

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»

на тему: **Проектування високообертового відцентрового насосу з параметрами: Q=180 м.куб/год, H=1422м, n=9000 об/хв**

Здобувача групи ГМ.мз-21с Хурсенко Дмитро Олексійович

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

_____ Хурсенко Дмитро Олексійович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Сергій Кулініч

Суми – 2023

РЕФЕРАТ

Записка 118 с.; 31 рис.; 9 табл.; 15 джерел.

Насос ЦНСБ 180-1422 призначений для використання в системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ. При проектуванні насоса був проведений вибір робочих органів і проектування робочого колеса і направляючого апарата. Визначено осьові зусилля і системи його сприйняття і зрівноважування.

За результатами наукових досліджень визначена часова характеристика нелінійного перехідного процесу розгону роторів насосного агрегату та характеристика всплиття ротору насосу. Визначено характер перехідного процесу пристрою гідростатичного врівноваження осьової сили при розгоні насосу. Проведено розрахунок вузлів тертя, зносу та кількості пусків насосу.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок про те, що насос ЦНСБ 180-1422 відповідає вимогам, пропонованими до нього в технічному завданні на проектування.

Виконано креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ОСЬОВІ СИЛИ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, УЩІЛЬНЕННЯ.

Зміст

Завдання	2
Реферат	3
Вступ	7
1 Опис та обґрунтування обраної конструкції	8
1.1 Призначення та область застосування	8
1.2. Складові частини та принцип роботи	8
1.3. Опис конструкції насоса	9
2. Розрахунок і проектування робочого колеса (РК) насоса	11
2.1 Визначення основних параметрів	11
2.1.1 Вихідні дані для розрахунку	11
2.1.2 Визначення діаметра вала і втулки РК	14
2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу в РК	15
2.1.4 Визначення числа лопатей та їхньої товщини	17
2.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	17
2.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з РК	18
2.1.7 Уточнення зовнішнього діаметра РК	20
2.1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2	21
2.1.9 Визначення ширини РК на виході	23
2.2 Проектування меридіанного перерізу РК	24
2.2.1 Загальні положення	24
2.2.2 Методика побудови меридіанного перерізу	24
2.2.3 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті	28
2.2.4 Профілювання лопаті	30
2.2.5 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	32
2.2.6 Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанну проекцію РК	35
3. Проектування напрямного апарата (Н.А.)	38
3.1 Визначення діаметра початкової окружності D_3	39
3.2 Вибір числа лопаток Н.А.	40
3.3 Визначення кута установки лопатки Н.А. $\alpha_{3л}$	40
3.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані	42
3.5 Проектування дифузорних каналів	43
4 Розрахунок приведенного сумарного моменту насосного агрегату	45
4.1 Методика розрахунку сумарного моменту	45

4.2 Розрахунок моменту інерції	48
4.2.1 Розрахунок сумарного моменту інерції першого ротору	48
4.2.1.1 Вал насосу. Момент інерції валу насосу	51
4.2.1.2 Робоче колесо насосу. Момент інерції РК	52
4.2.1.3 Гідроп'ята. Момент інерції гідроп'яти	52
4.2.1.4 Муфта I. Момент інерції муфти I	53
4.2.1.5 Вихідний вал редуктора. Момент інерції валу редуктора	55
4.2.1.6 Шестерня редуктора. Момент інерції шестерні редуктора	55
4.2.1.7 Сумарний момент інерції першого ротора	56
4.2.2 Розрахунок сумарного моменту інерції другого ротору	57
4.2.2.1 Момент інерції якоря електродвигуна	59
4.2.2.2 Момент інерції муфти II	59
4.2.2.3 Момент інерції вхідного валу редуктора	60
4.2.2.4 Момент інерції колеса редуктора	60
4.2.2.5 Сумарний момент інерції другого ротора	61
4.2.3 Приведений сумарний момент інерції J	61
4.3 Розрахунок приведеного крутного моменту M (ω)	62
4.4 Визначення характеристики $\omega(t)$	64
5 Розрахунок пристрою гідростатичного розвантаження осьових сил та опорних вузлів ротора насосу	65
5.1 Опис схеми сприйняття осьових сил	65
5.2 Опис сприйняття осьових сил під час пуску насосного агрегату	67
5.3 Розрахунок пристрою гідростатичного розвантаження осьових сил	68
5.3.1 Розрахунок осьових сил, діючих на ротор	68
5.3.1.1 Розрахунок аксіальної сили	68
5.3.1.2 Розрахунок статичної сили	69
5.3.1.3 Розрахунок сумарної осьової сили	70
5.3.2 Розрахунок перепаду тисків на щілинах гідроп'яти	70
5.3.3 Циліндричний та осьовий зазор щілин і витрата у гідроп'яті	71
5.4 Розрахунок характеру руху гідроп'яти на пусковому режимі	73
5.4.1 Побудова залежності $T_{oc}(t)$, змінної під час пуску	73
5.4.2 Рівняння руху гідроп'яти	75
5.4.2.1 Рівняння балансу витрати рідини	75
5.4.2.2 Рівняння динаміки ротора насосного агрегату	77
5.4.2.3 Приведене рівняння осьового зазору гідроп'яти	78
5.4.2.4 Диференціальне рівняння руху гідроп'яти	79

6 Розрахунок процесу центровки ротора з використанням ЕОМ	81
6.1 Вихідні данні для розрахунку	82
6.2 Використання програмного продукту «ANSYS»	85
6.3 Часова реалізація процесу центровки	93
7 Розрахунок вузлів тертя, зносу та кількості пусків насосу	95
7.1 Визначення кількості обертів насосу	96
7.2 Визначення інтенсивності зносу	97
7.3 Визначення кількості пусків	98
8 Охорона праці	99
8.1 Безпека життєдіяльності	99
8.1.1 Аналіз потенційних небезпек у проєктованому агрегаті	99
8.1.2 Загальні вимоги	100
8.1.3 Вимоги до монтажу насосного агрегату	100
8.1.4 Заходи щодо захисту від шуму	101
8.1.5 Вимоги до мікроклімату й освітленню робочої зони	101
8.1.6 Вимоги до систем контролю й автоматики насосного агрегату	102
8.1.7 Вимоги пожежної й електричної безпеки	102
8.1.8 Фактори, що впливають на здатності людини	103
8.2 Розрахунок занулення на вимикальну здатність	106
8.2.1 Загальні положення	106
8.2.2 Розрахунок занулення проєктованого агрегату	109
Висновки	116
Список використаної літератури	117
Додатки	

ВСТУП

На сьогоднішній час проблема надійності та економічності обладнання для підтримки пластового тиску (насосів типу ЦНС) досі є актуальною. Ці насоси в зв'язку з високим напором мають до 15 ступенів великого діаметру, виготовляються з корозійностійкої сталі і ціна їх сягає кількох сотень тисяч гривень. А ресурс у деяких випадках менше півроку, що пов'язано з агресивністю та великим вмістом абразивних часток у перекачуваній рідині.

Можливим шляхом суттєвого зниження (в декілька разів) собівартості насосу є підвищення частоти обертання, що призводить до зменшення кількості ступенів та їх розмірів. Підвищення вартості високообертового приводу компенсується тим, що його ресурс в декілька разів перевищує ресурс насосу.

Гідростатичні сили в радіальних ущільненнях на робочих режимах забезпечують надійну центровку ротора при безконтактній роботі, що було вже доведено раніше для аналогічних насосів та опубліковано в літературі. Але під час пуску ротор насосу лежить на поверхнях розточок ущільнень, і перші секунди розгону проходять в умовах механічного контакту і механічного тертя в радіальних ущільненнях.

Умови пуску та процес центровки ротору в насосах приведеної конструкції не вивчалися раніше і в літературі не описані. Тому для перевірки та забезпечення надійності запропонованого насосу вважається за необхідне розробити методику та провести розрахунок пускового процесу в агрегаті, котрий включатиме в себе:

- визначення часової характеристики перехідного процесу розгону насосного агрегату;
- дослідження перехідного процесу пристрою гідростатичного врівноваження осьової сили;
- визначення характеристики впливля ротору насосу;
- розрахунок пускових вузлів тертя та їх робото придатності.

1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Призначення й область застосування

Насос ЦНСБ 180 - 1422 використовується для накачування після механічного очищення води в нафтоносні шари.

Насоси виготовляються для використання в системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Насоси й агрегати на їхній основі виготовляються в кліматичному виконанні УХЛ, категорія розміщення 4 за ДСТУ, 15150-69.

Показники застосовності насоса по середовищу, що перекачується - пластова вода температурою до 80 С, щільністю до 1200 кг/м³, масовою концентрацією твердих часток до 0,1% розміром до 0,1 мм, водневим показником рН 5,4...7,5, загальною мінералізацією до 248 г/л, змістом нафтового газу до 100 л/м³, нафти до 60мг/л.

1.2 Пристрій і принцип роботи

Електронасосний агрегат складається з насоса, електродвигуна, мультиплікатора.

Привід насоса здійснюється через сполучні муфти.

Напрямок обертання ротора проти вартовий стрілки, якщо дивитися з боку двигуна.

Насос відцентровий, горизонтальний, багатоступінчастий, секційний з робочими колісьми однобічного входу, положення робочих коліс на валові фіксується шпонкою.

У секціях установлені направляючі апарати.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, втулки, диска гідроп'яти.

Вал ущільнюється торцевим ущільненням патронного типу.

Вал насоса і вал електродвигуна з'єднані з мультиплікатором пружними муфтами, закритими кожухами.

Корисна потужність насосного агрегату витрачається на збільшення енергії рідини.

Робота насоса заснована на силовій взаємодії лопат робочого колеса з потоком рідини.

1.3 Опис конструкції насоса

Насос ЦНСБ 180 - 1422 - відцентровий, горизонтальний, 4-ступеневий.

Конструкція насоса забезпечує:

- підвищення к.к.д. завдяки збільшенню коефіцієнта швидкохідності;
- зменшення габаритів насоса;

Насос складається з таких основних вузлів і деталей: корпусних частин, робочих коліс і направляючих апаратів, пристрою для сприйняття осьової сили.

Корпусні частини насоса - секції, направляючі апарати.

У секціях насоса встановлені направляючі апарати, причому останній апарат підтятий для установки пристрою сприйняття осьової сили. Направляючі апарати фіксуються від провороту штифтами.

Робочі колеса - відцентрові з просторовою формою лопатей, виконані суцільнолитими з наступною механічною обробкою. У комплекті з направляючими апаратами робочі колеса являють собою ступінь насоса. Робочі колеса і направляючі апарати постачені карбідокремнієвими і текстолітовими кільцями, що призначені для сприйняття осьового навантаження, що діє на робоче колесо.

Привід насоса - електродвигун.

Насос з'єднується через мультиплікатор із приводним електродвигуном за допомогою пружних муфт.

Матеріали основних деталей насоса зазначені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л ДСТУ, 977-88
Направляючий апарат	Сталь 20Х13Л ДСТУ, 977-88
Вал	Сталь 30Х13 ДСТУ, 5632-72
Робоче колесо	Сталь 12Х18Н9Т ДСТУ, 5632-72

2. Розрахунок і проектування робочого колеса (РК) насоса

Розрахунок і проектування РК насоса робимо за методикою, наведеної у [12].

2.1 Визначення основних параметрів

Меридіанний переріз робочого колеса с основними геометричними параметрами приведено на рис. 2.1.

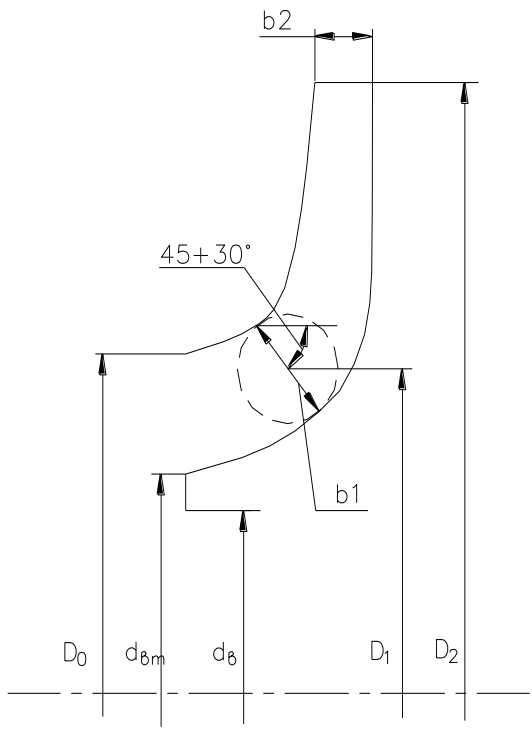


Рисунок 2.1. Меридіанний переріз

2.1.1 Вихідні дані для розрахунку

Тип РК:	однопоточний ($\alpha=1$);
Число ступеней, i	4
Щільність рідини, що перекачується ρ , кг/м ³	1200
Подача насоса Q , м ³ /с	$50 \cdot 10^{-3}$

Частота обертання n , об/хв	9000
Напір насоса H , м	1422.

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}}, \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 9000 \cdot \sqrt{50 \cdot 10^{-3}}}{\left(\frac{1422}{4}\right)^{0,75}} = 90.$$

Приведений діаметр РК, м визначаємо по формулі Суханова:

$$D_{1np} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.2)$$

де $K_{вх}=3,5 \div 5,0$ – коефіцієнт вхідної кромки.

Приймаємо $K_{вх}=5$.

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 10^{-3}}{9000}} = 0,089(\text{м}).$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех}, \quad (2.3)$$

де η_o – об'ємний ККД насоса;

η_r – гідравлічний ККД;

$\eta_{мех'}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{мех}$ – зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 90^{-2/3}} = 0,97.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.5)$$

де D_{1np} – приведений діаметр РК, мм.

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 89 - 0,172)^2} = 0,87.$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}; \quad (2.6)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 90^{-2}} = 0,91.$$

Зовнішній механічний ККД задається: $\eta_{мех} = 0,97$.

$$\eta = 0,97 \cdot 0,87 \cdot 0,91 \cdot 0,97 = 0,74.$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n}{\eta}; \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 1800}{0,74} = 1131,1 \text{ (кВт)}.$$

Максимальна потужність насоса:

$$N_{\max} = 1,2N;$$

$$N_{\max} = 1,2 \cdot 1131,1 = 1244,2 \text{ (кВт)}.$$

По [3] як привод насоса вибираємо електродвигун 4АРМ-1250/6000 УХЛ4 з наступними параметрами:

номінальна потужність $N_{\text{эл}} = 1250$ кВт;

напруга $U_{\text{эл}} = 6000$ В;

частота обертання $n_{\text{эл}} = 2973$ об/хв.

2.1.2 Визначення діаметра вала і втулки РК

У першому наближенні діаметр вала визначається з розрахунку на крутіння згідно [2]:

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.8)$$

де M - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$[\tau]$ – знижена напруга, що допускається, на крутіння, Н/м².

Крутний момент з [2]:

$$M = \frac{30N_{\max}}{\pi \cdot n} ; \quad (2.9)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1244,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 9000} = 1320,1 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Знижену напругу, що допускається, приймаємо $[\tau]=300 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Тоді:

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1320,1}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,059 \text{ (м)}$$

Виходячи з розрахунку вала на критичну частоту обертання, приймаємо за ДСТУ, 6636 - 69 $d_e=0,05 \text{ (м)}$.

Оскільки в проектуваному насосі у втулці РК установлені втулки з карбіду кремнію, то приймаємо діаметр втулки $d_{\text{вТ}}=0,06 \text{ (м)}$.

2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу в РК

Діаметр вхідної кромки РК визначаємо за формулою:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{sm}^2} ; \quad (2.10)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{sm}^2} ; \quad (2.11)$$

$$D_0 = \sqrt{0,089^2 + 0,06^2} = 0,107 \text{ (м)}.$$

Швидкість потоку на вході в РК знаходимо з рівняння нерозривності:

$$v_0 = \frac{4Q_{PK}}{\pi \cdot D_{1np}^2} , \quad (2.12)$$

де Q_{PK} – подача РК, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o} ; \quad (2.13)$$

$$Q_{pk} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{0,97} = 51,55 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/с);}$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 51,55 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,089^2} = 8,29 \text{ (м/с).}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,8D_0 ; \quad (2.14)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,107 = 0,096 \text{ (м).}$$

У першому наближенні меридіанну складову швидкості v'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями приймаємо рівної v_0 . При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає і визначається за формулою:

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v'_{1m} , \quad (2.15)$$

де $\psi_1 = 1,15..1,3$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Задаємося $\psi_1 = 1,15$.

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 8,29 = 9,53 \text{ (м/с).}$$

Кут потоку на вході в лопать розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{u1}} , \quad (2.16)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в РК, м/с;

v_{1u} - окружна складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

Оскільки в проектуваному насосі відсутня початкова циркуляція на вході, то:
 $v_{1u} = 0$.

Окружна швидкість на вході в РК:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} ; \quad (2.17)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,096 \cdot 9000}{60} = 45,216 \text{ (м/с)}.$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{9,53}{45,216} = 12,9^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в РК:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta , \quad (2.18)$$

де $\Delta\beta = 3..8^\circ$ - кут атаки.

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області РК і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta = 5^\circ$.

$$\beta_1 = 12,9^\circ + 5^\circ = 17,9^\circ.$$

2.1.4 Визначення числа лопатей та їхньої товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5..8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства).

Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1=2..10$ мм при $D_2 = 150-500$ мм. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ДСТУ, 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1=S_2=3,0$ мм, а число лопатей $z = 5$.

2.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють по формулі:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta_1}, \quad (2.19)$$

де $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$ - крок лопаті на вході в РК.

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,096}{5} = 0,060(\text{м});$$

$$\psi_1' = \frac{0,060}{0,060 - 0,008 / \sin 17,9^\circ} = 1,194.$$

Повинна виконуватися умова $|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$.

$$|1,194 - 1,15| = 0,044 > 0,01.$$

Виходячи з того, що умова не виконується, тоді робимо друге

наближення: задаємося $\psi_1'' = \psi_1' = 1,194$, тоді:

$$v_{1m} = 1,194 \cdot 8,29 = 9,9 \text{ (м/с);}$$

$$\beta_{1m} = \arctg \frac{9,9}{45,24} = 12,3^\circ;$$

$$\beta_1 = 12,3^\circ + 5^\circ = 17,3^\circ;$$

$$\psi_1' = \frac{0,06}{0,06 - 0,003 / \sin 17,3^\circ} = 1,202$$

$$|1,202 - 1,194| = 0,008 < 0,01.$$

Умова виконується.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину РК на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}}; \quad (2.20)$$

$$b_1 = \frac{51,55 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,096 \cdot 9,9} = 0,017(\text{м}).$$

2.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра РК (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $v_{1u} = 0$ і $v_{2u} = 0,5 \cdot U_2$:

$$D_2' = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, \quad (n_s \leq 100), \quad (2.21)$$

де H_{pk} – напір РК.

$$H_{PK} = \frac{H}{i}; \quad (2.22)$$

$$H_{PK} = \frac{1422}{4} = 355,5(\text{м});$$

$$D_2' = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 355,5}}{9000} = 0,177(\text{м}).$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з РК:

$$v_{2m}' = (0,5 \div 1,0)v_{1m}'; \quad (2.23)$$

$$v_{2m}' = 0,5 \cdot 9,9 = 4,95(\text{м/с}).$$

Кут на виході з РК β_2 визначають із трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення v_{2m}' так, щоб одержати бажане відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$.

З трикутника швидкостей:

$$W_{2\infty} = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{\psi_2 \cdot v_{2m}'}{\sin \beta_2}, \quad (2.24)$$

де ψ_2 - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК.

$$\psi_2 = 1,05 \div 1,1.$$

Приймаємо $\psi_2 = 1,1$.

Меридіанна швидкість на виході з РК:

$$v_{2m} = \psi_2 \cdot v_{2m}'; \quad (2.25)$$

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 4,95 = 5,45(\text{м/с}).$$

Відносна швидкість на вході в РК із трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{v_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{\psi \cdot v_{1m}'}{\sin \beta_1}; \quad (2.26)$$

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s і визначається за формулою:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3; \quad (2.27)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 90 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 90^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 90^3 = 1,37.$$

З рівняння для $W_{2\infty}$ після перетворення одержують наступне рівняння для визначення кута β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v_{2m}'}{v_{1m}'} \cdot \sin \beta_1 \right); \quad (2.28)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,37 \cdot \frac{1,1}{1,194} \cdot \frac{4,95}{8,29} \cdot \sin 17,3^\circ \right) = 13^\circ$$

2.1.7 Уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей

Окружна швидкість на виході з РК:

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2 \operatorname{tg} \beta_2)^2} + g \cdot H_{T\infty} + v_{lu} \cdot U_1}, \quad (2.29)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір насоса з урахуванням кінцевого числа лопатей,

м.

$$H_{T\infty} = \frac{H_{pk}}{\eta_z \cdot K_z}, \quad (2.30)$$

де K_z - виправлення на кінцеве число лопат.

Виправлення на кінцеве число лопат K_z будемо визначати по формулі Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.31)$$

$$\text{де } p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} \quad (2.32)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s , при $n_s < 150$:

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2; \quad (2.33)$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 13^\circ = 0,685 \div 0,785.$$

Приймаємо $\psi = 0,735$.

$$p = 2 \cdot \frac{0,735}{5} \cdot \frac{1}{1 - (0,096/0,177)^2} = 0,42;$$

$$K_z = \frac{1}{1+0,42} = 0,7;$$

$$H_{T\infty} = \frac{355,5}{0,87 \cdot 0,7} = 583,7(\text{м}).$$

З урахуванням того, що $v_{1u} = 0$, одержимо:

$$U_2 = \frac{5,45}{2 \operatorname{tg} 13^\circ} + \sqrt{\frac{5,45^2}{(2 \operatorname{tg} 13^\circ)^2} + 9,81 \cdot 583,7} = 89,45(\text{м/с}).$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n}; \quad (2.34)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 89,45}{3,14 \cdot 9000} = 0,19(\text{м}).$$

2.1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК уточнюють по формулі:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}}; \quad (2.35)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,19 \cdot \sin 13^\circ}} = 1,126.$$

Повинна виконуватися умова $|\psi_2' - \psi_2| \leq 0,01$.

$$|1,126 - 1,1| = 0,026 > 0,01.$$

Виходячи з того, що умова не виконується, то робимо друге наближення.

Задаємося $\psi_2'' = \psi_2' = 1,126$, тоді:

$$v_{2m} = 1,126 \cdot 4,95 = 5,57 \text{ (м/с)};$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,37 \cdot \frac{1,126}{1,194} \cdot \frac{4,95}{8,29} \cdot \sin 17,3^\circ\right) = 13,3^\circ$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 13,3^\circ = 0,688 \div 0,788.$$

Приймаємо $\psi = 0,738$. Тоді:

$$p = 2 \cdot \frac{0,738}{5} \cdot \frac{1}{1 - (0,096/0,19)^2} = 0,4;$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,4} = 0,71;$$

$$H_{T\infty} = \frac{355,5}{0,87 \cdot 0,71} = 575,5(\text{м}).$$

$$U_2 = \frac{5,57}{2\text{tg}13,3^\circ} + \sqrt{\frac{5,57^2}{(2\text{tg}13,3^\circ)^2} + 9,81 \cdot 575,5} = 88(\text{м/с}).;$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 88}{3,14 \cdot 9000} = 0,187(\text{м}).$$

$$\psi_2'' = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,187 \cdot \sin 13,3^\circ}} = 1,126 .$$

$$|1,126 - 1,125| = 0,001 < 0,01.$$

Умова виконується.

2.1.9 Визначення ширини РК на виході

Ширину РК на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}}; \quad (2.36)$$

$$b_2 = \frac{9,11 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,187 \cdot 5,57} = 0,016(\text{м}).$$

2.2 Проектування меридіанного перерізу РК

2.2.1 Загальні положення

Контури меридіанного перерізу РК звичайно вибирають з урахуванням наступних вимог:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавними;
- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \div 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$, тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$;
- при виборі контурів стінок варто уникати як надмірного збільшення осьового розміру РК, так і його скорочення. У першому випадку вийде нераціональне збільшення довжини, а отже і маси РК, у другому через малий радіус R_n виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Звичайно приймають $l_1 = 0$; чи $l_1 = 0,05D_0$;
- площа нормального перерізу міждискового простору РК повинна плавно зростати від входу до виходу.

2.2.2 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу, що задовольняють застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо («на око») контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі РК подібних n_s), (рис.2.1);
- наносять середню лінію каналу, що являє собою геометричне місце центрів вписаних окружностей (рис.2.2), звичайно від входу до виходу РК тонкими лініями

вписується 8-10 окружностей; у зоні повороту потоку окружності розташовують густіше. Центри вписаних окружностей нумерують 1,2,3...;

- обчислюють площі нормальних перетинів по формулах:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_{em}^2) , \quad (2.37)$$

де F_{ex} - площа початкового нормального перерізу (на вході в РК), мм².

$$F_{ex} = \frac{3,14}{4}(107^2 - 60^2) = 6161(\text{мм}^2)$$

$$F_{eux} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 , \quad (2.38)$$

де F_{eux} - площа кінцевого нормального перерізу (на виході з РК), мм².

$$F_{eux} = 3,14 \cdot 187 \cdot 16 = 9395(\text{мм}^2) .$$

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i , \quad (2.39)$$

де F_i - площа проміжного нормального перерізу, мм²;

r_i - відстань від осі РК до центра вписаної окружності, мм;

b_i - діаметр вписаної окружності, мм.

Результати розрахунків зводимо в таблицю (Табл. 2.1).

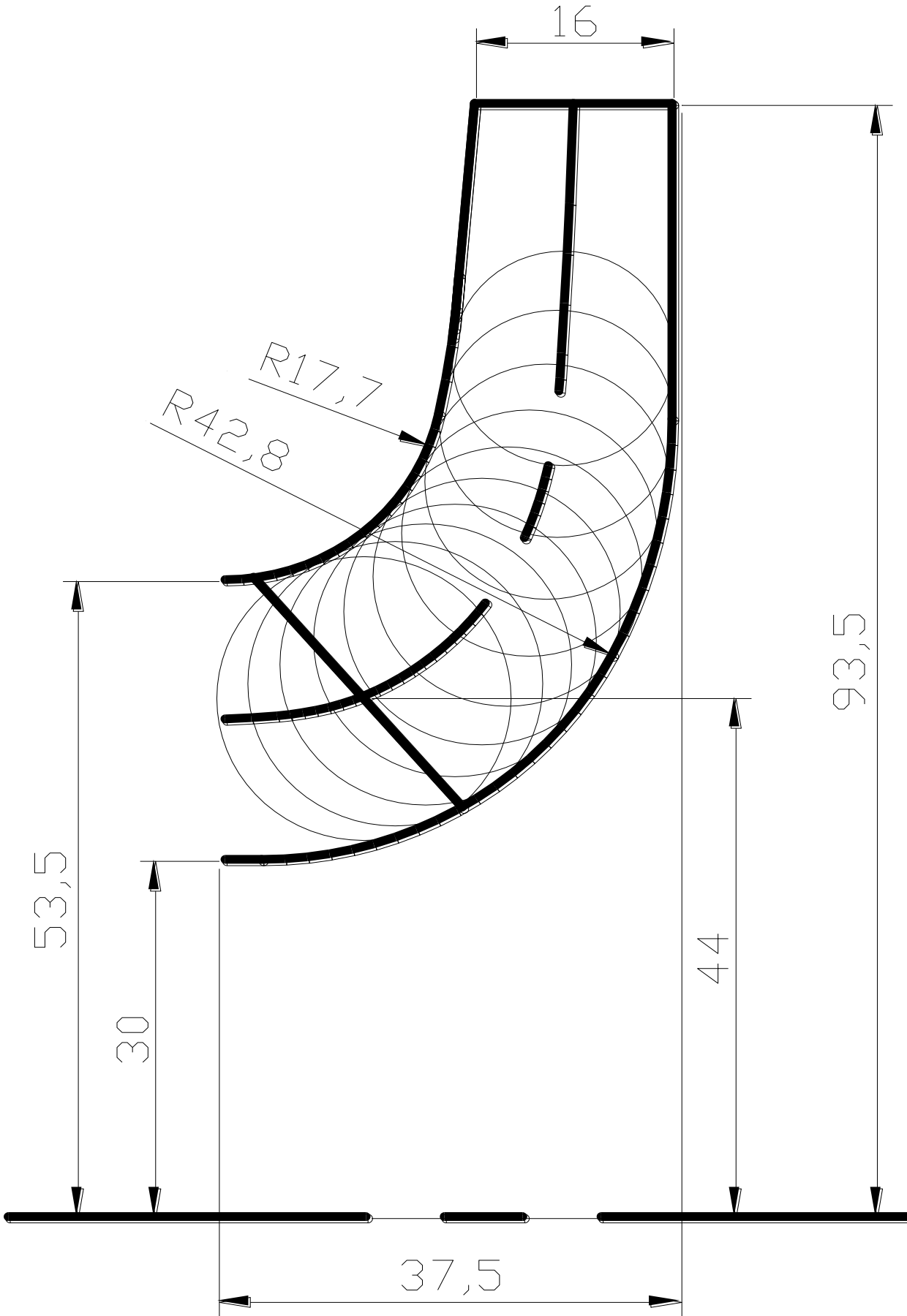


Рисунок 2.2 – Розбивка меридіанного перерізу

Таблиця 2.1 – Визначення площ меридіанного перерізу РК

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	43,5	23	3	6205
2	44	23	6	6443
3	50	23	12	7058
4	59	20	11	7525
5	68	19	10	7976
6	76	18	7	8335
7	84	17	9	8889
8	93	16	9	9359

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК (Рис. 2.3).

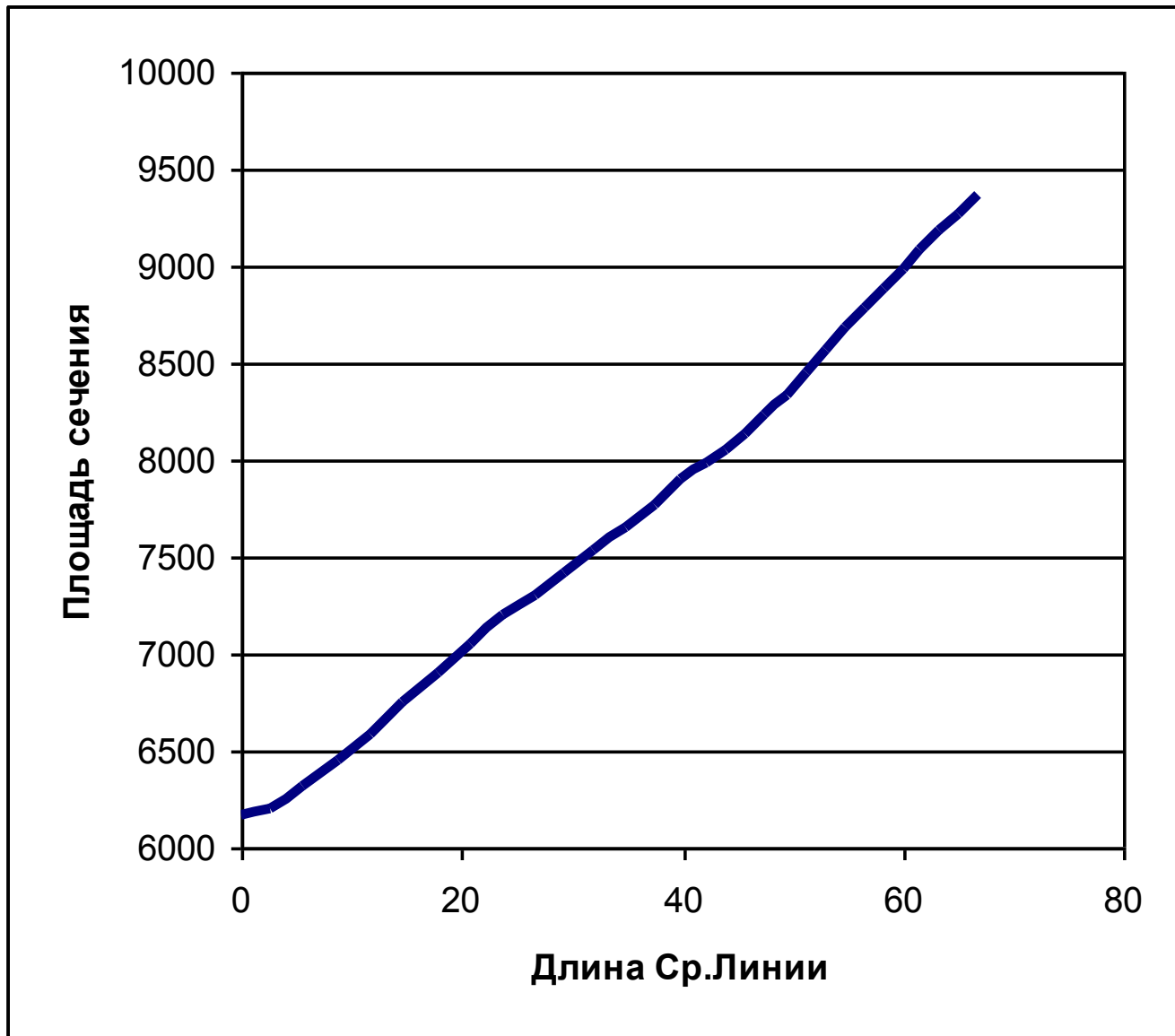


Рисунок 2.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

2.2.3 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість U_m приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.2.4.

