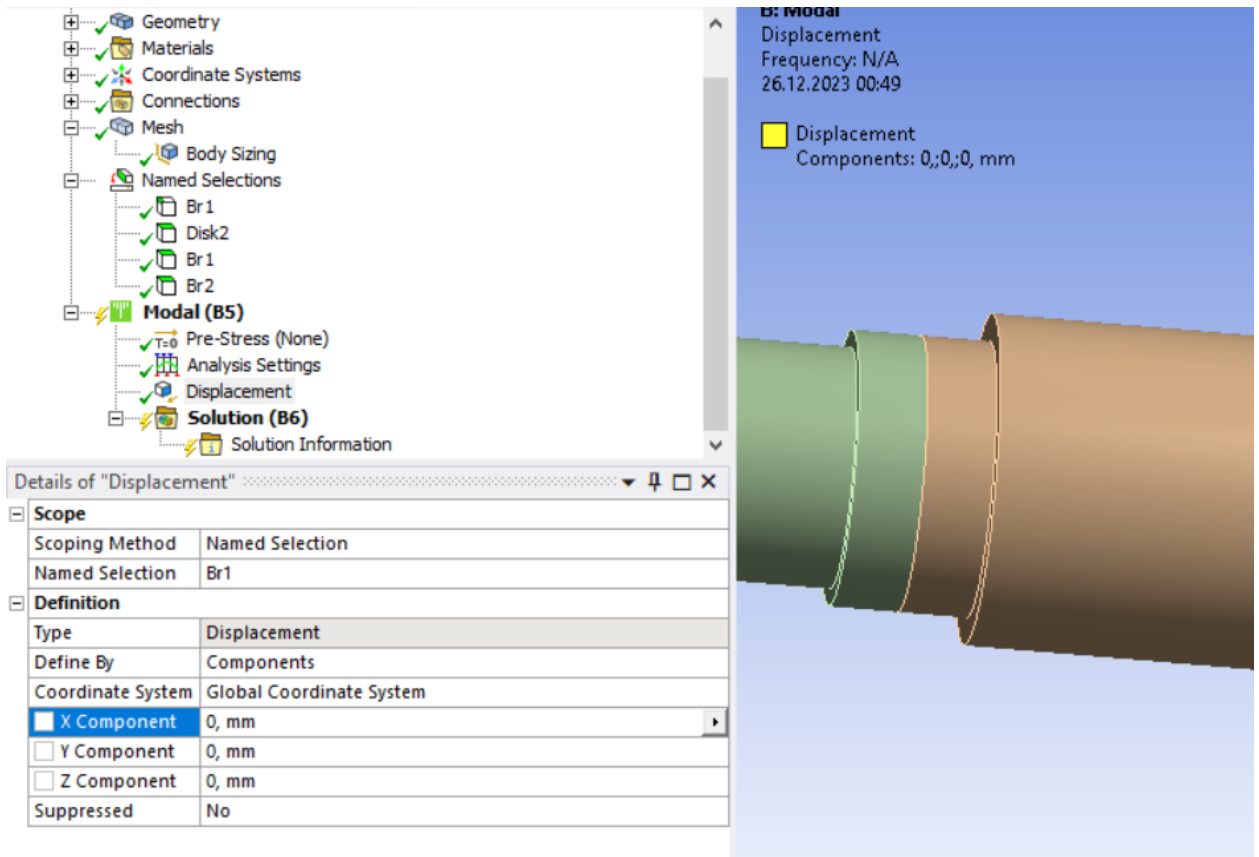


Рисунок 5. 17 – Параметри для підшипника 1

Аналогічно задати друге розташування підшипника

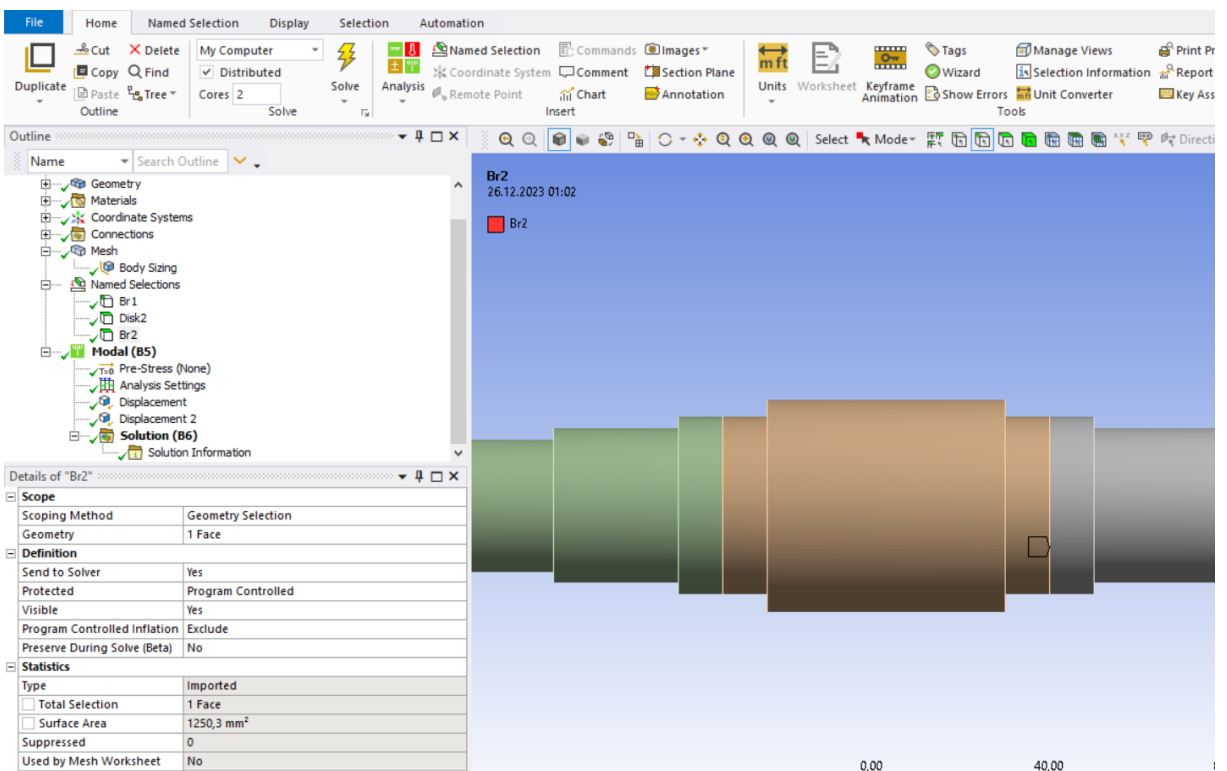


Рисунок 5. 18 – Парааметри для підшипника 2

Задавалося обетання додаванням в Moda/ Rotation Velocity з задаванням частоти обертання вала