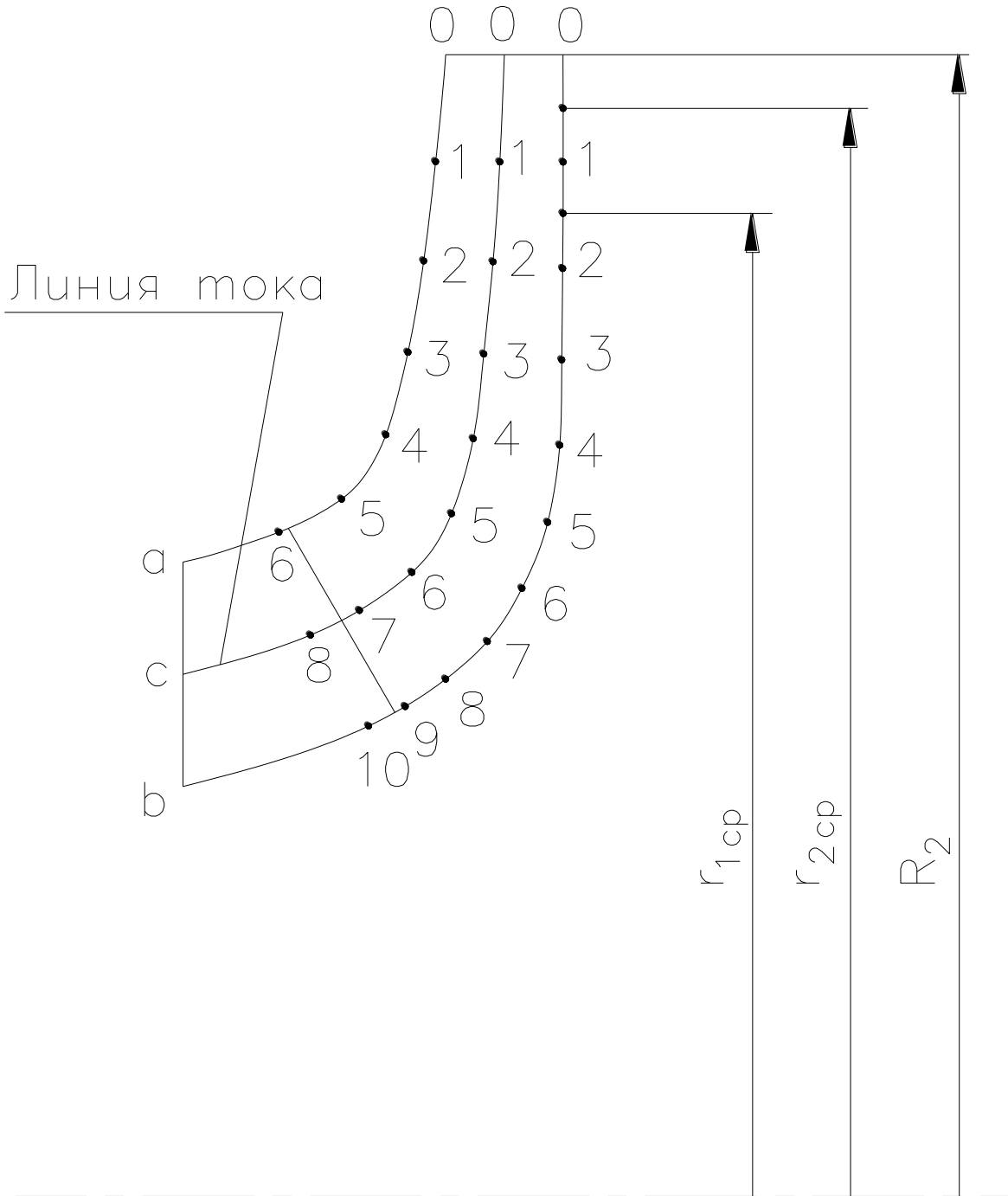


Рисунок 2.4 – Розбивка ліній струму

2.2.4 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = R_{\text{кц}} / c, \quad (2.40)$$

де $R_{\text{кц}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{кц}} = 100$ мм;

c - константа, приймаємо $c = 10$.

$$\Delta L = 100/10 = 10(\text{мм}).$$

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{\text{кц}}}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (2.41)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,

$$\Delta \varphi = 5..10^\circ, \text{ приймаємо } \Delta \varphi = 10^\circ.$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 10}{180} = 17(\text{мм}).$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких n_s $\Theta=140..110^\circ$. Приймаємо $\Theta=110^\circ$. Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

а – покриваючий диск;

с – середньовитратна лінія струму;

б – основний диск на відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = 10 = \text{const} , \quad (2.42)$$

де r_{cpi} - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис.2.4).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{кц}}{z} , \quad (2.43)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 100}{5} = 125(\text{мм}) ;$$

- кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5t^\circ, \quad (2.44)$$

де $t^\circ = 360/z$; ,

$$t^\circ = 360/5 = 72^\circ ;$$

$$110^\circ > (1,5 \cdot 72^\circ = 108^\circ).$$

- паралелі точок a,b,c для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (2.45)$$

де x_i - відстань від поточної паралелі до потрібної точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

2.2.5 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Визначимо швидкість розрахунковим шляхом (рис.2.5):

$$v'_{1m} = \frac{Q_{PK}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{um} \cdot l}, \quad (2.46)$$

де l - довжина нормалі (між даною і сусідньою лініями струму), проведеної через дану точку входу, м; по рис.2.5 $l_a = l_b = l_c = 0,006\text{м}$;

r_{um} - відстань від центра ваги нормалі l до осі РК, м; згідно конструкції

$$r_{uma} = 0,053\text{м}; \quad r_{umb} = 0,049\text{м}; \quad r_{umc} = 0,051\text{м}.$$

$$r_{y_{ma}} = 0,0572\text{м}; \quad r_{y_{mb}} = 0,0416\text{м}; \quad r_{y_{mc}} = 0,048\text{м}.$$

$$v'_{1ma} = \frac{51,55 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,053 \cdot 0,006} = 13,94(\text{м/с});$$

$$v'_{1mb} = \frac{51,55 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,049 \cdot 0,006} = 12,88(\text{м/с});$$

$$v'_{1mc} = \frac{51,55 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,051 \cdot 0,006} = 13,4(\text{м/с}).$$

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{ex}} \cdot n}{60}, \quad (2.47)$$

де D_{ex} - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м; по рис.2.4:

$$D_{\text{exa}} = 0,107\text{м}; \quad D_{\text{exb}} = 0,069\text{м}; \quad D_{\text{exc}} = 0,087\text{м}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,107 \cdot 9000}{60} = 50,40(\text{м/с});$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,069 \cdot 9000}{60} = 32,50(\text{м/с});$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,092 \cdot 9000}{60} = 43,33(\text{м/с}).$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення по формулі:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{v'_{1m}}{U_1}; \quad (2.48)$$

$$\beta'_{1na} = \arctg \frac{13,94}{50,40} = 15,5^\circ;$$

$$\beta'_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{12,88}{32,50} = 21,7^\circ;$$

$$\beta'_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{13,4}{43,33} = 17,2^\circ.$$

Переносимо точки вхідної кромки на конформну діаграму (Рис. 2.6).

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями:

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (2.49)$$

де t_1 - крок лопаті, м;

σ_1 - товщина лопаті уздовж окружності D_{ex} , м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex}}{z}; \quad (2.50)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1l}}, \quad (2.51)$$

де φ_{1l} - кут лопаті в площині, перпендикулярній до дотичного до вхідної кромки в точці входу, визначається зі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1l} = \operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda, \quad (2.52)$$

$$\varphi_{1l} = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda). \quad (2.53)$$

Знаходимо кут β_{1n} (з урахуванням стиснення потоку лопатями):

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot 1/\psi_1); \quad (2.54)$$

Далі визначаємо кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n}; \quad (2.55)$$

Робимо розрахунок для лінії струму a :

$$t_{1a} = \frac{3,14 \cdot 107}{5} = 67,2(\text{мм}) ;$$

$$\lambda_a = 57^\circ ;$$

$$\varphi_{1.a} = \arctg(\operatorname{tg} 29^\circ \sin 57^\circ) = 24,9^\circ ;$$

$$\sigma_{1a} = \frac{3}{\sin 24,9^\circ} = 7,13(\text{мм}) ;$$

$$\psi_{1a} = \frac{67,2 - 7,13}{67,2} = 0,89 ;$$

$$\beta_{1.a} = \arctg(\operatorname{tg} 15,5^\circ \cdot 1/0,8) = 17,3^\circ ;$$

$$\beta_{1.a} = 29^\circ ; \Delta\beta_a = 12,3^\circ .$$

Лінія струму b :

$$t_{1b} = \frac{3,14 \cdot 69}{5} = 43,3(\text{мм}) ;$$

$$\lambda_b = 81^\circ$$

$$\varphi_{1.b} = \arctg(\operatorname{tg} 13,6^\circ \sin 81^\circ) = 13,44^\circ ;$$

$$\sigma_{1b} = \frac{3}{\sin 13,44^\circ} = 12,9(\text{мм}) ;$$

$$\psi_{1b} = \frac{43,3 - 12,9}{43,3} = 0,70 ;$$

$$\beta_{1.b} = \arctg(\operatorname{tg} 21,7^\circ \cdot 1/0,7) = 15,6^\circ ;$$

$$\beta_{1.b} = 13,6^\circ ; \Delta\beta_b = 2^\circ .$$

Лінія струму c :

$$t_{1c} = \frac{3,14 \cdot 87}{5} = 54,6(\text{мм}) ;$$

$$\lambda_c = 69^\circ$$

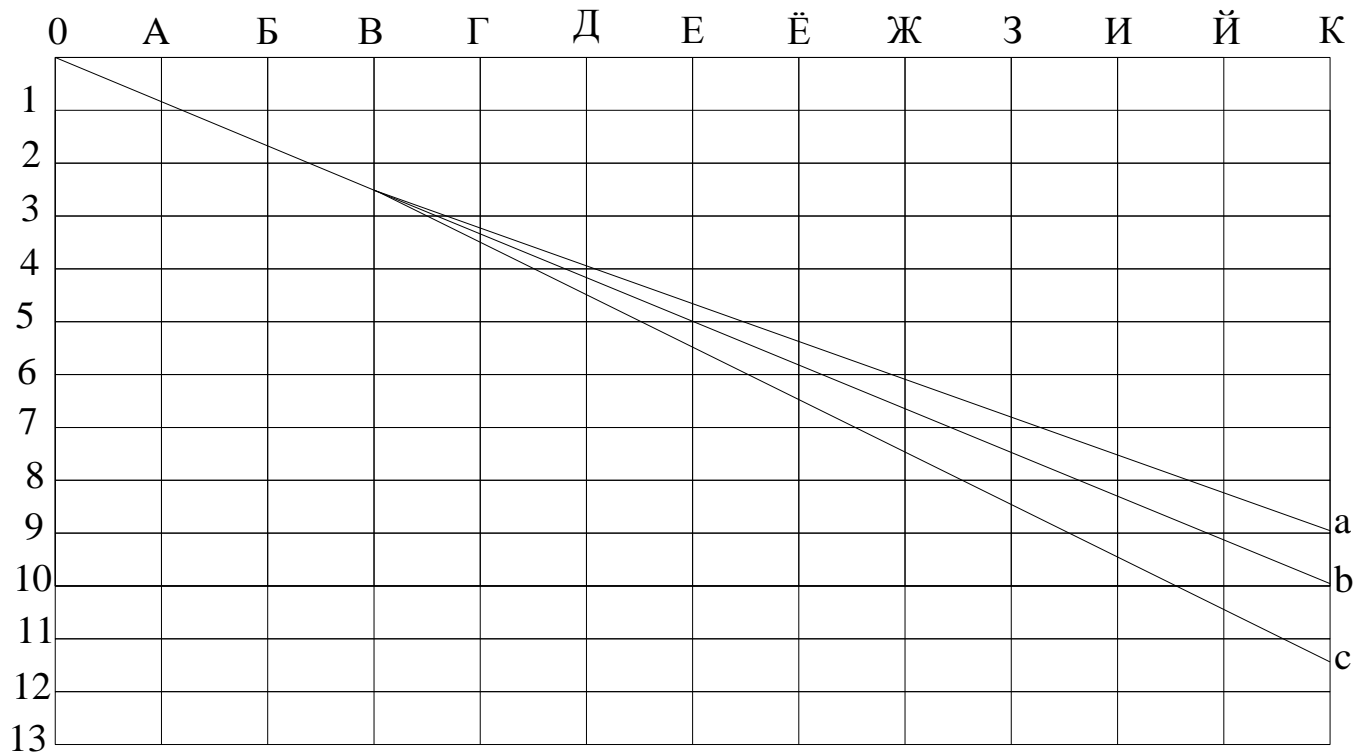
$$\varphi_{1nc} = \arctg(\text{tg} 19,1^\circ \sin 69^\circ) = 17,9^\circ ;$$

$$\sigma_{1c} = \frac{3}{\sin 17,9^\circ} = 9,76(\text{мм}) ;$$

$$\psi_{1c} = \frac{54,6 - 9,76}{54,6} = 0,82 ;$$

$$\beta_{1nc} = \arctg(\text{tg} 17,2^\circ \cdot 1/0,82) = 20,68^\circ ;$$

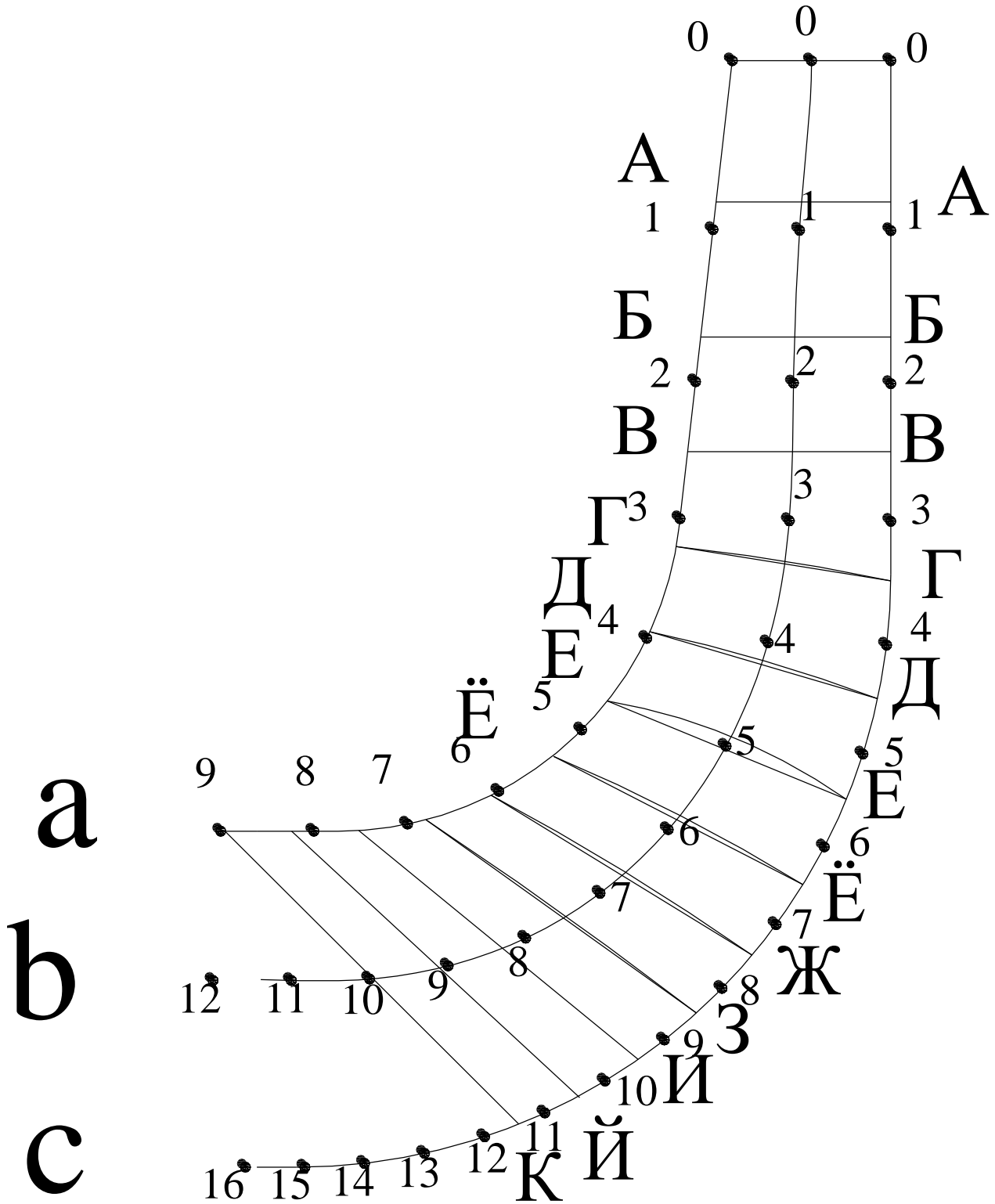
$$\beta_{1nc} = 19,1^\circ ; \Delta\beta_c = 1,6^\circ .$$



Рисисунок 2.6 – Конформна діаграма.

2.2.6 Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанну проекцію РК

Меридіанними перетинами називаються лінії перетинання поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь РК. Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми. Побудова допоміжного графіка приводить до погрішностей; у даному випадку для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії струму меридіанного перерізу використовується співвідношення (2.45).



унок 2.7 – Меридіанні перетини поверхні лопаті на меридіанній проекції РК.

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання РК, називають планом лопаті (Рис. 2.8).