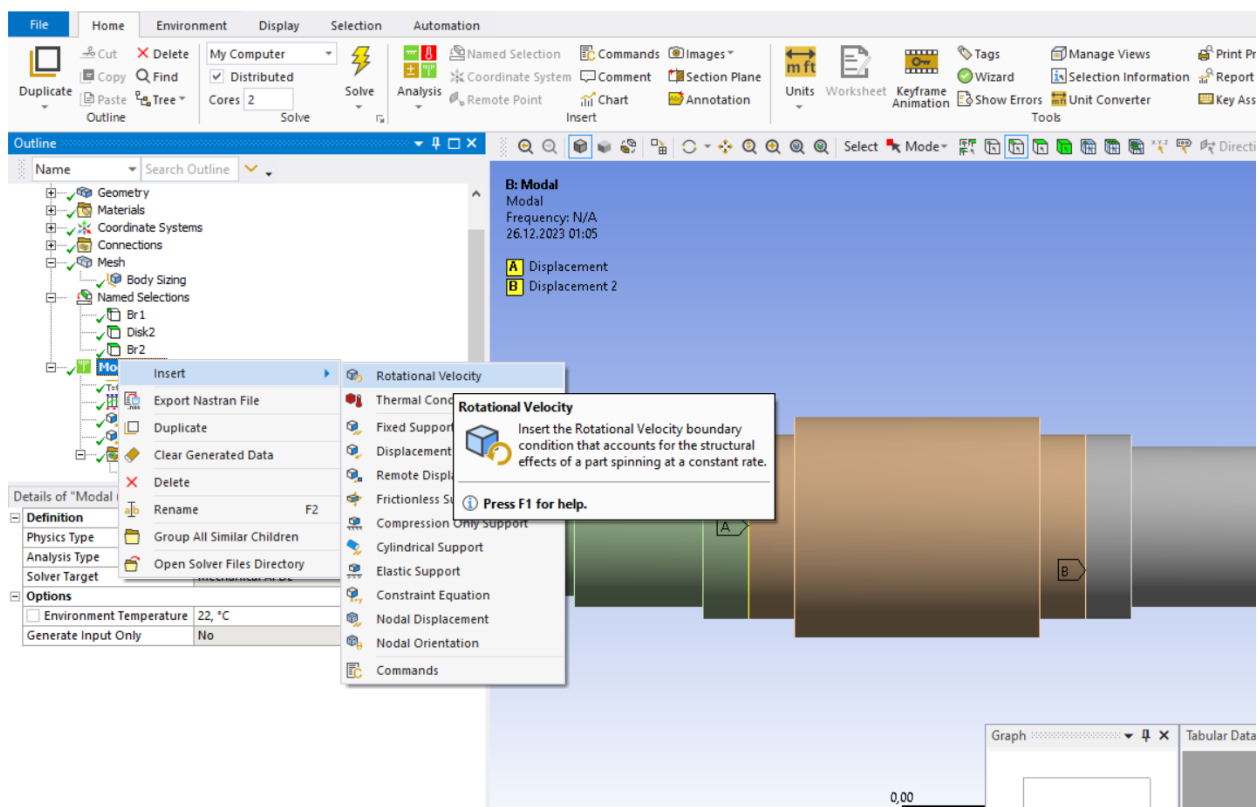


Рисунок 5. 19 – Додавання обертання вала

Вісь обертання X тому задаємо по X 3000 RPM

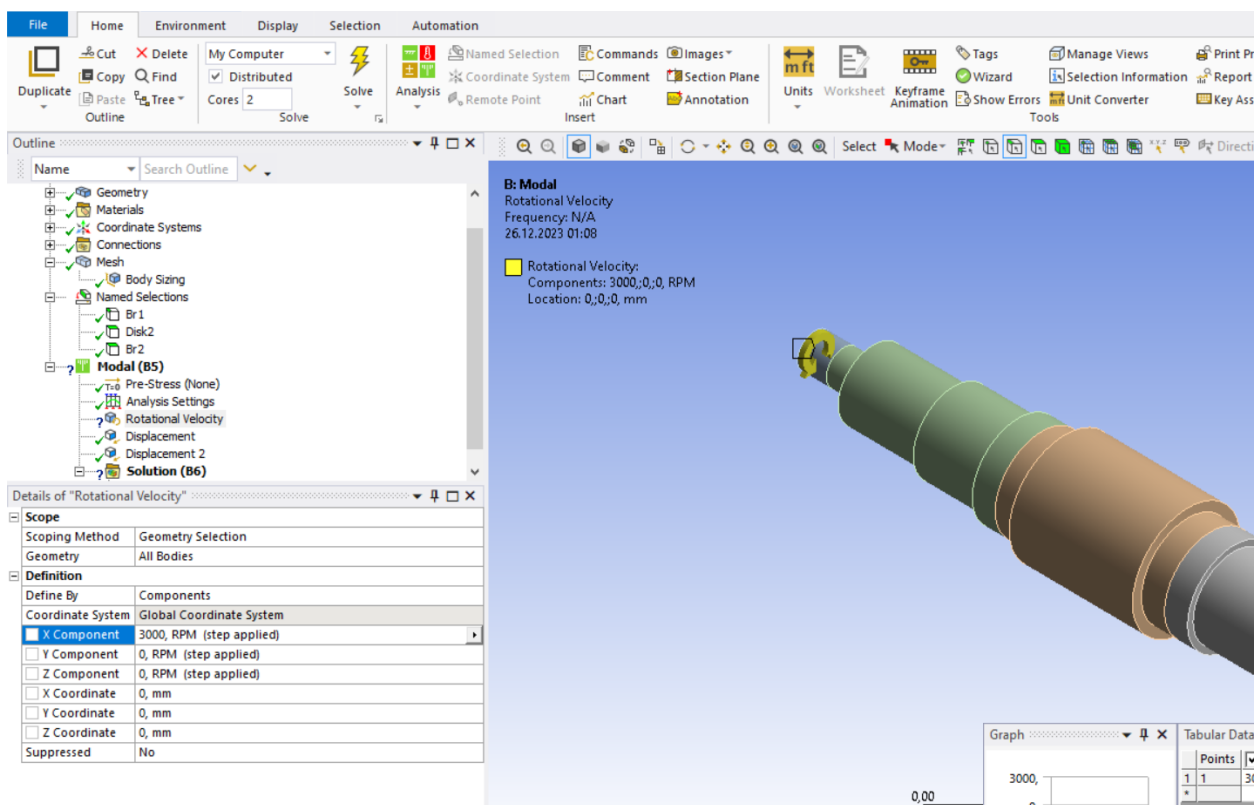


Рисунок 5. 20 – Параметри обертання валу