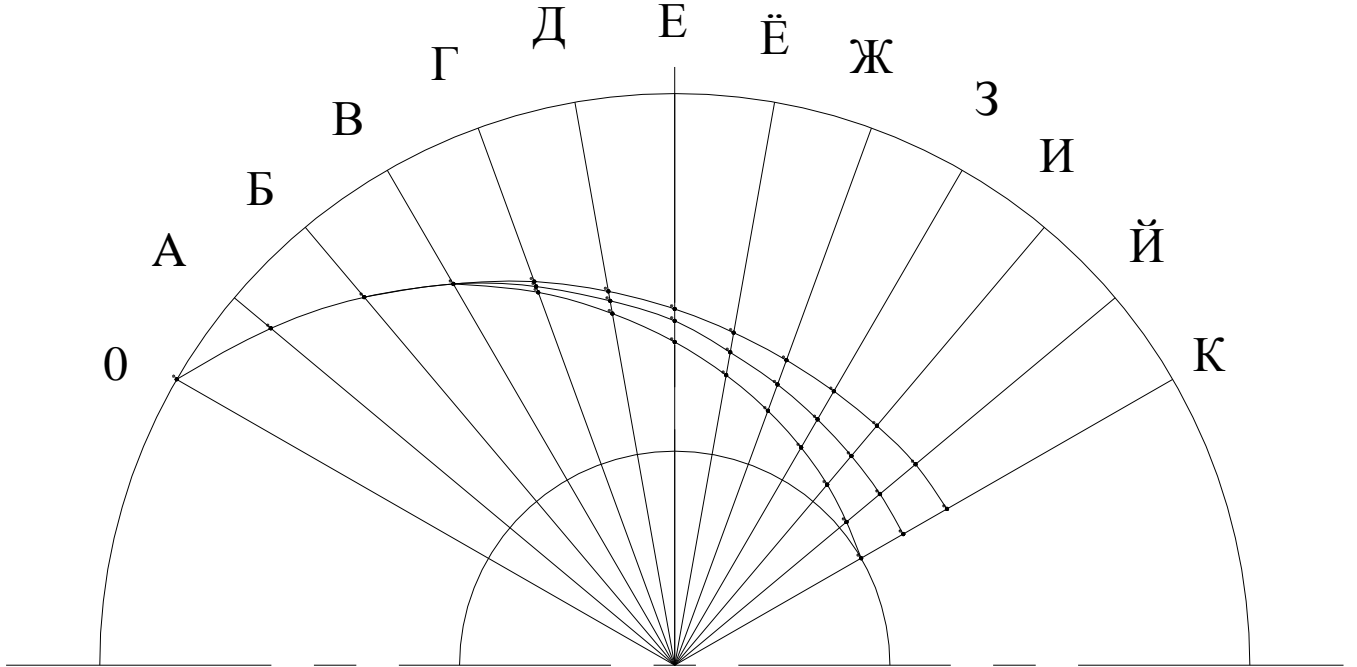


Рисунок 2.8 – Лопать в плані.

3 Проектування напрямного апарата (Н.А.)

Н.А. застосовується в багатоступінчастих насосах і використовується для відводу рідини від РК попередньої ступені й підведення її до РК наступної ступені, тобто виконує функції підведення й відводу.

Схема ступені насоса з Н.А. наведена на рис.3.1, де I - Н.А., II - РК.

У кожному каналі типового Н.А. можна виділити наступні 4 елементи:

- спіральна ділянка, що грає ту ж роль, що й спіраль у спіральному відводі;
- дифузорний канал, у якому відбувається основне перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну;
- перевідний канал, що забезпечує поворот потоку;
- зворотний канал, що забезпечує рівномірне підведення рідини з мінімальними втратами із заданою циркуляцією до наступної ступені насоса.

Розрахунок і проектування напрямного апарату насоса робимо за методикою, наведеної у [11].

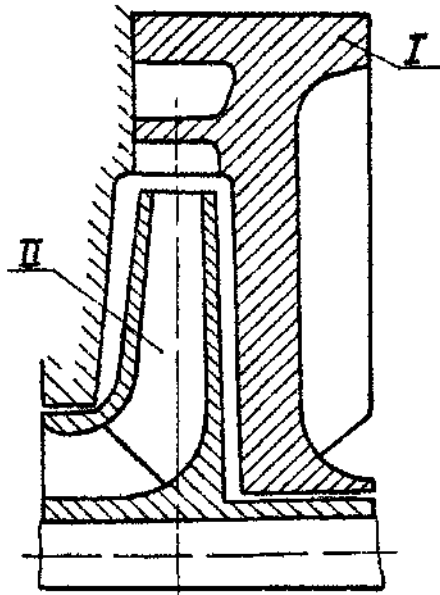


Рисунок 3.1 – Схема ступені з Н.А.

3.1 Визначення діаметра початкової окружності D_3

Діаметр D_3 (рис. 3.2) вибирають із умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом і Н.А. з метою як вирівнювання поля швидкостей після РК, так і мінімальних втрат у зазорі. Для цього може бути використана залежність:

$$D_3 = (1,03 \div 1,05)D_2 \quad (3.1)$$

$$D_3 = (1,03 \div 1,05) \cdot 187 = (192 \div 197) \text{ (мм)}.$$

Приймаємо $D_3 = 197 \text{ мм}$.

Визначення ширини Н.А. у меридіанному перетині:

$$b_3 = 1,1 \cdot b_2 + 1,5 \quad (3.2)$$

$$b_3 = 1,1 \cdot 16 + 1,5 = 18,7 \text{ (мм)}$$

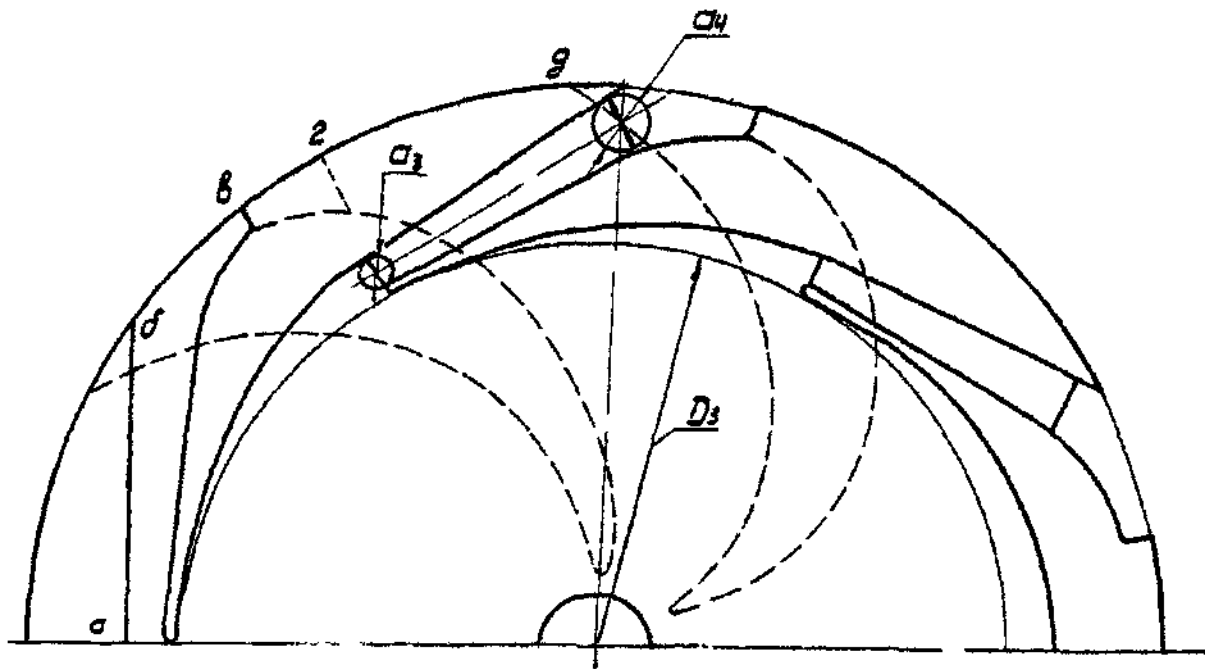


Рисунок 3.2 – План Н.А.

3.2 Вибір числа лопаток Н.А.

Число лопаток Н.А. $z_{на}$ вибирають залежно від числа лопатей РК $z_{РК}$ з умови відсутності невірноважених сил P та невірноважених пульсацій тиску p_c .

Приймаємо $z_{на}=12$.

3.3 Визначення кута установки лопатки Н.А. $\alpha_{3л}$

Даний кут визначають за кутом потоку на виході з РК α_2 , з урахуванням виправлення на стиснення потоку лопатками ψ_3 і поправочного коефіцієнта μ , що враховує нерівномірність розподілу швидкостей по кроку лопатей РК й зворотних струмів у РК.

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha'_{3л} \quad (3.3)$$

де $\alpha'_{3л}$ обчислюється по формулі:

$$\alpha'_{3л} = \operatorname{arctg} \frac{V'_{3м}}{V_{3у}} = \operatorname{arctg} \frac{V_{3м}}{\psi_3 \cdot V_{3у}}, \quad (3.4)$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t \cdot \sin \alpha_{3л}}, \quad (3.5)$$

$$t = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{на}}, \quad (3.6)$$

$$V_{3у} = V_{2у} \frac{D_2}{D_3}, \quad (3.7)$$

$$V_{3м} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} \quad (3.8)$$

де δ - нормальна товщина лопатки Н.А., на вході, обумовлена з технологічних міркувань; $\delta=3\text{мм}$;

$\alpha_{3л}$ - кут установки лопатки Н.А., прийнятий у формулі (3.5) рівним

$5^\circ \div 8$. Приймаємо 5° .

$$V_{3у} = 44 \cdot \frac{0,187}{0,197} = 41,77 \text{ (м/с)};$$

$$V_{3m} = \frac{0,05155}{3,14 \cdot 0,197 \cdot 0,0187} = 4,46 \text{ (м/с);}$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,197}{12} = 0,05157 \text{ (м);}$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,05157 \cdot \sin 5^\circ} = 0,3325$$

$$\alpha'_{3n} = \arctg \frac{4,46}{0,3325 \cdot 41,77} = 17,8^\circ,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3m} = 1,4 \cdot \operatorname{tg} 17,8^\circ = 0,4496$$

$$\alpha_{3m} = 24,2^\circ$$

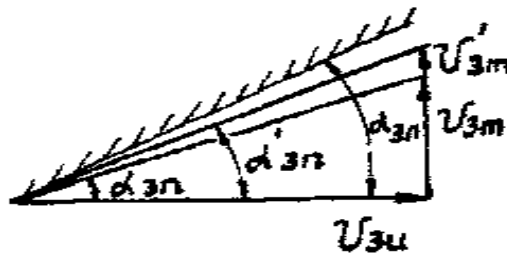


Рисунок 3.3 – Трикутник швидкостей потоку на вході в Н.А.

Кут потоку на вході в Н.А. без обліку стиснення (з трикутника швидкостей - рис 3.3)

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{3m}}{V_{3u}}, \quad (3.8)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{4,46}{41,77} = 6,1^\circ$$

Поправочний коефіцієнт $\mu=1,2..1,8$ (менші значення приймаються при менших n_s).

3.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані

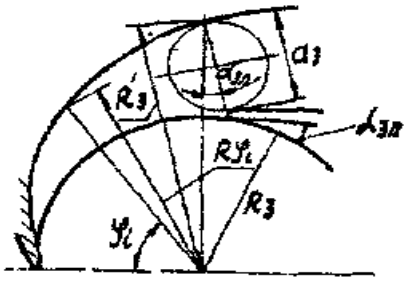


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема спіральної частини Н.А.

Спіральну ділянку лопаток напрямному апарату (див. рис 3.4) виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R_3'}{R_3} = e^{\frac{2\pi}{z_{н.а.}} \mu \operatorname{tg} \alpha_{3n}} \tag{3.9}$$

$$R_3' = 0,197 \cdot e^{\frac{3,14 \cdot 2}{12} \cdot \operatorname{tg} 6,1^\circ \cdot 1,4} = 0,213 \text{ (м).}$$

Висота вхідного перетину:

$$a_3 = (R_3' - R_3) \cos \alpha_{3n} - \delta \tag{3.10}$$

$$a_3 = (0,213 - 0,197) \cos 10^\circ - 0,003 = 0,0128 \text{ (м).}$$

При виконанні спіральної ділянки відповідно до рівняння (3.9) площі проміжних перетинів змінюються пропорційно куту охопата перетину φ_i тобто

$$R_{\varphi_i} - R_3 = \frac{(R_3' - R_3) \varphi_i}{360^\circ}$$

Для спрощення виготовлення накреслена ділянка спіралі заміняють близькою дугою окружності постійного радіуса.

3.5 Проектування дифузорних каналів

Правильний вибір параметрів дифузорного каналу в значній мірі визначає якість Н.А. в цілому (рис. 3.5). Початковим перетином дифузора є розрахунковий перетин спіральної ділянки (а₃хБ₃), що визначає оптимальний режим роботи ступені й насоса в цілому. З погляду гідродинаміки й технології перевага віддається прямоосним дифузорам з розширенням у двох напрямках: осьовому й радіальному. Досконалість дифузорних каналів визначається коефіцієнтом використання кінетичної енергії потоку. Дифузорна частина визначає гідродинамічну досконалість Н.А., як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори.

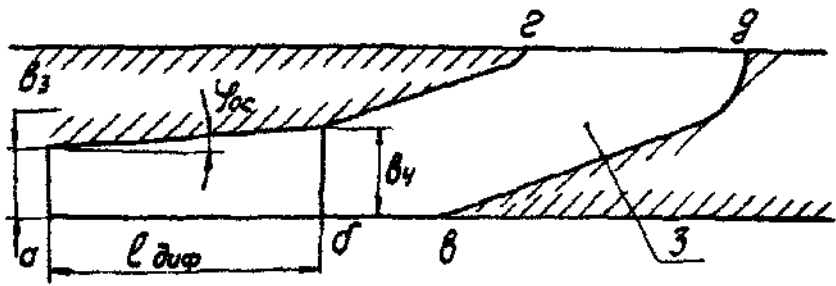


Рисунок 3.5 – Розгорнення дифузорного й перевідного каналу по середній лінії

Кривоосні дифузори мають трохи гірші гідравлічні якості, але дозволяють зменшити радіальні габарити Н.А. й, отже, матеріалоемність насоса.

- У сучасних конструкціях Н.А. рекомендуються наступні оптимальні співвідношення:
- осереднений кут розширення дифузора $\varphi_{екв}$, обчислений по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{екв} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{диф}} = 7 \div 9^\circ \tag{3.11}$$

- кути розширення дифузора у двох взаємно перпендикулярних площинах:

$$\varphi_{ос} = 4 \div 6^\circ, \varphi_{рад} = 9 \div 11^\circ, \tag{3.12}$$

що відповідає:

$$\frac{F_4}{F_3} = 2.5 \div 3.0 \text{ і } \frac{l_{диф}}{a_3} = 3 \div 5, \tag{3.13}$$

де F₃ й F₄ - площі відповідно на вході в дифузорний Δ канал і на виході з нього;

$l_{\text{диф}}$ - довжина дифузрного каналу.

$$F_3 = 0,0128 \cdot 0,00187 = 0,00023936 \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$F_4 = 2,75 \cdot 0,00023936 = 0,00065824 \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$l_{\text{диф}} = 4 \cdot 0,0128 = 0,0512 \text{ (м)}.$$

$$\varphi_{\text{экс}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,00065824}{3,14}} - \sqrt{\frac{0,00023936}{3,14}}}{0,0512} = 7,3^\circ$$

4 Розрахунок приведенного сумарного моменту насосного агрегату

4.1 Методика розрахунку сумарного моменту

Загальне рівняння моменту:

$$M_{\Sigma} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (4.1)$$

де M_{Σ} - крутний сумарний момент насосного агрегату, Н·м;

J_{Σ} - сумарний момент інерції, кг·м².

Виходячи з того, що насосний агрегат має два ротори (див. рис. 4.1), котрі обертаються з різною кутовою швидкістю (ω та ω_2), отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_1 \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_2 \end{cases}, \quad (4.2)$$

де $J_{\Sigma 1}$ - сумарний момент інерції першого ротору, кг·м²;

$J_{\Sigma 2}$ - сумарний момент інерції другого ротору, кг·м².