Тепер щоб переглянути результати в Solution треба задати Deformation Total

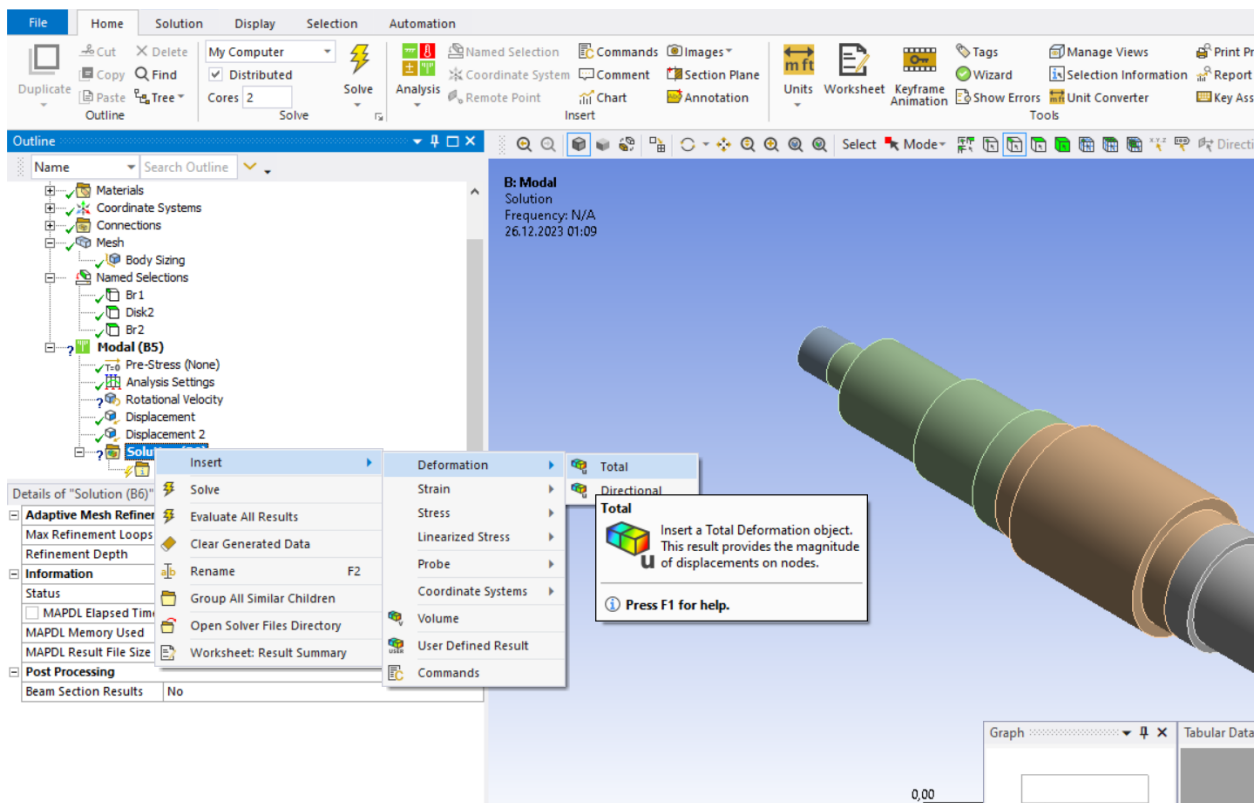


Рисунок 5. 21 – Додавання графіку прогину

Додавання графіку граничних напружень

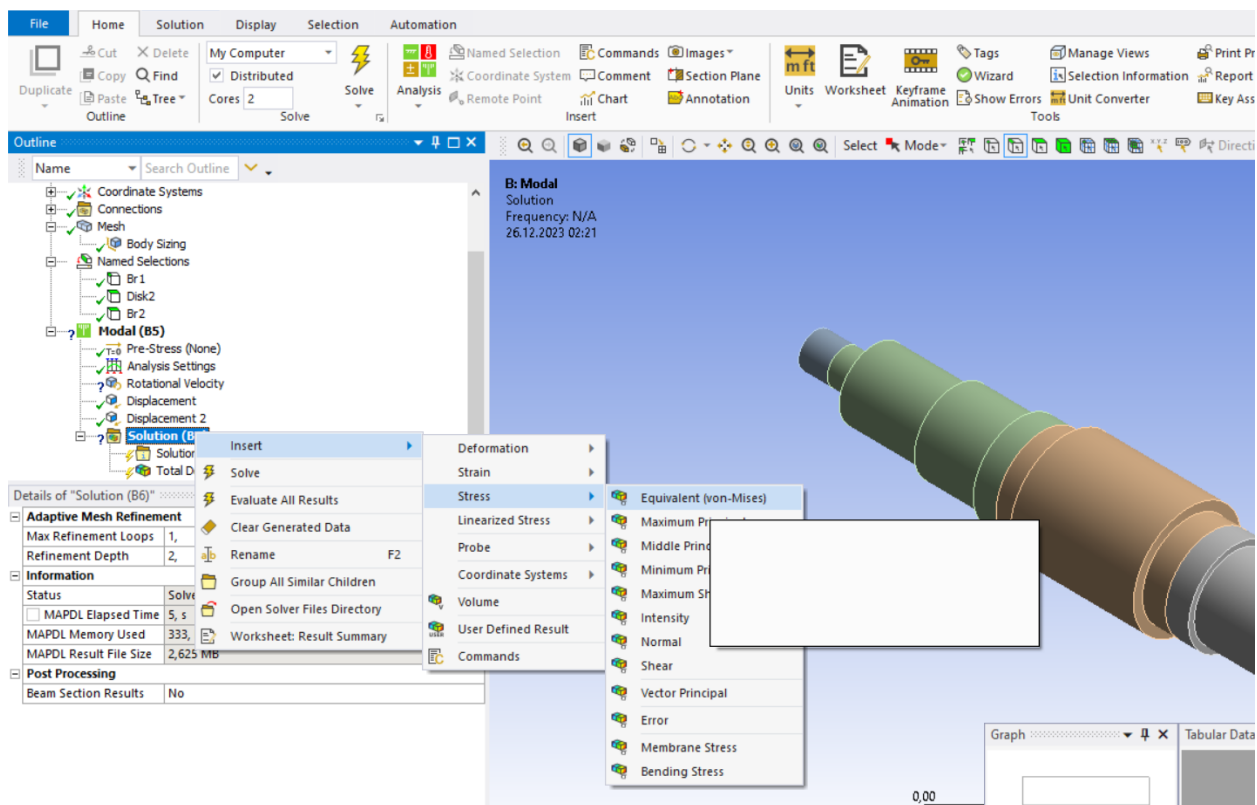
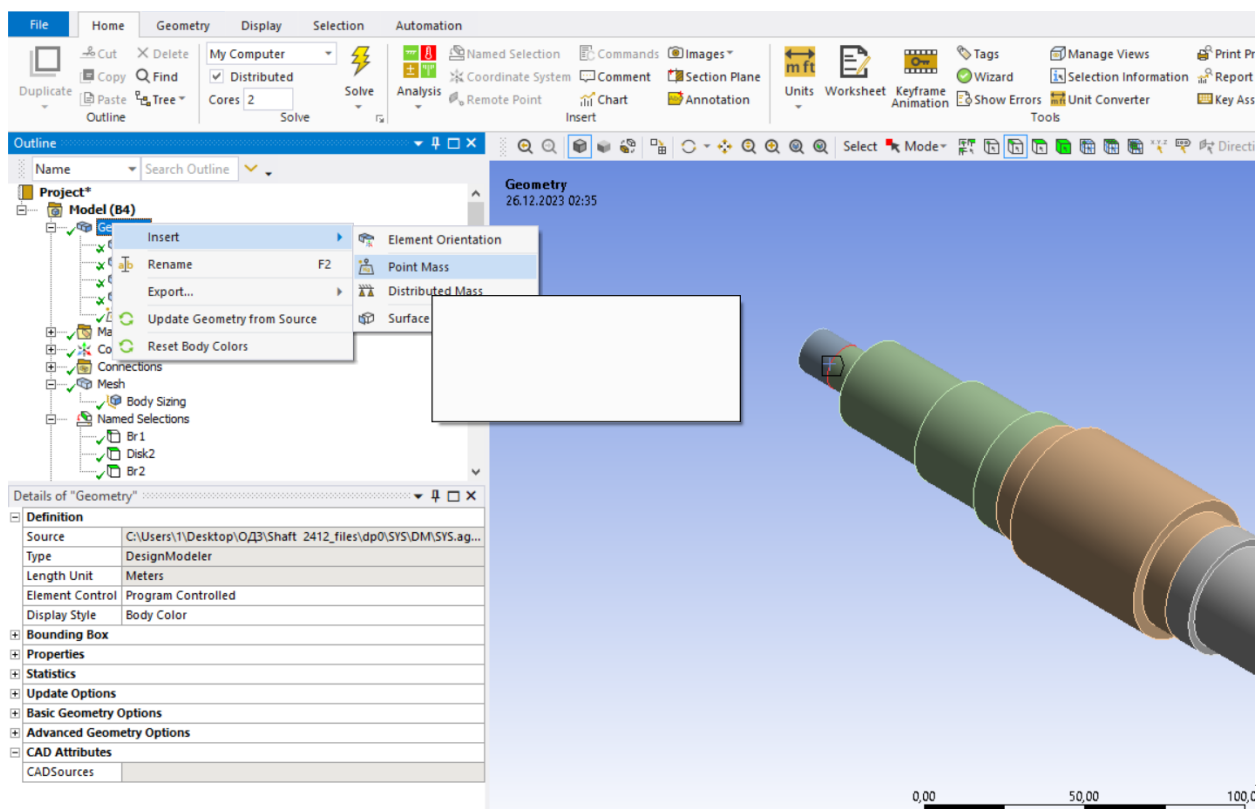