Сумарний момент першого ротору M_1 дорівнює:

$$M_1 = M_{ш} - M_{нас}, \quad (4.3)$$

де $M_{ш}$ - крутний момент шестерні редуктора, Н·м;

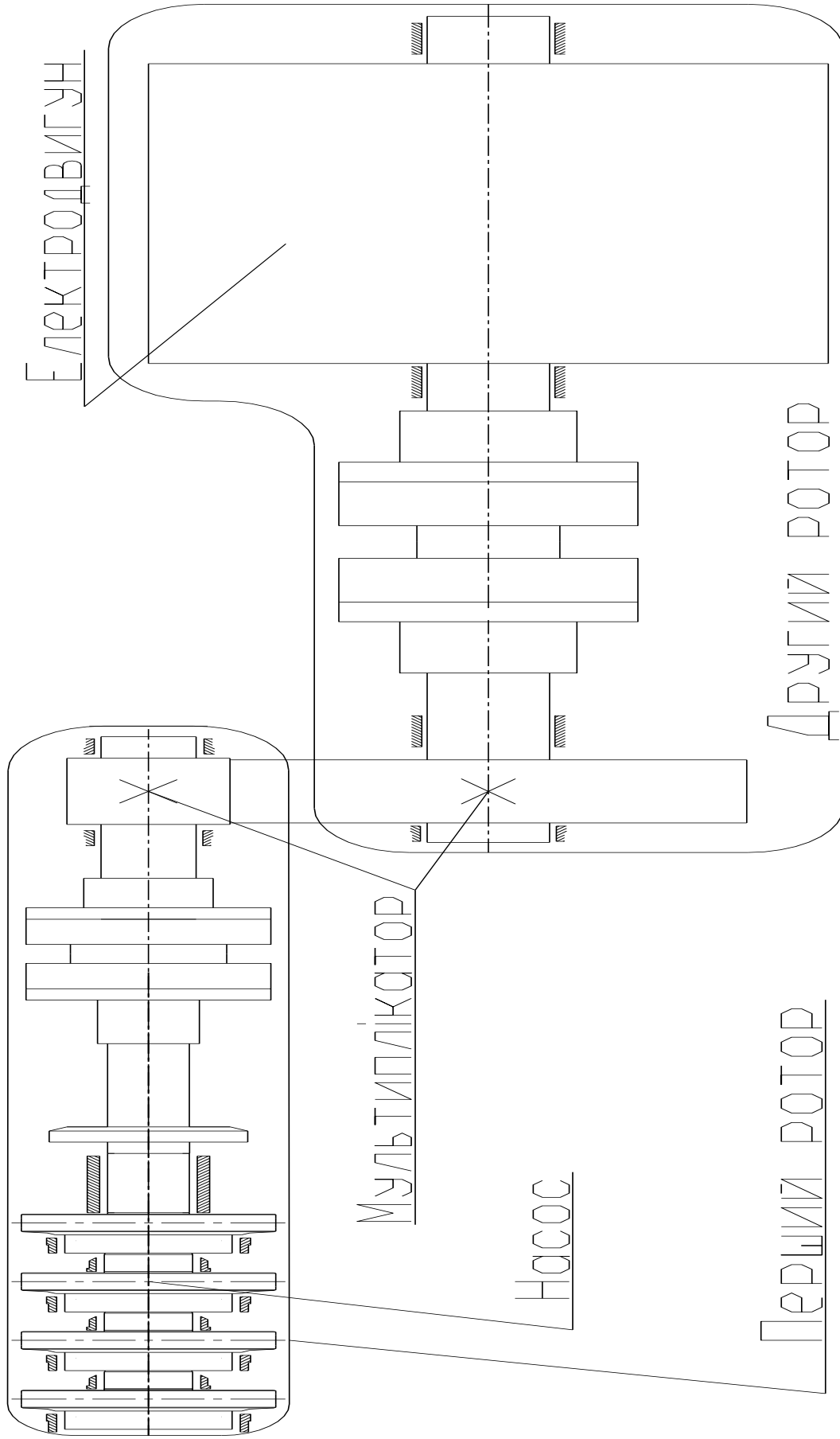
$M_{нас}$ - крутний момент насосу, Н·м.

Сумарний момент другого ротору M_2 дорівнює:

$$M_2 = M_{едв} - M_K, \quad (4.4)$$

де M_K - крутний момент колеса редуктора, Н·м;

$M_{едв}$ - крутний момент ротору електродвигуна, Н·м.



Рисуніок 4.1 - Схема РОТОРІВ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

Виходячи з рівнянь 4.2-4.4, отримуємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{ш} - M_{нас} \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{едв} - M_{к} \end{cases} \quad (4.5)$$

Оскільки кутова швидкість змінюється за рахунок передаточного числа редуктора, маємо наступні перехідні рівняння:

$$\omega = k \cdot \omega_2 \quad (4.6)$$

$$M_{к} = k \cdot M_{ш}, \quad (4.7)$$

де k – передаточне число редуктора, $k = 3,15$.

Тоді система рівнянь 4.5 набуває вигляду:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{ш} - M_{нас} \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{ш} \end{cases} \quad (4.8)$$

Додаючи рівняння I та II системи 4.8 маємо:

$$\left(J_{\Sigma 1} + J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \right) \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{нас} \quad (4.9)$$

Для подальших розрахунків запишемо наступне:

$$J = J_{\Sigma 1} + J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \quad (4.10)$$

$$M(\omega) = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{нас} \quad (4.11)$$

Для побудови залежності $\omega(t)$, аналізуючи рівняння 4.9 - 4.11, отримали наступне диференціальне рівняння:

$$J \cdot \frac{d\omega}{M(\omega)} = dt \quad (4.12)$$

4.2 Розрахунок моменту інерції

Момент інерції тіла обертання визначається за формулою:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2, \quad (4.13)$$

де m – маса тіла обертання, кг;

r – радіус тіла обертання, м².

Маса тіла обертання дорівнює:

$$m = \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot \rho \quad (4.14)$$

де l – довжина тіла обертання, м;

ρ – густина тіла обертання, м³/кг.

4.2.1 Розрахунок сумарного моменту інерції першого ротору

Сумарний момент інерції першого ротору:

$$J_{\Sigma 1} = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (4.15)$$

де J_i – момент інерції кожної складової частини ротору, кг·м².

Перший ротор насосного агрегату обертається з кутовою швидкістю ω та має наступний вигляд (див. рис. 4.2):

Виходячи з будови ротора маємо наступні його складові частини:

- вал насосу;
- робочі колеса насосу (чотири);
- гідроп'ята;
- муфта I;
- вихідний вал редуктора;
- шестерня редуктора.

Необхідні розрахунки маси тіл обертання здійснюємо за допомогою використання програми «Microsoft Excel». Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Маса тіл обертання першого ротору.

Тіло обертання	Вал насосу			Гідроп'ята	Муфта I, в цілому	Вал шестерні	Шестерня
	В_11	В_12	В_13				
Маса, кг	7,2	3,1	1,2	2,7	18,0	7,5	6,1

Для подальших розрахунків моменту інерції першого ротору розглянемо кожну його складову частину та її момент інерції окремо.

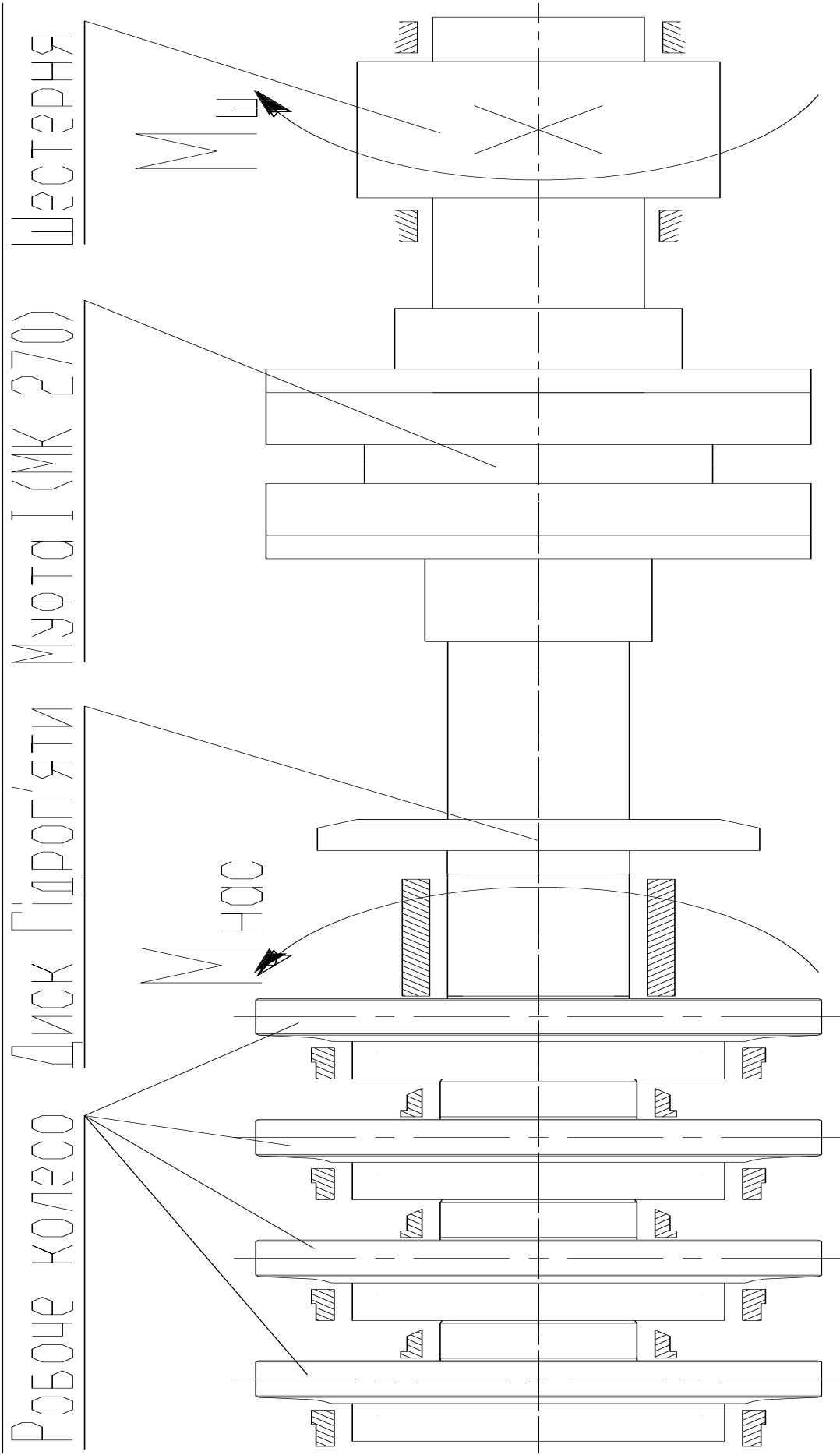


Рис. 4.2 - Перший ротор агрегату

4.2.1.1 Вал насосу. Момент інерції валу насосу

Вал насосу за конструкцією має різні діаметри, тому для зручності розрахунків розіб'ємо його на три складові частини з діаметрами 0,05 м, 0,06 м та 0,05 м відповідно (див. рис. 4.3).

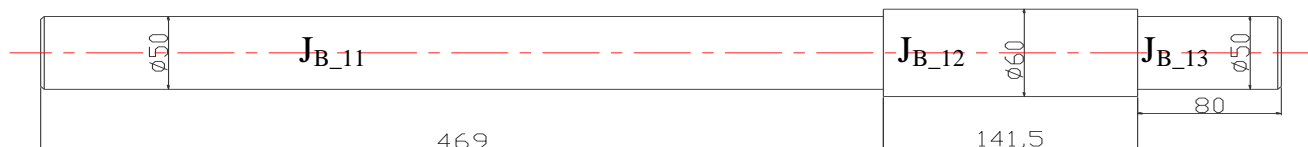


Рис. 4.3 Вал насосу

Тоді момент інерції валу насосу:

$$J_{B1} = J_{B_{11}} + J_{B_{12}} + J_{B_{13}} \quad (4.16)$$

За формулою 4.13 знаходимо:

$$J_{B_{11}} = \frac{1}{2} \cdot 0,025^2 \cdot 7,2 = 0,00226 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

$$J_{B_{12}} = \frac{1}{2} \cdot 0,035^2 \cdot 3,14 = 0,00141 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

$$J_{B_{13}} = \frac{1}{2} \cdot 0,025^2 \cdot 1,23 = 0,000385 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

Тоді момент інерції усього валу насоса становить:

$$J_{B1} = 0,00226 + 0,00141 + 0,000385 = 0,00406 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

4.2.1.2 Робоче колесо насосу. Момент інерції РК

Насос складається з чотирьох робочих коліс, тому загальний момент інерції усіх робочих коліс дорівнює:

$$J_{PK} = 4 \cdot J'_{PK} \quad (4.17)$$

Робоче колесо насосу має складну будову, тому для розрахунку його моменту інерції скористаємось програмою розрахунку моменту інерції у графічному редакторі «Компас», за якою:

$$J'_{PK} = 0,012176 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

Тоді момент інерції усіх робочих коліс становить:

$$J_{PK} = 4 \cdot 0,012176 = 0,0487 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

4.2.1.3 Гідроп'ята. Момент інерції гідроп'яти

Гідроп'ята складається з двох частин, що обертаються, але зважаючи на те, що момент інерції першої її частини (вздовж циліндричного ущільнення) буде незначним проводимо розрахунок лише радіальної частини гідроп'яти.

За спрощеним розрахунком:

$$J_{ГП} = \frac{1}{2} \cdot m_{ГП} \cdot (R_{ГП}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.18)$$

$$J_{ГП} = \frac{1}{2} \cdot 2,7 \cdot (0,073^2 - 0,025^2) = 0,00627 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

4.2.1.4 Муфта І. Момент інерції муфти І

За конструктивною будовою муфта складається з трьох частин, але для зручності розрахунку розіб'ємо муфту І на сім частин (див. рис. 4.4).

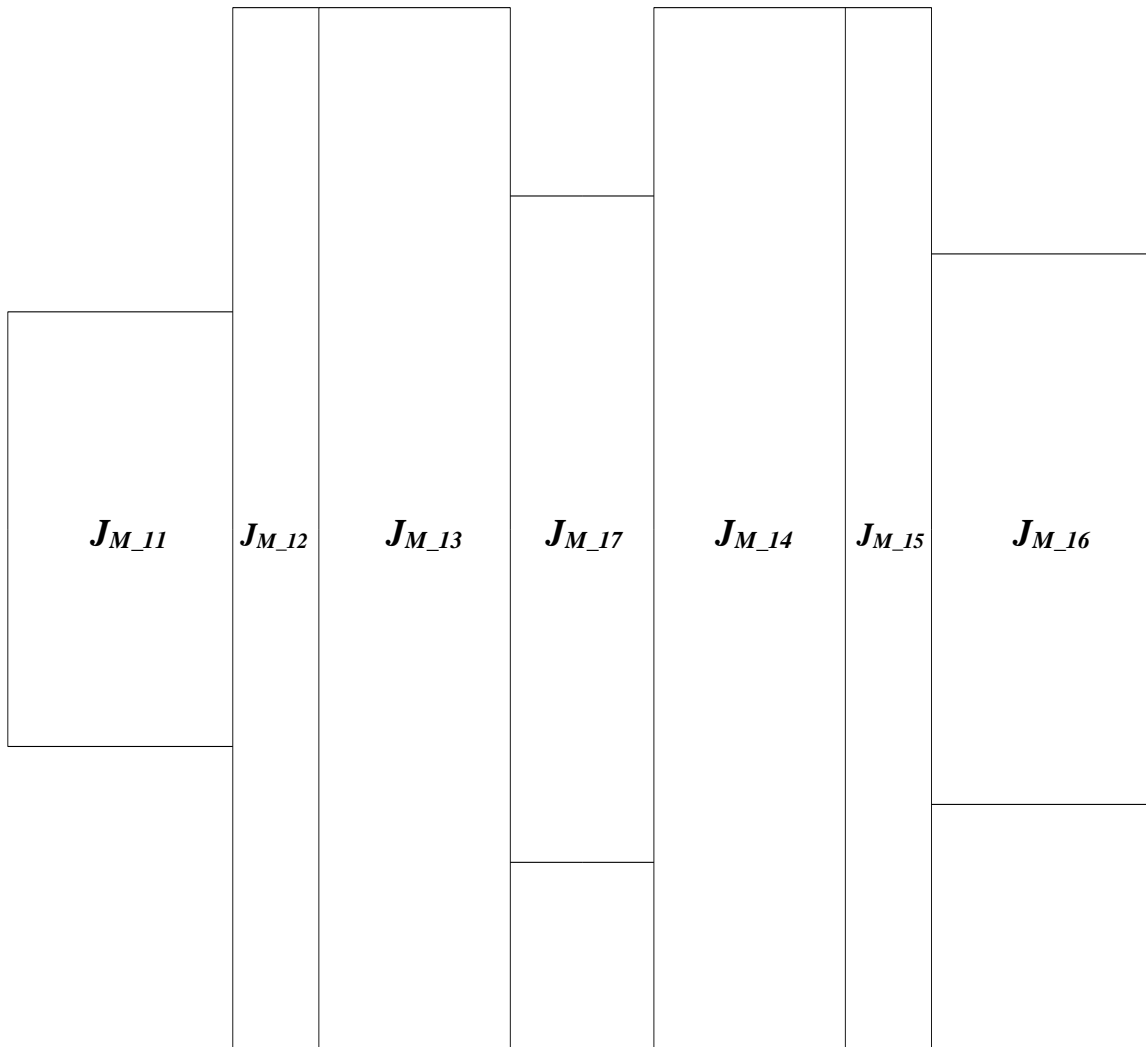


Рисунок 4.4. Муфта І насосного агрегату

Тоді момент інерції муфти I дорівнює:

$$J_{M1} = J_{M_{11}} + J_{M_{12}} + J_{M_{13}} + J_{M_{14}} + J_{M_{15}} + J_{M_{16}} + J_{M_{17}} \quad (4.19)$$

Але:

$$J_{M_{12}} = J_{M_{15}}$$

та $J_{M_{13}} = J_{M_{14}}$.