Рисунок 5. 22 – Додавання граничних напружень

Задаємо приблизну нагрузку на вал від робочого колеса, для цього у вкладці Geometry додаємо Point Mass



Рисунок

5. 23 – Точкова маса

Для повного розрахунку задачі потрібно натиснути Solve у верхній графі

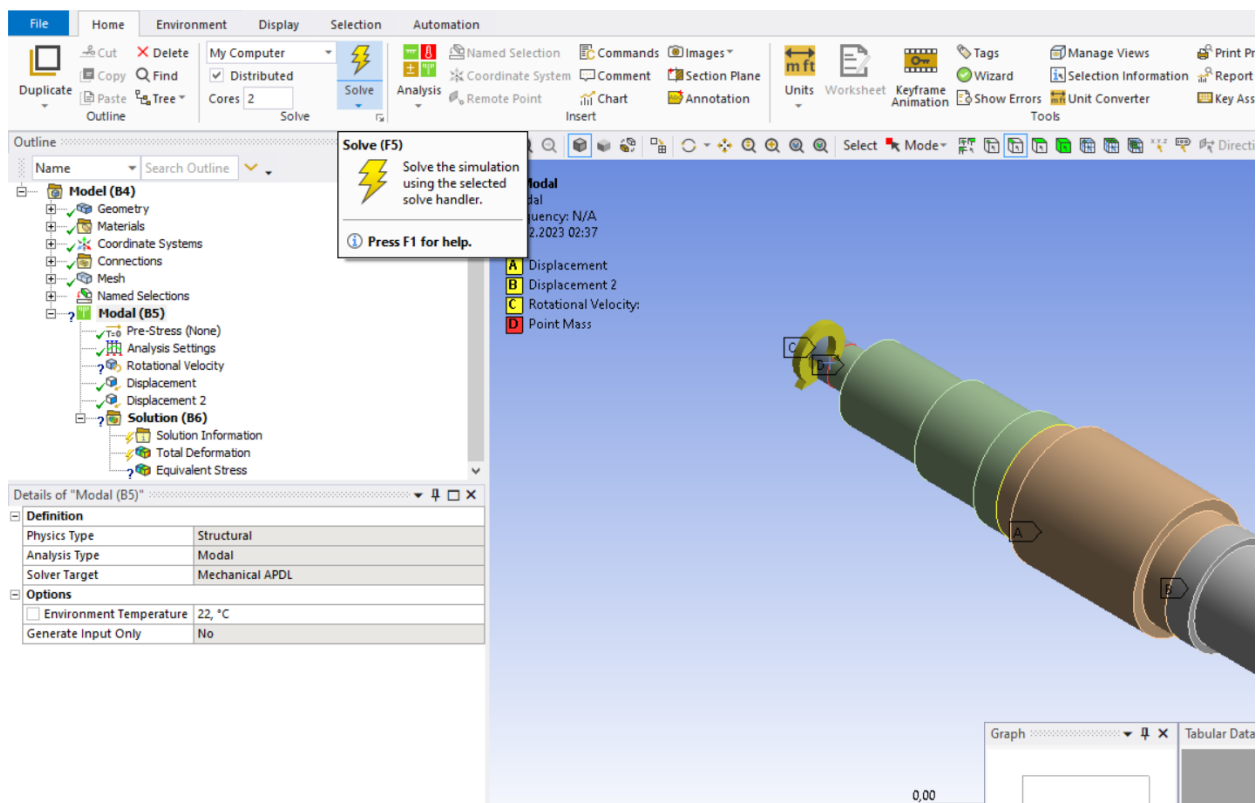


Рисунок 5. 24 – Повний розрахунок

Щоб змінити одиниці виміру, у верхній графі є пункт Units

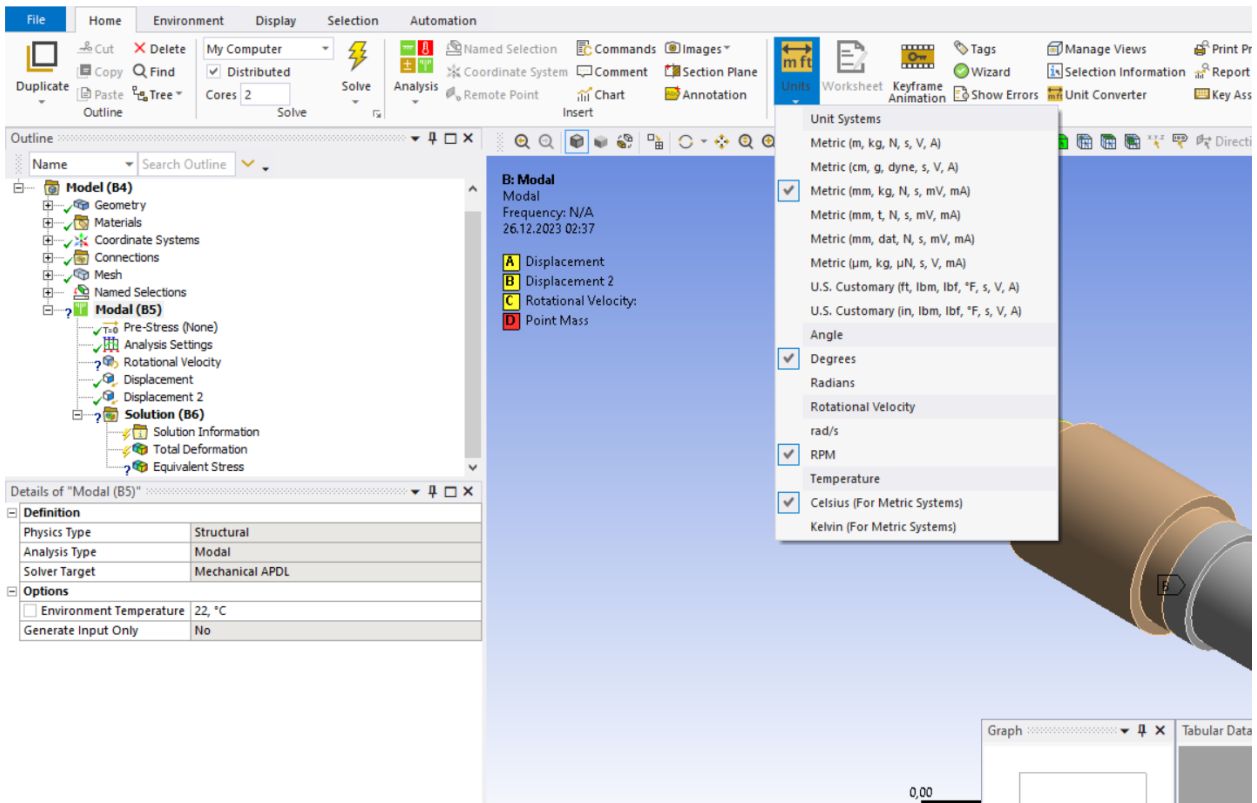


Рисунок 5. 25 – Розмірність

Можна задати силу тяжіння при розрахунку

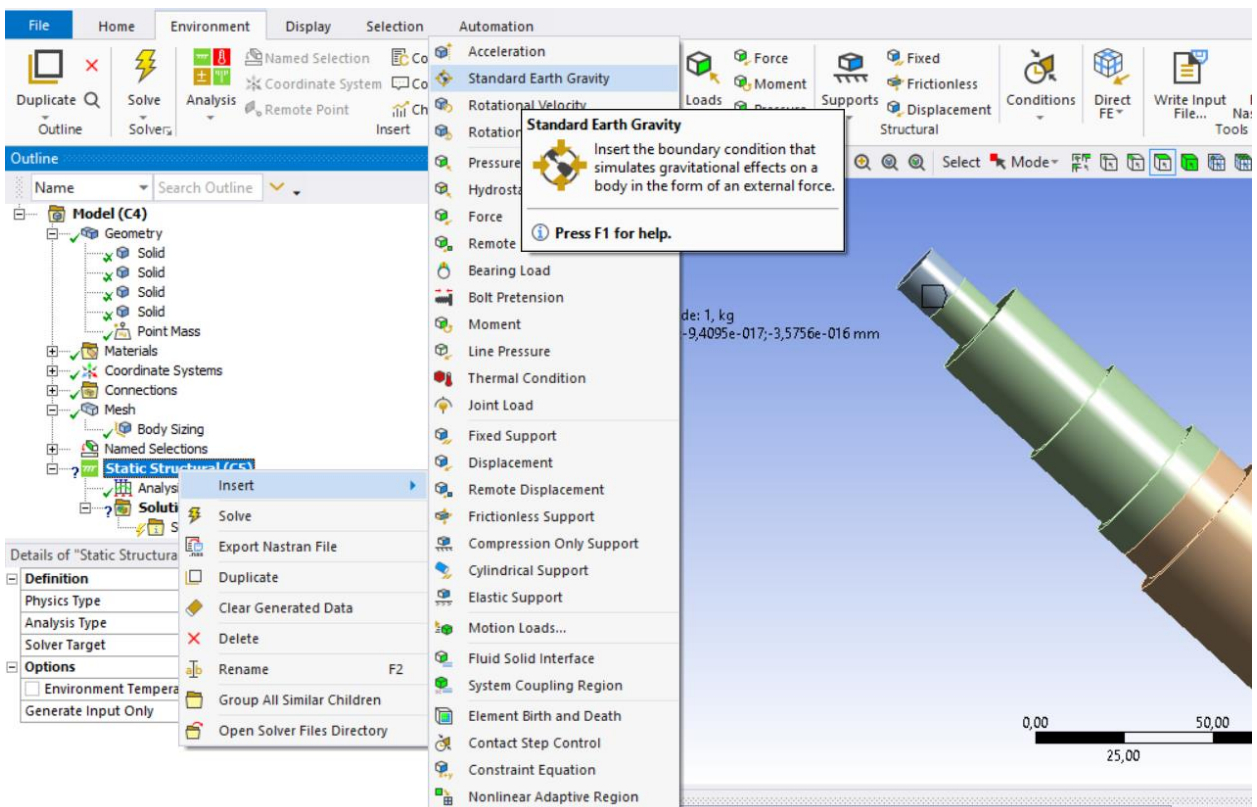


Рисунок 5. 26 – Сила тяжіння

Вісь задаємо –Y

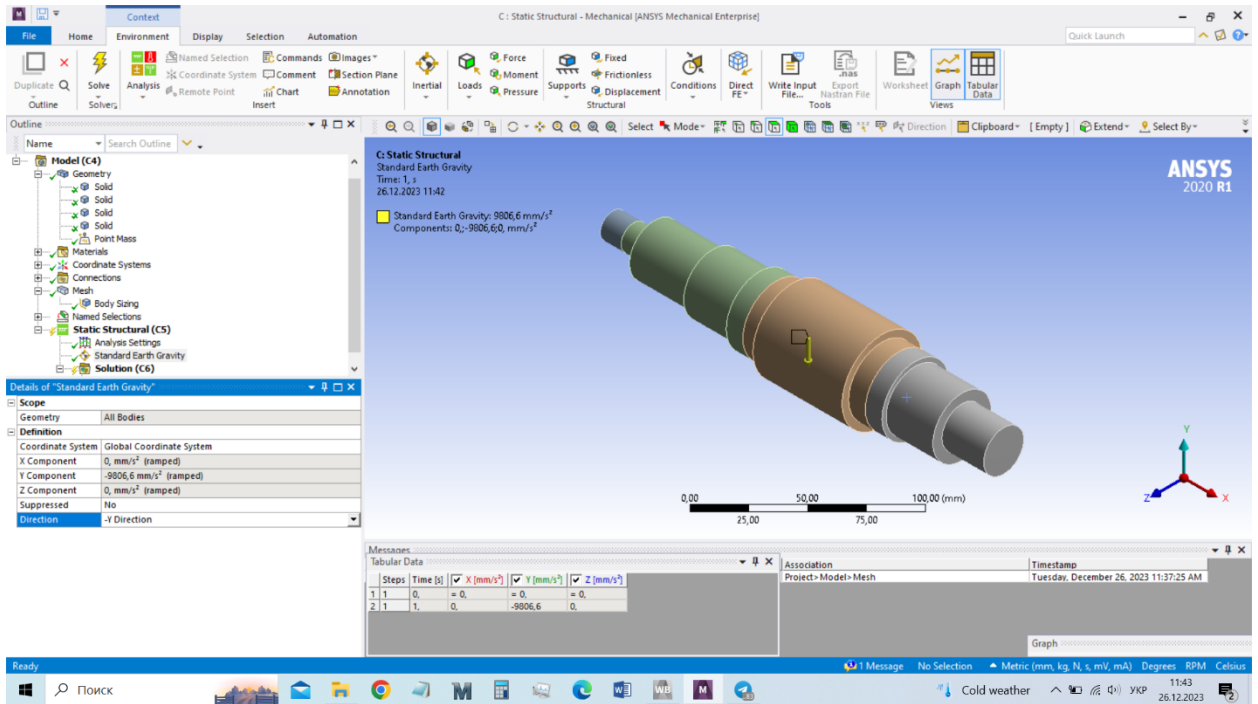


Рисунок 5. 27 – Напряг сили тяжіння

Після задання граничних умов натискаємо кнопку Solve

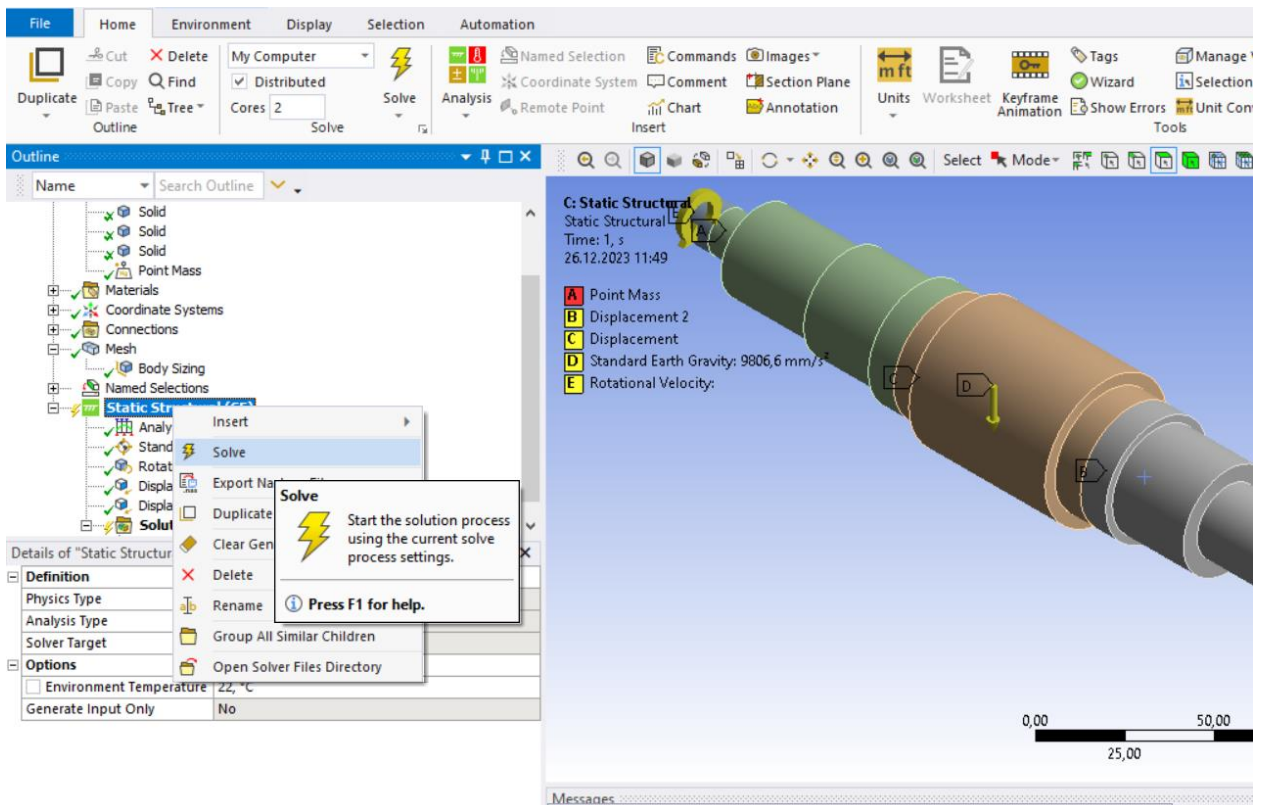


Рисунок 5. 28 – Розрахунок

У нижньому лівому куту можна побачити виконання розрахунку у відсотках

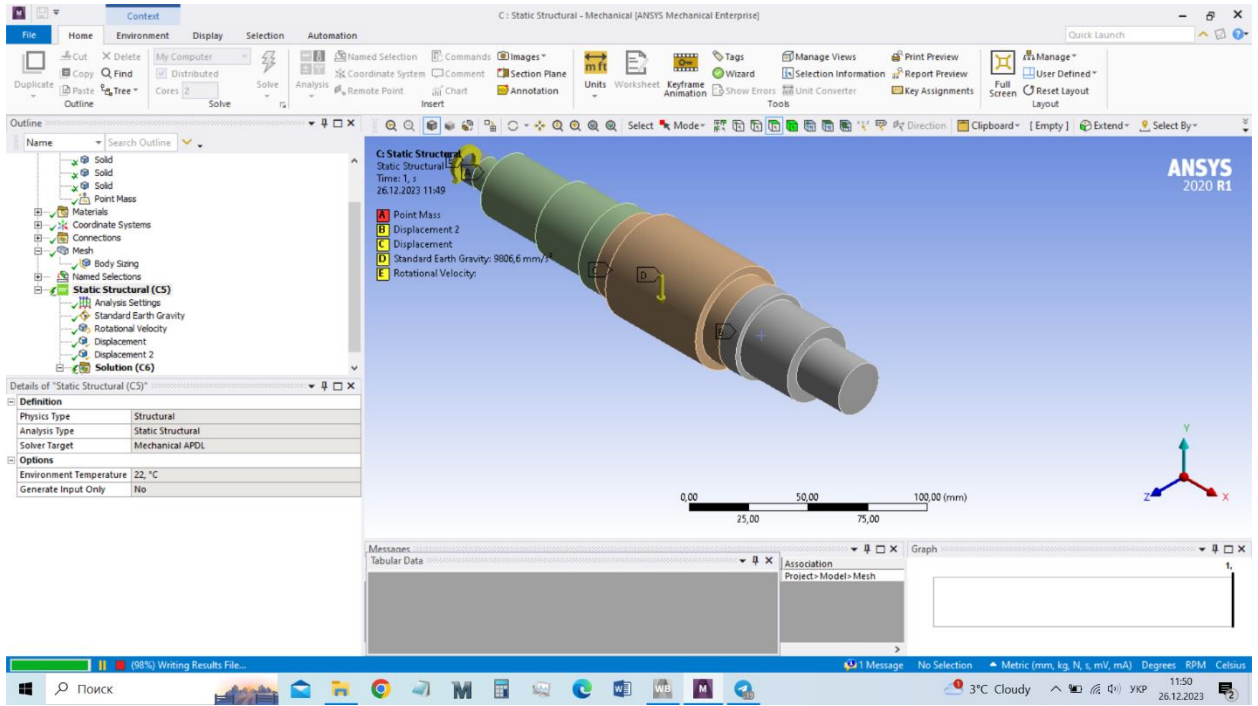


Рисунок 5. 29 – Розрахунок задачі

Після розрахунку можна переглянути результати

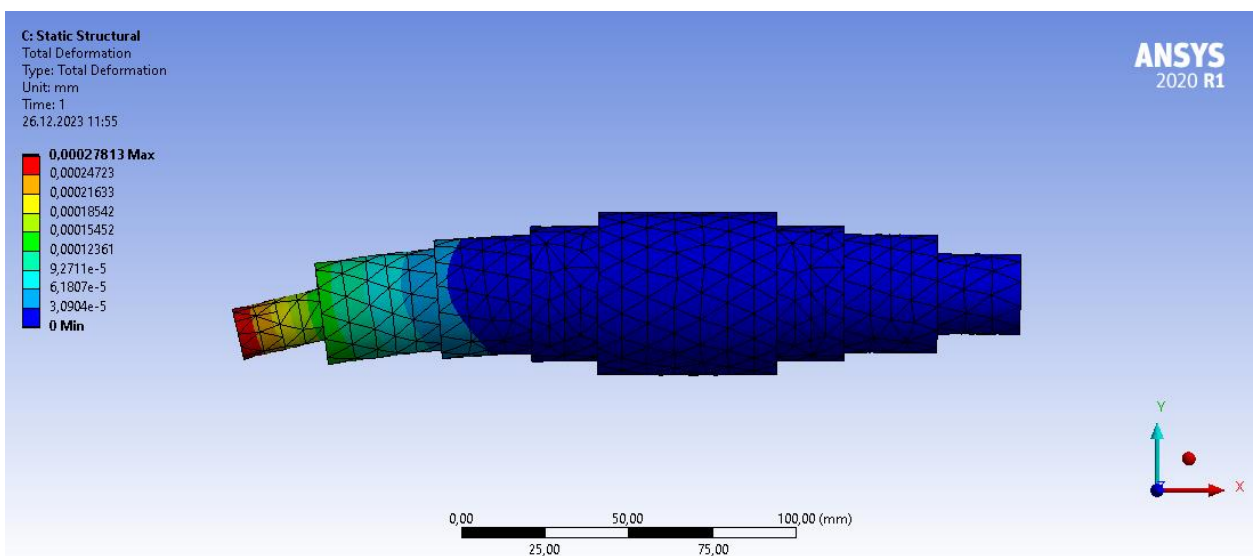


Рисунок 5. 30 – Прогин валу

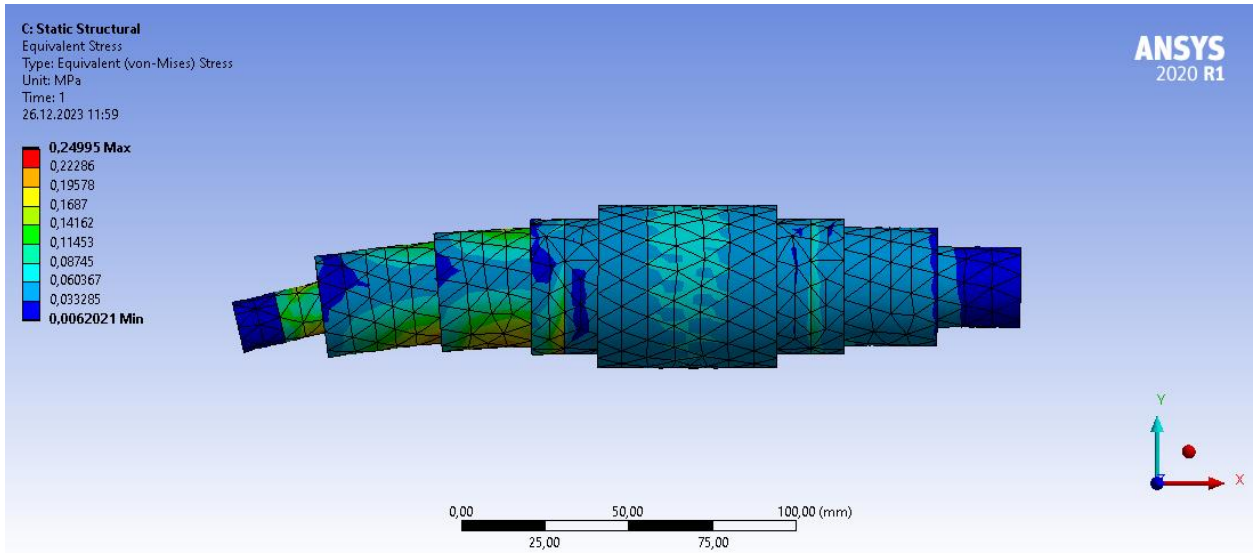


Рисунок 5. 31 – Напруження по всьому валу

4.1. Висновок

Намалювали ескіз валу у програмі Solid Works. Імпортували створений ескіз у програмний комплекс Ansys, де повели розрахунки прогину валу та напружень по всьому валу.

Висновки

1. У бакалаврській кваліфікаційній роботі розроблено вільновихровий насос СВН 25/25 типу «Туго» з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 3,52 кВт. Робота виконана з використанням методу модельного розрахунку проточної частини.
2. У результаті виконання розрахунків визначено геометричні розміри робочого колеса, конструкції вільної камери підвідного і відвідного апарату насоса СВН 25/25.
3. Розраховано значення осьової сили, що направлено у сторону всмоктувального патрубку, як результат несиметричності конструкції робочого колеса, яка складає 843 Н.
4. Розроблено конструкцію радіальних імпеллерів, як елемента розвантаження осьового зусилля. За допомогою радіальних імпеллерів розвантажуються осьова сила 586 Н. Залишкове осьове зусилля на розрахунковому режимі складає 1428 Н і направлено в сторону електродвигуна.
5. Радіальна сила, що виникає у наслідок нерівномірності потоку у вільній камері та у відводі, та діє на ротор насоса, складає 124 Н.
6. У кваліфікаційній роботі проведено кавітаційні розрахунки. Визначено критичний кавітаційний запас, що складає 0,362 м.