Тоді: $J_{M1} = J_{M_{11}} + 2 \cdot J_{M_{12}} + 2 \cdot J_{M_{13}} + J_{M_{16}} + J_{M_{17}} \quad (4.20)$

$$J_{M_{11}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{11}} \cdot (R_{M_{11}}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.21)$$

$$J_{M_{12}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{12}} \cdot (R_{M_{12}}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.22)$$

$$J_{M_{13}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{13}} \cdot R_{M_{13}}^2 \quad (4.23)$$

$$J_{M_{16}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{16}} \cdot (R_{M_{16}}^2 - r_{B_{III}}^2) \quad (4.24)$$

$$J_{M_{17}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{17}} \cdot R_{M_{17}}^2 \quad (4.25)$$

За формулами 4.21 - 4.25 розраховували моменти інерції частин муфти I:

$$J_{M_{11}} = 0,000354(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{12}} = 0,0124(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{13}} = 0,0323(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{16}} = 0,0082(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{17}} = 0,005(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Тоді за формулою 4.20 момент інерції муфти I в цілому:

$$J_{M1} = 0,000354 + 2 \cdot 0,0124 + 2 \cdot 0,0323 + 0,0082 + 0,005 = 0,103(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.5 Вихідний вал редуктора. Момент інерції вихідного валу редуктора

Виходячи з того, що вал шестерні має просту конструктивну будову розраховуємо його за формулою:

$$J_{B_{ш}} = \frac{1}{2} \cdot m_{B_{ш}} \cdot r_{B_{ш}}^2 \quad (4.26)$$

$$J_{B_{ш}} = 0,5 \cdot 7,549 \cdot 0,035^2 = 0,00462(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.6 Шестерня редуктора. Момент інерції шестерні редуктора

Шестерня редуктора прямої циліндричної передачі має свої конструктивні особливості, тому провівши аналіз щодо моменту інерції ведемо розрахунок по ділильному діаметру шестерні.

$$J_{ш} = \frac{1}{2} \cdot m_{ш} \cdot (R_{ш}^2 - r_{B_{ш}}^2) \quad (4.27)$$

$$J_{ш} = \frac{1}{2} \cdot 6,147 \cdot (0,06^2 - 0,035^2) = 0,007(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.7 Сумарний момент інерції першого ротора

Виходячи з проведеного аналізу та розрахунків моментів інерції складових частин першого ротору формула 4.15 набуває вигляду:

$$J_{\Sigma 1} = J_{B1} + J_{PK} + J_{\Gamma\Pi} + J_{M1} + J_{B_III} + J_{III} \quad (4.28)$$

Підставивши розрахункові значення маємо:

$$J_{\Sigma 1} = 0,0041 + 0,0487 + 0,0063 + 0,103 + 0,0046 + 0,007 = 0,174(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2 Розрахунок сумарного моменту інерції другого ротору

Сумарний момент інерції другого ротору:

$$J_{\Sigma 2} = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (4.29)$$

де J_i – момент інерції кожної складової частини ротору, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Другий ротор насосного агрегату обертається з кутовою швидкістю ω_2 та має наступний вигляд (див. рис 4.5):

Виходячи з будови маємо наступні складові частини другого ротора:

- якір електродвигуна;
- муфта II;
- вхідний вал редуктора;
- колесо редуктора.

Необхідні розрахунки маси тіл обертання здійснюємо за допомогою використання програми «Microsoft Excel». Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Маса тіл обертання другого ротору.

Тіло обертання	Муфта II, в цілому	Вал колеса	Колесо редуктора
Маса, кг	32,3	15,7	83,9

Для подальших розрахунків моменту інерції другого ротору розглянемо моменти інерції кожної його складової частини окремо.

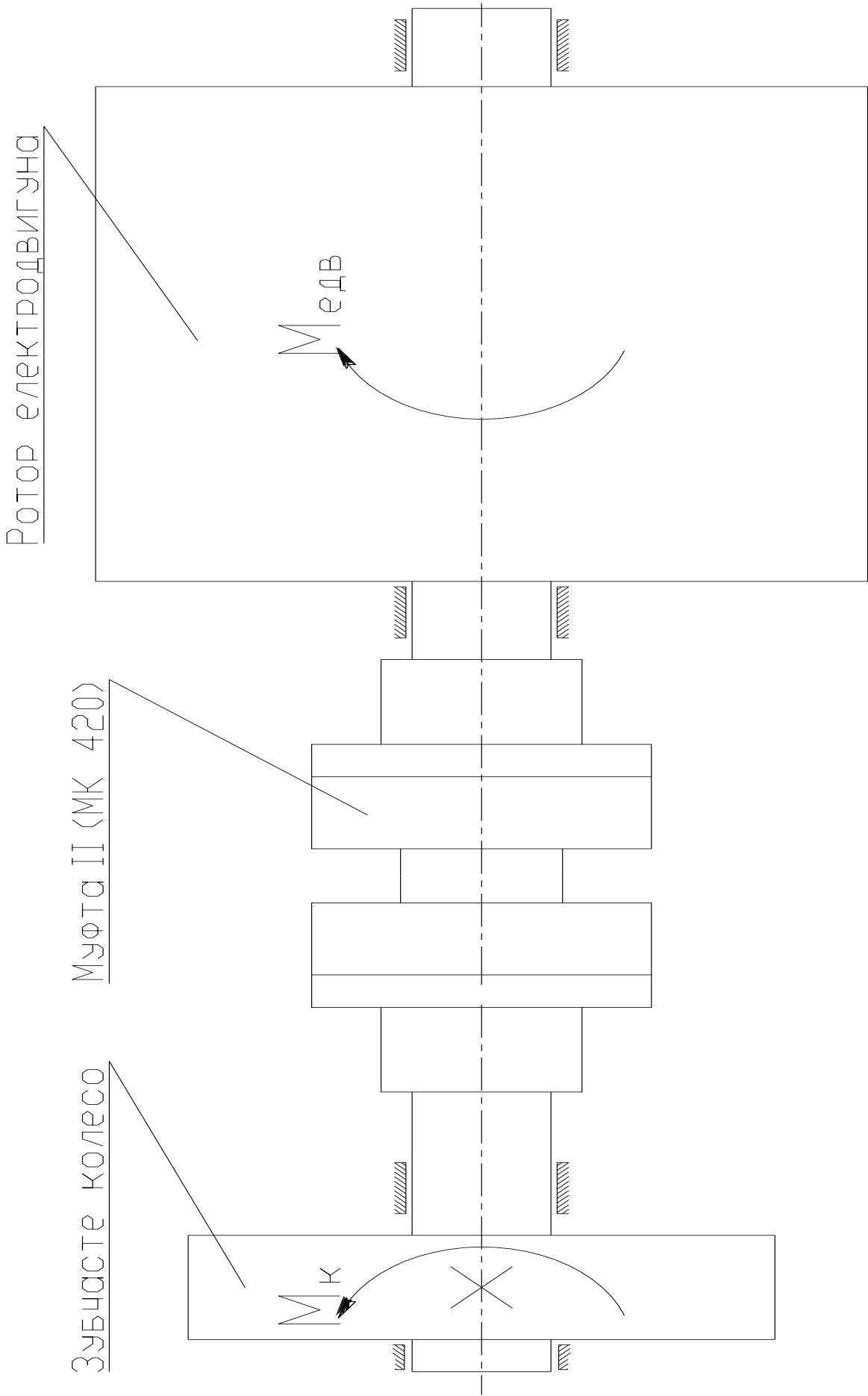


РИСУНОК 4.5 - ДРУГИЙ РОТОР АГРЕГАТУ

4.2.2.1 Момент інерції якоря електродвигуна

Виходячи з паспортних характеристик електродвигуна:

$$J_{ЯК} = \frac{1}{2} \cdot m_{ЯК} \cdot r_{ЯК}^2 \quad (4.30)$$

$$J_{ЯК} = 31,25 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.2 Момент інерції муфти II

За конструктивною будовою муфта II аналогічна муфті I.

Тому момент інерції муфти II дорівнює:

$$J_{M2} = J_{M_{21}} + J_{M_{22}} + J_{M_{23}} + J_{M_{24}} + J_{M_{25}} + J_{M_{26}} + J_{M_{27}} \quad (4.31)$$

З урахуванням особливостей будови:

$$J_{M2} = J_{M_{21}} + 2 \cdot J_{M_{22}} + 2 \cdot J_{M_{23}} + J_{M_{26}} + J_{M_{27}} \quad (4.32)$$

$$J_{M_{21}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{21}} \cdot (R_{M_{21}}^2 - r_{B2}^2) \quad (4.33)$$

$$J_{M_{22}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{22}} \cdot (R_{M_{22}}^2 - r_{B2}^2) \quad (4.34)$$

$$J_{M_{23}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{23}} \cdot R_{M_{23}}^2 \quad (4.35)$$

$$J_{M_{26}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{26}} \cdot (R_{M_{26}}^2 - r_{B_K}^2) \quad (4.36)$$

$$J_{M_{27}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{27}} \cdot R_{M_{27}}^2 \quad (4.37)$$

За формулами 4.33 - 4.37 вираховували моменти інерції частин муфти II:

$$J_{M_21} = 0,0057(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_22} = 0,0313(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_23} = 0,083(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_26} = 0,0057(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_27} = 0,0034(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Тоді за формулою 4.32 момент інерції муфти II в цілому:

$$J_{M1} = 0,0057 + 2 \cdot 0,0313 + 2 \cdot 0,083 + 0,0057 + 0,0034 = 0,243(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.3 Момент інерції вхідного валу редуктора

Аналогічно вихідного валу редуктора маємо:

$$J_{B_K} = \frac{1}{2} \cdot m_{B_K} \cdot r_{B_K}^2 \quad (4.38)$$

$$J_{B_K} = 0,5 \cdot 15,723 \cdot 0,045^2 = 0,00491(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.4 Момент інерції колеса редуктора

Розрахунок ведемо аналогічно шестерні редуктора:

$$J_K = \frac{1}{2} \cdot m_K \cdot (R_K^2 - r_{B_K}^2) \quad (4.39)$$

$$J_K = \frac{1}{2} \cdot 83,99 \cdot (0,19^2 - 0,045^2) = 1,431 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.5 Сумарний момент інерції другого ротора

Виходячи з проведеного аналізу та розрахунків моментів інерції складових частин першого ротору формула .13 набуває вигляду:

$$J_{\Sigma 2} = J_{ЯК} + J_{M2} + J_{B_K} + J_K \quad (4.40)$$

Підставивши розрахункові значення маємо:

$$J_{\Sigma 2} = 31,25 + 0,0243 + 0,00491 + 1,431 = 32,942 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.3 Приведений сумарний момент інерції J

Підставивши отриманні значення сумарних моментів інерції першого і другого роторів у вираз 4.10 отримаємо необхідне для подальших розрахунків значення моменту інерції J:

$$J = 0,174 + \frac{1}{3,15^2} \cdot 32,942 = 3,495 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4 Розрахунок приведенного сумарного моменту насосного агрегату

4.1 Методика розрахунку сумарного моменту

Загальне рівняння моменту:

$$M_{\Sigma} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (4.1)$$

де M_{Σ} - крутний сумарний момент насосного агрегату, Н·м;

J_{Σ} - сумарний момент інерції, кг·м².

Виходячи з того, що насосний агрегат має два ротори (див. рис. 4.1), котрі обертаються з різною кутовою швидкістю (ω та ω_2), отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_1 \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_2 \end{cases}, \quad (4.2)$$

де $J_{\Sigma 1}$ - сумарний момент інерції першого ротору, кг·м²;

$J_{\Sigma 2}$ - сумарний момент інерції другого ротору, кг·м².

Сумарний момент першого ротору M_1 дорівнює:

$$M_1 = M_{ш} - M_{нас}, \quad (4.3)$$

де $M_{ш}$ - крутний момент шестерні редуктора, Н·м;

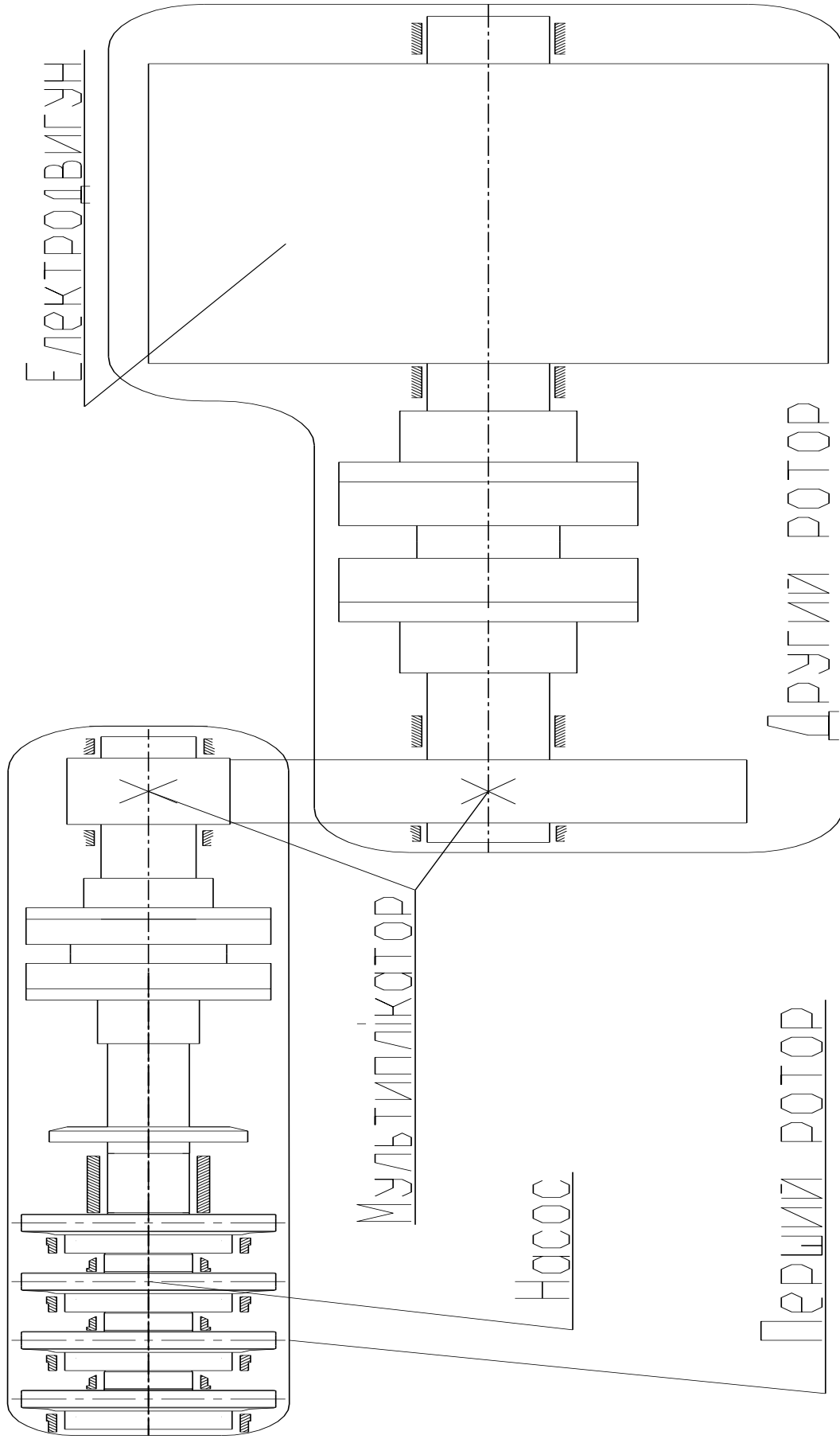
$M_{нас}$ - крутний момент насосу, Н·м.

Сумарний момент другого ротору M_2 дорівнює:

$$M_2 = M_{едв} - M_K, \quad (4.4)$$

де M_K - крутний момент колеса редуктора, Н·м;

$M_{едв}$ - крутний момент ротору електродвигуна, Н·м.



Рисуніок 4.1 - Схема РОТОРІВ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

Виходячи з рівнянь 4.2-4.4, отримуємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{ш} - M_{нас} \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{едв} - M_{к} \end{cases} \quad (4.5)$$

Оскільки кутова швидкість змінюється за рахунок передаточного числа редуктора, маємо наступні перехідні рівняння:

$$\omega = k \cdot \omega_2 \quad (4.6)$$

$$M_{к} = k \cdot M_{ш}, \quad (4.7)$$

де k – передаточне число редуктора, $k = 3,15$.

Тоді система рівнянь 4.5 набуває вигляду:

$$\begin{cases} J_{\Sigma 1} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{ш} - M_{нас} \\ J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{ш} \end{cases} \quad (4.8)$$

Додаючи рівняння I та II системи 4.8 маємо:

$$\left(J_{\Sigma 1} + J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \right) \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{нас} \quad (4.9)$$

Для подальших розрахунків запишемо наступне:

$$J = J_{\Sigma 1} + J_{\Sigma 2} \cdot \frac{1}{k^2} \quad (4.10)$$

$$M(\omega) = \frac{1}{k} \cdot M_{едв} - M_{нас} \quad (4.11)$$

Для побудови залежності $\omega(t)$, аналізуючи рівняння 4.9 - 4.11, отримали наступне диференціальне рівняння:

$$J \cdot \frac{d\omega}{M(\omega)} = dt \quad (4.12)$$

4.2 Розрахунок моменту інерції

Момент інерції тіла обертання визначається за формулою:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2, \quad (4.13)$$

де m – маса тіла обертання, кг;

r – радіус тіла обертання, м².

Маса тіла обертання дорівнює:

$$m = \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot \rho \quad (4.14)$$

де l – довжина тіла обертання, м;

ρ – густина тіла обертання, м³/кг.

4.2.1 Розрахунок сумарного моменту інерції першого ротору

Сумарний момент інерції першого ротору:

$$J_{\Sigma 1} = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (4.15)$$

де J_i – момент інерції кожної складової частини ротору, кг·м².

Перший ротор насосного агрегату обертається з кутовою швидкістю ω та має наступний вигляд (див. рис. 4.2):

Виходячи з будови ротора маємо наступні його складові частини:

- вал насосу;
- робочі колеса насосу (чотири);
- гідроп'ята;
- муфта I;
- вихідний вал редуктора;
- шестерня редуктора.