7. Розроблена конструкція сальникового ущільнення, що дешевше і простіше за конструкцією, ніж торцеве. Для забезпечення мінімального протікання рідини через сальникове ущільнення використано чотири кільця сальникової набивки. Подача запірної рідини виконується через гідрозатвірне кільце. Визначено механічні втрати на тертя у сальниковому ущільненні, що становлять 65 Вт.
8. У результаті проведених робіт визначено тип і номінальні параметри електродвигуна. Для забезпечення роботи з високими пусковими струмами обрано асинхронний електродвигун АИР100S2 з потужністю 4 кВт і ККД 84,2%.
9. Проведено розрахунки валу на міцність, визначено реакції в опорах кронштейна, що становлять $R_2=256,9$ Н, $R_3=196,8$ Н.

10. Обрано конструкцію шпонкових з'єднань, а також муфти крутного моменту. У якості шпонок обрано призматичні шпонки, у якості муфти – муфта пружна втулково-пальцева.

11. Визначено конструктивне виконання підшипників і визначено ресурс їх роботи. Лівий підшипник – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії з ресурсом роботи 562 тис. год. Правий підшипник – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії з ресурсом роботи 273 тис. год.

12. Розібрали що таке програмний комплекс Ansys, сфери його використання. Побудували ескіз валу у програмі Solid Works та зробили розрахунки прогину та напружень валу у програмному комплексі Ansys

13. Виконано робоче креслення робочого колеса насоса (додаток 2), складальнекреслення насоса (додаток 1), монтажне креслення електронасосного агрегату (додаток 3).

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

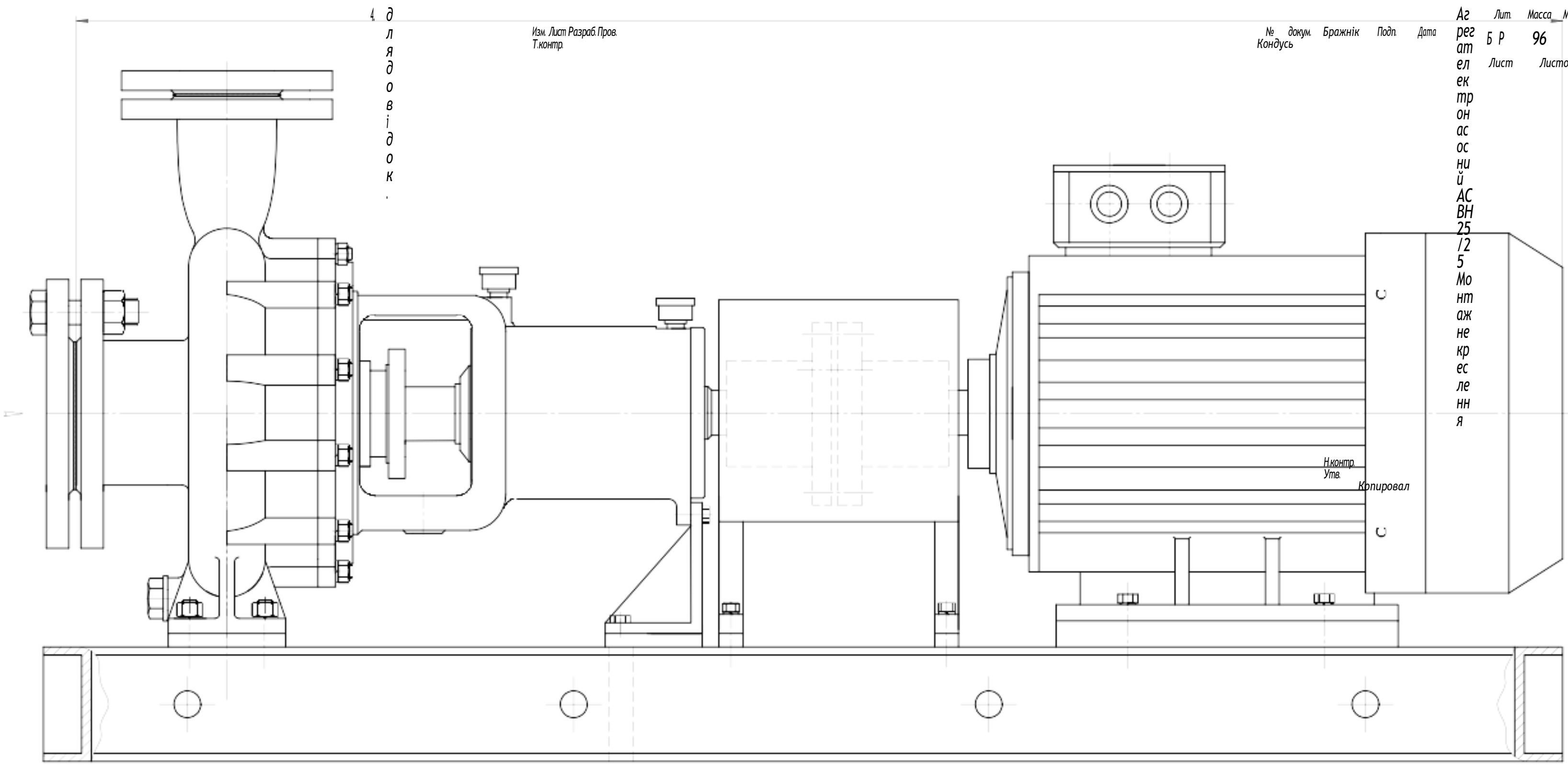
1. Євтушенко Ю.В. Вільновихрові насоси для рідин, що містять включення / Ю.В. Євтушенко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2018 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С. 264.
2. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.
3. Свободновихревы насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; подбщ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
4. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 20 с.
5. Евтушенко А. А. Рабочий процесс вободновихревого насоса типа "TURO" /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / перевод А.М Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.
7. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.