Необхідні розрахунки маси тіл обертання здійснюємо за допомогою використання програми «Microsoft Excel». Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Маса тіл обертання першого ротору.

Тіло обертання	Вал насосу			Гідроп'ята	Муфта I, в цілому	Вал шестерні	Шестерня
	В_11	В_12	В_13				
Маса, кг	7,2	3,1	1,2	2,7	18,0	7,5	6,1

Для подальших розрахунків моменту інерції першого ротору розглянемо кожен його складову частину та її момент інерції окремо.

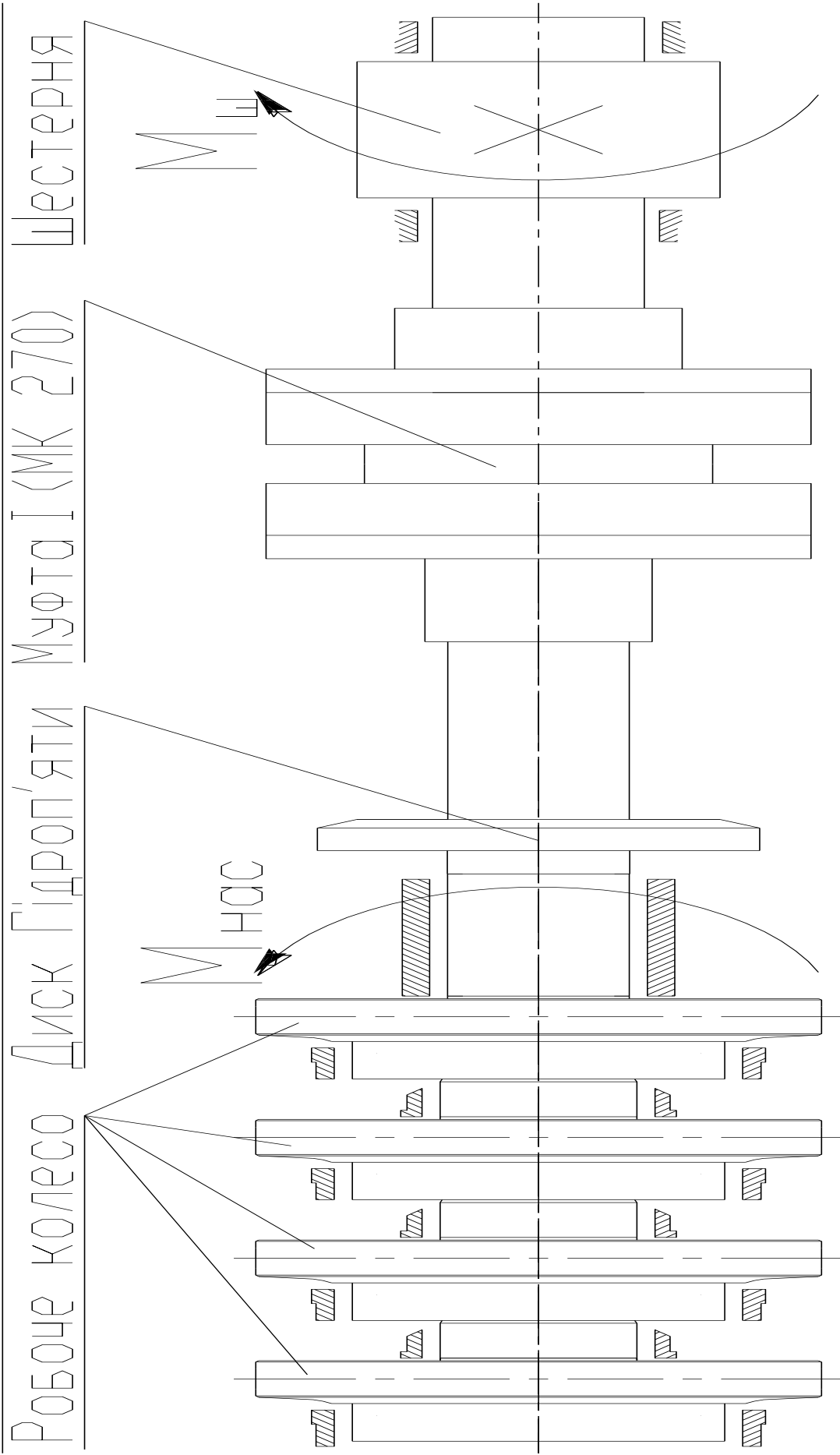


Рис. 4.2 - Перший ротор агрегату

4.2.1.1 Вал насосу. Момент інерції валу насосу

Вал насосу за конструкцією має різні діаметри, тому для зручності розрахунків розіб'ємо його на три складові частини з діаметрами 0,05 м, 0,06 м та 0,05 м відповідно (див. рис. 4.3).



Рис. 4.3 Вал насосу

Тоді момент інерції валу насосу:

$$J_{B1} = J_{B_{11}} + J_{B_{12}} + J_{B_{13}} \quad (4.16)$$

За формулою 4.13 знаходимо:

$$J_{B_{11}} = \frac{1}{2} \cdot 0,025^2 \cdot 7,2 = 0,00226 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

$$J_{B_{12}} = \frac{1}{2} \cdot 0,035^2 \cdot 3,14 = 0,00141 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

$$J_{B_{13}} = \frac{1}{2} \cdot 0,025^2 \cdot 1,23 = 0,000385 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

Тоді момент інерції усього валу насоса становить:

$$J_{B1} = 0,00226 + 0,00141 + 0,000385 = 0,00406 (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

4.2.1.2 Робоче колесо насосу. Момент інерції РК

Насос складається з чотирьох робочих коліс, тому загальний момент інерції усіх робочих коліс дорівнює:

$$J_{PK} = 4 \cdot J'_{PK} \quad (4.17)$$

Робоче колесо насосу має складну будову, тому для розрахунку його моменту інерції скористаємось програмою розрахунку моменту інерції у графічному редакторі «Компас», за якою:

$$J'_{PK} = 0,012176 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

Тоді момент інерції усіх робочих коліс становить:

$$J_{PK} = 4 \cdot 0,012176 = 0,0487 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

4.2.1.3 Гідроп'ята. Момент інерції гідроп'яти

Гідроп'ята складається з двох частин, що обертаються, але зважаючи на те, що момент інерції першої її частини (вздовж циліндричного ущільнення) буде незначним проводимо розрахунок лише радіальної частини гідроп'яти.

За спрощеним розрахунком:

$$J_{ГП} = \frac{1}{2} \cdot m_{ГП} \cdot (R_{ГП}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.18)$$

$$J_{ГП} = \frac{1}{2} \cdot 2,7 \cdot (0,073^2 - 0,025^2) = 0,00627 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

4.2.1.4 Муфта І. Момент інерції муфти І

За конструктивною будовою муфта складається з трьох частин, але для зручності розрахунку розіб'ємо муфту І на сім частин (див. рис. 4.4).

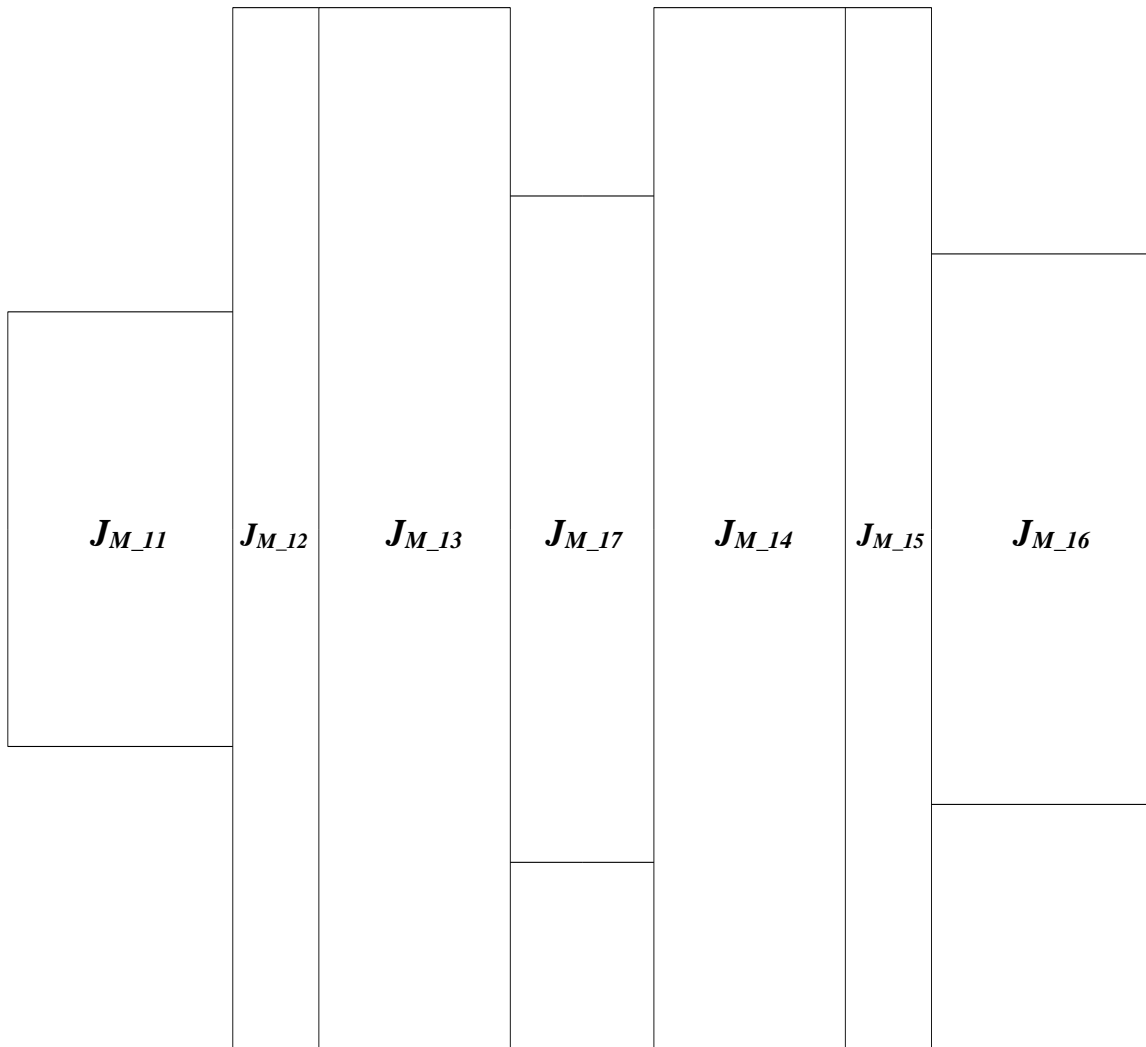


Рисунок 4.4. Муфта І насосного агрегату

Тоді момент інерції муфти I дорівнює:

$$J_{M1} = J_{M_{11}} + J_{M_{12}} + J_{M_{13}} + J_{M_{14}} + J_{M_{15}} + J_{M_{16}} + J_{M_{17}} \quad (4.19)$$

Але:

$$J_{M_{12}} = J_{M_{15}}$$

та $J_{M_{13}} = J_{M_{14}}$.

Тоді: $J_{M1} = J_{M_{11}} + 2 \cdot J_{M_{12}} + 2 \cdot J_{M_{13}} + J_{M_{16}} + J_{M_{17}} \quad (4.20)$

$$J_{M_{11}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{11}} \cdot (R_{M_{11}}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.21)$$

$$J_{M_{12}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{12}} \cdot (R_{M_{12}}^2 - r_{B1}^2) \quad (4.22)$$

$$J_{M_{13}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{13}} \cdot R_{M_{13}}^2 \quad (4.23)$$

$$J_{M_{16}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{16}} \cdot (R_{M_{16}}^2 - r_{B_{III}}^2) \quad (4.24)$$

$$J_{M_{17}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{17}} \cdot R_{M_{17}}^2 \quad (4.25)$$

За формулами 4.21 - 4.25 розраховували моменти інерції частин муфти I:

$$J_{M_{11}} = 0,000354(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{12}} = 0,0124(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{13}} = 0,0323(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{16}} = 0,0082(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_{17}} = 0,005(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Тоді за формулою 4.20 момент інерції муфти I в цілому:

$$J_{M1} = 0,000354 + 2 \cdot 0,0124 + 2 \cdot 0,0323 + 0,0082 + 0,005 = 0,103(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.5 Вихідний вал редуктора. Момент інерції вихідного валу редуктора

Виходячи з того, що вал шестерні має просту конструктивну будову розраховуємо його за формулою:

$$J_{B_{ш}} = \frac{1}{2} \cdot m_{B_{ш}} \cdot r_{B_{ш}}^2 \quad (4.26)$$

$$J_{B_{ш}} = 0,5 \cdot 7,549 \cdot 0,035^2 = 0,00462(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.6 Шестерня редуктора. Момент інерції шестерні редуктора

Шестерня редуктора прямої циліндричної передачі має свої конструктивні особливості, тому провівши аналіз щодо моменту інерції ведемо розрахунок по ділильному діаметру шестерні.

$$J_{ш} = \frac{1}{2} \cdot m_{ш} \cdot (R_{ш}^2 - r_{B_{ш}}^2) \quad (4.27)$$

$$J_{ш} = \frac{1}{2} \cdot 6,147 \cdot (0,06^2 - 0,035^2) = 0,007(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.1.7 Сумарний момент інерції першого ротора

Виходячи з проведеного аналізу та розрахунків моментів інерції складових частин першого ротору формула 4.15 набуває вигляду:

$$J_{\Sigma 1} = J_{B1} + J_{PK} + J_{\Gamma\Pi} + J_{M1} + J_{B_III} + J_{III} \quad (4.28)$$

Підставивши розрахункові значення маємо:

$$J_{\Sigma 1} = 0,0041 + 0,0487 + 0,0063 + 0,103 + 0,0046 + 0,007 = 0,174(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2 Розрахунок сумарного моменту інерції другого ротору

Сумарний момент інерції другого ротору:

$$J_{\Sigma 2} = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (4.29)$$

де J_i – момент інерції кожної складової частини ротору, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Другий ротор насосного агрегату обертається з кутовою швидкістю ω_2 та має наступний вигляд (див. рис 4.5):

Виходячи з будови маємо наступні складові частини другого ротора:

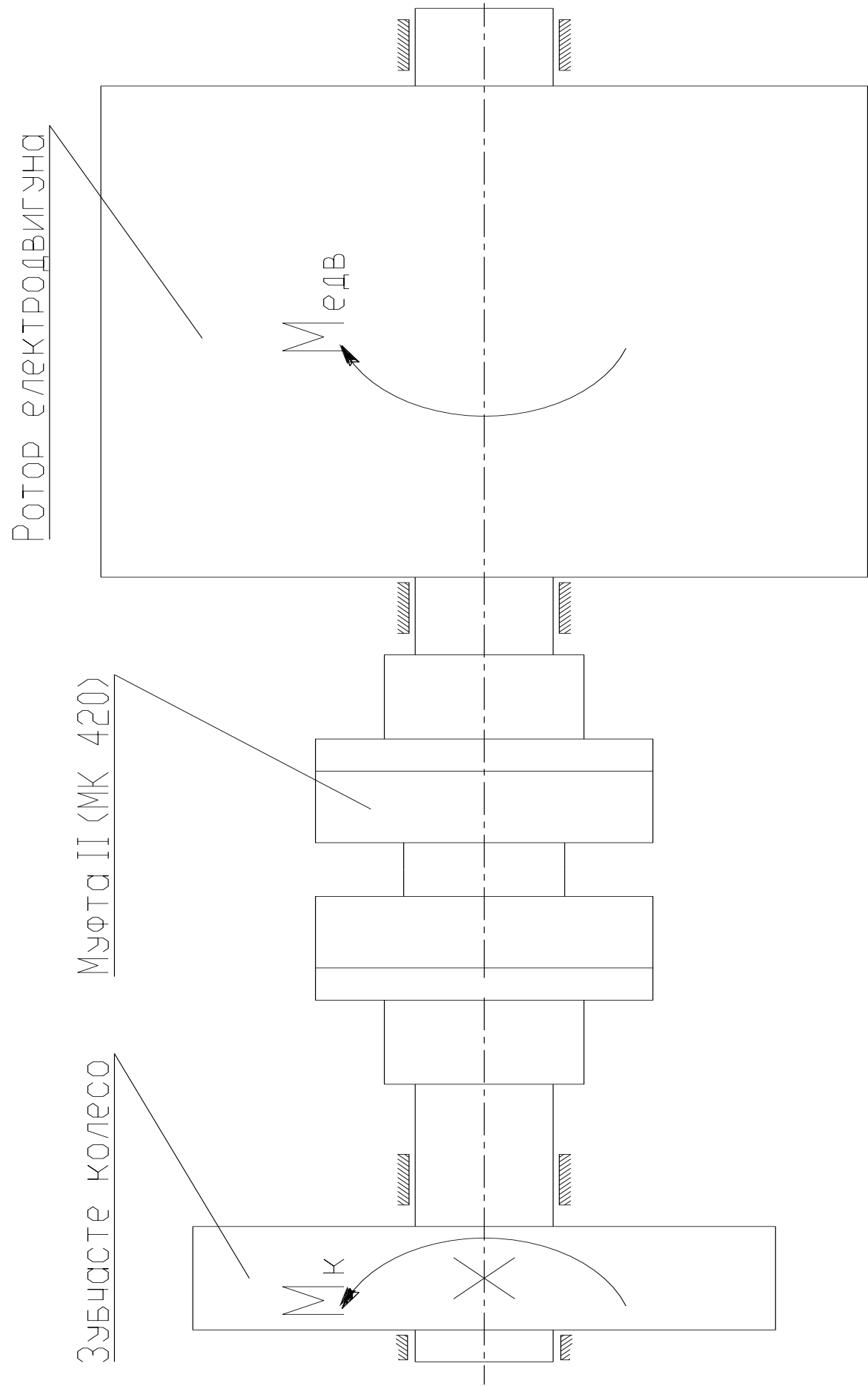
- якір електродвигуна;
- муфта II;
- вхідний вал редуктора;
- колесо редуктора.