8. Ржебаєва Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие/ Н. К. Ржебаєва, Е. Є. Ржебаєв. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.
9. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномассных свободновихревых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 - Гидр / Котенко А. И. – Сумы, 1989. – 176 с.
10. Чернавский А.С. «Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие» / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев – 3-е изд. Стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», - 2005. – 416 с.
11. Электродвигатель АИР132S4, АИР132S6, АИР132S8. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: https://xn--80aqy.com.ua/katalog_elektrodivigatelei_air/air-100s2-4-kvt-3000-ob-min/
12. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори [Електронний ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.sop.com.ua/article/206-qqq-16-m6-13-06-2016-nebezpechn-ta-shkdliiv-virobnich-faktori>
13. Мікроклімат виробничих приміщень [Електронний ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/5563475/>
14. Ansys workbench tutorial
15. Програмний комплекс Ansys в інженерних задачах. А.В. Загорулько 2008 рік.

№ докум. Кондусь	Бражник	Подп.	Дата	Аг рег ат ел ек тр он ас ос ни й АС ВН 25 /2 5 Мо нт аж не кр ес ле нн я	Лит Б Р	Масса 96	Масштаб 1:2
						Листов 1	

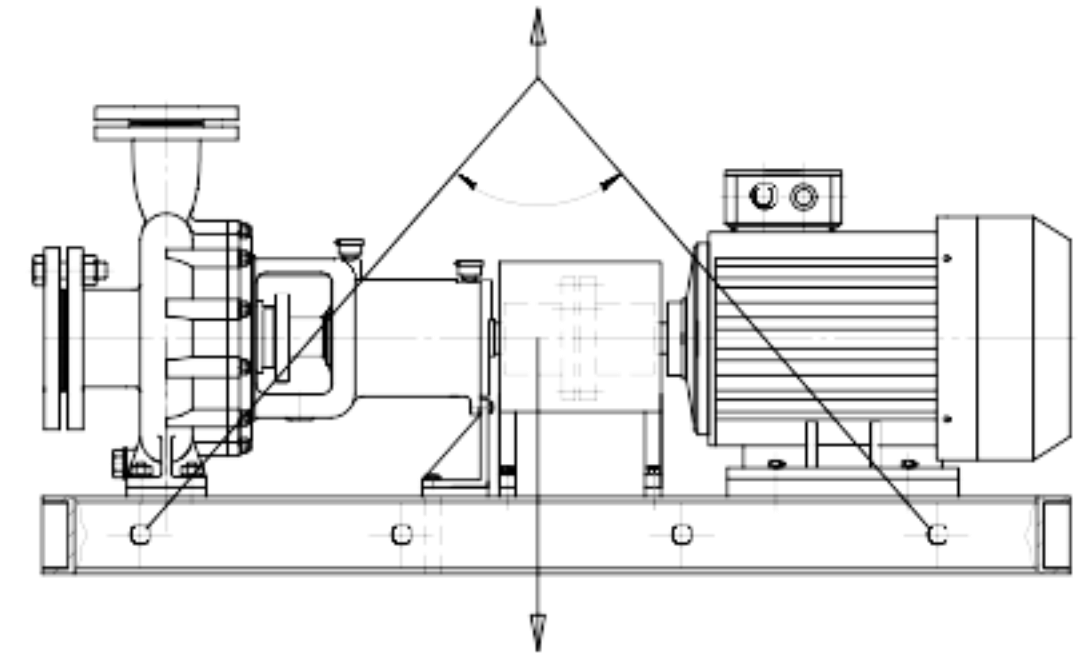
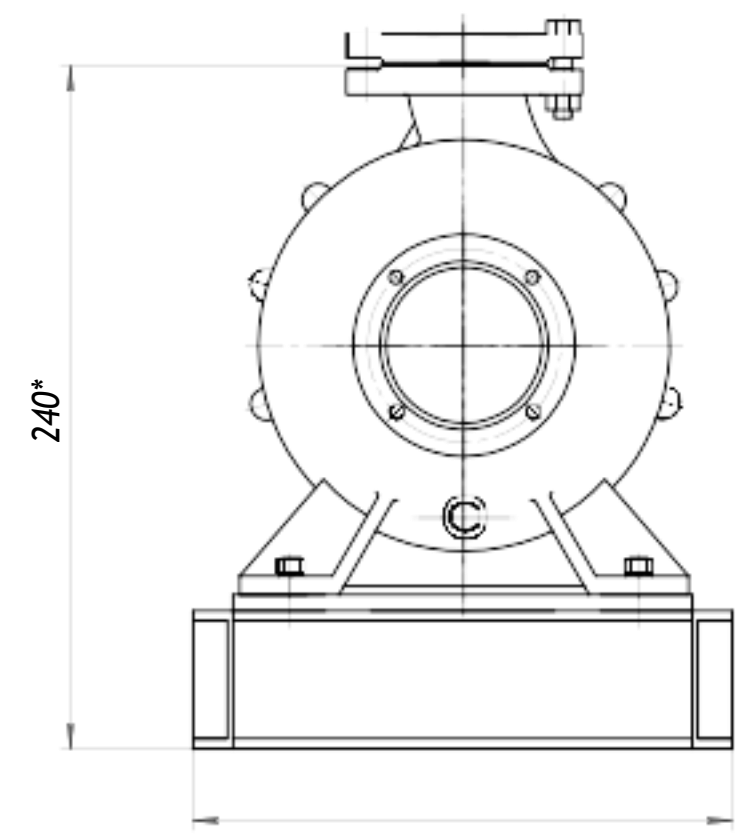
Изм. Лист Разраб. Пров.
Т.контр.

4 д
л
я
д
о
в
і
д
о
к



Н.контр.
Ута
Копировал

СумДУ, ГМ-81/1
Формат А1



Лист № подл. Лист № в сборе. Взам. инв. №. Инв. № субд. Лист № докум. Справ. №. Перв. примен.