Необхідні розрахунки маси тіл обертання здійснюємо за допомогою використання програми «Microsoft Excel». Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Маса тіл обертання другого ротору.

Тіло обертання	Муфта II, в цілому	Вал колеса	Колесо редуктора
Маса, кг	32,3	15,7	83,9

Для подальших розрахунків моменту інерції другого ротору розглянемо моменти інерції кожної його складової частини окремо.



Рисуюнок 4.5 - Другий ротор агрегату

4.2.2.1 Момент інерції якоря електродвигуна

Виходячи з паспортних характеристик електродвигуна:

$$J_{ЯК} = \frac{1}{2} \cdot m_{ЯК} \cdot r_{ЯК}^2 \quad (4.30)$$

$$J_{ЯК} = 31,25 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.2 Момент інерції муфти II

За конструктивною будовою муфта II аналогічна муфті I.

Тому момент інерції муфти II дорівнює:

$$J_{M2} = J_{M_{21}} + J_{M_{22}} + J_{M_{23}} + J_{M_{24}} + J_{M_{25}} + J_{M_{26}} + J_{M_{27}} \quad (4.31)$$

З урахуванням особливостей будови:

$$J_{M2} = J_{M_{21}} + 2 \cdot J_{M_{22}} + 2 \cdot J_{M_{23}} + J_{M_{26}} + J_{M_{27}} \quad (4.32)$$

$$J_{M_{21}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{21}} \cdot (R_{M_{21}}^2 - r_{B2}^2) \quad (4.33)$$

$$J_{M_{22}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{22}} \cdot (R_{M_{22}}^2 - r_{B2}^2) \quad (4.34)$$

$$J_{M_{23}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{23}} \cdot R_{M_{23}}^2 \quad (4.35)$$

$$J_{M_{26}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{26}} \cdot (R_{M_{26}}^2 - r_{B_K}^2) \quad (4.36)$$

$$J_{M_{27}} = \frac{1}{2} \cdot m_{M_{27}} \cdot R_{M_{27}}^2 \quad (4.37)$$

За формулами 4.33 - 4.37 вираховували моменти інерції частин муфти II:

$$J_{M_21} = 0,0057(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_22} = 0,0313(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_23} = 0,083(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_26} = 0,0057(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

$$J_{M_27} = 0,0034(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

Тоді за формулою 4.32 момент інерції муфти II в цілому:

$$J_{M1} = 0,0057 + 2 \cdot 0,0313 + 2 \cdot 0,083 + 0,0057 + 0,0034 = 0,243(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.3 Момент інерції вхідного валу редуктора

Аналогічно вихідного валу редуктора маємо:

$$J_{B_K} = \frac{1}{2} \cdot m_{B_K} \cdot r_{B_K}^2 \quad (4.38)$$

$$J_{B_K} = 0,5 \cdot 15,723 \cdot 0,045^2 = 0,00491(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.4 Момент інерції колеса редуктора

Розрахунок ведемо аналогічно шестерні редуктора:

$$J_K = \frac{1}{2} \cdot m_K \cdot (R_K^2 - r_{B_K}^2) \quad (4.39)$$

$$J_K = \frac{1}{2} \cdot 83,99 \cdot (0,19^2 - 0,045^2) = 1,431 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.2.5 Сумарний момент інерції другого ротора

Виходячи з проведеного аналізу та розрахунків моментів інерції складових частин першого ротору формула .13 набуває вигляду:

$$J_{\Sigma 2} = J_{ЯК} + J_{M2} + J_{B_K} + J_K \quad (4.40)$$

Підставивши розрахункові значення маємо:

$$J_{\Sigma 2} = 31,25 + 0,0243 + 0,00491 + 1,431 = 32,942 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

4.2.3 Приведений сумарний момент інерції J

Підставивши отриманні значення сумарних моментів інерції першого і другого роторів у вираз 4.10 отримаємо необхідне для подальших розрахунків значення моменту інерції J:

$$J = 0,174 + \frac{1}{3,15^2} \cdot 32,942 = 3,495 (\text{кг} \cdot \text{м}^2)$$

5 Розрахунок пристрою гідростатичного розвантаження осьових сил та опорних вузлів ротора насосу

Осьова гідравлічна сила є сумою неврівноважених сил, діючих на ротор насосу в осьовому напрямку.

На робоче колесо одностороннього входу з прохідним валом або без нього діє осьова сила, так як поверхня його основного диску, що знаходиться під тиском нагнітання, більше ніж аналогічна поверхня покривного диску.

Тиск, діючий на обидва диски РК відцентрових насосів, має різні значення через те, що рідина, котра знаходиться між дисками РК і стінками корпусу насосу, обертається, і тиск, діючий на діаметрі виходу рідини з РК, перевищує тиск на діаметрі втулки РК.

5.1 Опис схеми сприйняття осьових сил

Для розвантаження аксіальних сил, діючих на робочі колеса на робочому режимі використовується пристрій автоматичного розвантаження («гідроп'ята»). Під час застосування гідроп'яти осьовий (торцевий) зазор між гідравлічною п'ятою та підп'ятником (нерухомою втулкою корпусу насосу) має змінне значення.

При робочому режимі гідроп'яти відбувається наступне:

- коли осьова сила ротора має напрямок вліво – осьовий зазор починає зменшуватися, як результат – протічка у розвантажувальній камері зменшується і подальше переміщення ротора припиняється;
- коли осьова сила ротора має напрямок вправо – осьовий зазор починає збільшуватися, як результат – протічка у розвантажувальній камері збільшується.

Відбувається перерозподіл тиску в камерах до та після п'яти. Настає новий стан рівноваги та подальше переміщення ротора припиняється.

Метою розрахунку гідравлічного розвантажувального пристрою є визначення розмірів гідроп'яти, котрі забезпечать економічну та надійну роботу системи врівноваження осьових сил багатоступеневого насосу. Економічність та надійність роботи пристрою в першу чергу залежить від величини осьового зазору між розвантажувальним диском та подушкою п'яти. При зменшенні зазору зменшується протічка через систему розвантаження осьового тиску і підвищується економічність насосу. Але в той самий час підвищується небезпека металевих контактів обертових та нерухомих частин, що може призвести до серйозної аварії. Існує декілька способів розрахунку системи гідравлічного розвантаження. Зупинимося на одному із них.

5.2 Опис сприйняття осьових сил під час пуску насосного агрегату

Пуск насосного агрегату відбувається при заповненому рідиною насосі («залитому») та підпорному тиску на вході в насос 1МПа. За рахунок цього тиску виникає статична сила, котра діє в осьовому напрямку зі сторони всмоктувального патрубку (вправо). Цю силу сприймає ротор насоса спеціальним пусковим опорним кільцем третього робочого колеса.

Під час пуску насоса з'являються аксіальні сили, котрі діють на робочі колеса насоса – як результат з'являється осьова сила, діюча на ротор насоса в бік всмоктування (вліво), тобто виникає сила протилежна за напрямком статичній силі підпору. Оскільки величина осьової сили залежить від числа обертів ротора насоса, і зі збільшенням числа обертів вона поступово збільшуються; у невизначений момент часу T_v осьова сила ротору дорівнює за величиною і протилежна за напрямком статичній силі підпору. Тобто сумарна осьова сила ротору дорівнює нулю. Потім, під час подальшого збільшення числа обертів, сумарна осьова сила зростає і ротор насоса починає рухатися у бік всмоктування, тобто осьовий зазор гідроп'яти починає зменшуватися.

Характер зміни осьового зазору гідроп'яти (руху ротора в осьовому напрямку) на пускових режимах насосного агрегату є актуальним питанням, котре потребує більш детального розгляду.

5.3 Розрахунок пристрою гідростатичного розвантаження осьових сил

5.3.1 Розрахунок осьових сил, діючих на ротор

5.3.1.1 Розрахунок аксіальної сили

Аксіальна сила, діюча на робоче колесо, визначається за формулою:

$$T_k = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (R_{1k}^2 - R_{0k}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \left(R_{2k}^2 - \frac{R_{1k}^2 + R_{0k}^2}{2} \right) \right] \quad (5.1)$$

де $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ - густина робочого середовища;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння;

H_p - потенціальний напір, м;

ω - кругова частота обертання ротора, рад/с;

R_{0k} - радіус втулки робочого колеса, м;

R_{1k} - радіус на вході в робоче колесо, м;

R_{2k} - радіус робочого колеса, м.

Потенціальний напір знаходять за формулою:

$$H_p = H \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot g \cdot H}{\omega^2 \cdot D_{2k}^2} \right), \quad (5.2)$$

де H - теоретичний напір робочого колеса.

D_{2k} - діаметр робочого колеса, м.

$$H = H_{нас} / m, \quad (5.3)$$

де $H_{нас}$ - теоретичний напір насосу.

m - кількість коліс в насосі.

$$H = 1422 / 4 = 355,5(м)$$

$$H_p = 355,5 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 355,5}{980^2 \cdot 0,187^2} \right) = 281,7(м)$$

Згідно креслення : $R_{0к} = 0,03(м)$, $R_{1к} = 0,0615(м)$, $R_{2к} = 0,0935(м)$.

$$T_{к1} = 3,14 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot (0,0615^2 - 0,03^2) \cdot \left(281,7 - \frac{380^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left[0,0935^2 - \frac{0,0615^2 - 0,03^2}{2} \right] \right) =$$

$$= 17291(H)$$

5.3.1.2 Розрахунок статичної сили

Статична сила, діюча на ротор, може бути визначена за формулою:

$$T_{СТ} = P_{ВХ} \cdot S_y, \quad (5.4)$$

де $P_{ВХ}$ – підпорний тиск на вході в насос, Па;

S_y – площа сприйняття підпорного тиску, м².

Визначимо площу сприйняття за формулою:

$$S_y = \frac{\pi \cdot D_y^2}{4}, \quad (5.5)$$

Згідно креслення $D_y = 0,0885(м)$.

Тоді статична сила дорівнює:

$$T_{CT} = 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,0885^2}{4} = 6148(H)$$

5.3.1.3 Розрахунок сумарної осьової сили

Сумарна осьова сила діюча на ротор насоса, з урахуванням напрямків дії її складових частин може бути записана к вигляді:

$$T_{OC} = m \cdot T_{k1} - T_{CT}. \quad (5.6)$$

$$T = 4 \cdot 17291 - 6148 = 63016(H).$$

5.3.2 Розрахунок перепаду тисків на щілинах гідроп'яти

Конструкція пристрою гідростатичного розвантаження представляє собою двох щілинну систему (осьова циліндрична щілина перед п'ятою и торцева щілина саме п'яти).

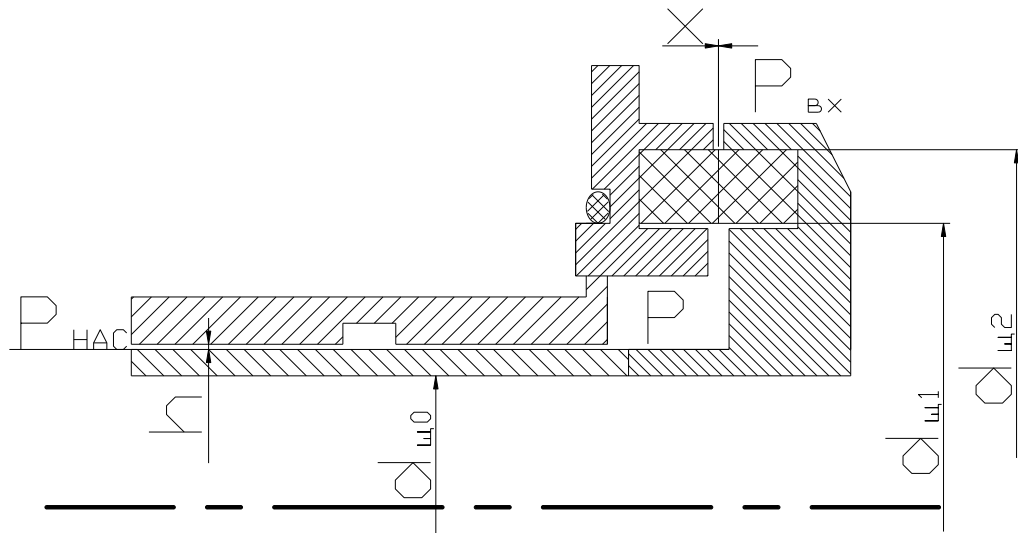


Рисунок 5.1 – Пристрій гідростатичного розвантаження осьових сил (гідроп'ята)

Для подальших розрахунків нам необхідно розрахувати перепад тиску на торцевій щілині. Він визначається з умови осьової рівноваги ротора:

$$F = T_{oc} \quad (5.7)$$

Котра констатує той факт, що сила тиску на диск п'яти:

$$F = \Delta P_m S_{екв} \quad (5.8)$$

компенсує сумарну осьову силу, діючу на ротор. Таким чином:

$$\Delta P_m = \frac{T_{oc}}{S_{екв}}, \quad (5.9)$$

де $S_{екв}$ – еквівалентна площа гідроп'яти, м².

$$S_{екв} = \frac{\pi \cdot (d_{щ1}^2 + d_{щ2}^2 - 2 \cdot d_{щ0}^2)}{8} \quad (5.11)$$

де $d_{щ0}$, $d_{щ1}$, $d_{щ2}$ – конструктивні розміри гідроп'яти рис. 5.1.

Тоді перепад тиску на торцевій щілині:

$$\Delta P_m = \frac{8 \cdot 63016}{3,14 \cdot (0,107^2 + 0,135^2 - 2 \cdot 0,060^2)} = 7,14(\text{МПа})$$

На циліндричній щілині гідроп'яти спрацьовується перепад тиску, котрий дорівнює повному напору насоса з урахуванням перепаду тиску на торцевій щілині:

$$\Delta P_{щ} = \gamma H - \Delta P_m. \quad (5.12)$$

$$\Delta P_{щ} = 1200 \cdot 9,81 \cdot 1422 - 7,14 \cdot 10^6 = 9,6(\text{МПа})$$

5.3.3 Циліндричний та осьовий зазор щілин і витрата у гідроп'яті

Виходячи з конструктивних міркувань та враховуючи необхідний розмір осьового зазору, котрий забезпечить економічну та надійну роботу системи врівноваження осьових сил багатоступеневого насосу прийmemo:

$$h_{OC} = 7,5 \cdot 10^{-5} (м)$$

Тоді запишемо рівняння нерозривності потоку для гідроп'яті на робочому режимі:

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (5.13)$$

де Q_2 – витрата рідини у торцевій щілині, м³/год;

Q_1 – витрата рідини у циліндричній щілині, м³/год;

Витрата рідини через циліндричну щілину становить:

$$Q_1 = \pi \cdot d_{ц0} \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{ц}}{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{2 \cdot h}{\rho}}}, \quad (5.14)$$

Витрата рідини через торцеву щілину становить:

$$Q_2 = \pi \cdot (d_{ц1} + d_{ц2}) \cdot h_{OC} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_m \cdot h_{OC}}{\rho \cdot \lambda \cdot (d_{ц2} - d_{ц1})}} \quad (5.15)$$

Підставивши рівняння 5.14 та 5.15 у рівняння 5.13 знаходимо:

$$h = \left[\frac{(d_{ц1} + d_{ц2})}{d_{ц0}} \cdot h_{OC} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_m \cdot h_{OC} \cdot l}{2 \cdot \Delta P_{ц} \cdot (d_{ц2} - d_{ц1})}} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (5.16)$$

Підставивши отримані раніше значення отримуємо розрахунковий циліндричний зазор:

$$h = \left[\frac{(0,107 + 0,135)}{0,060} \cdot 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\frac{7,14 \cdot 10^6 \cdot 1,75 \cdot 10^{-5} \cdot 0,09}{2 \cdot 9,6 \cdot 10^6 \cdot (0,135 - 0,107)}} \right]^{\frac{2}{3}} = 0,000175(m)$$

Для отримання витрати рідини через гідроп'яту підставимо розраховане значення циліндричного зазору у формулу 5.14. Тоді:

$$Q_1 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,000175 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,6 \cdot 10^6}{1200 \cdot \frac{0,04 \cdot 0,09}{2 \cdot 0,000175}}} = 0,00124 \left(\frac{m^3}{c} \right) = 4,47 \left(\frac{m^3}{год} \right)$$

5.4 Розрахунок характеру руху гідроп'яти на пусковому режимі

5.4.1 Побудова залежності $T_{oc}(t)$, змінної під час пуску

Для подальших розрахунків за допомогою рівняння 5.1 та 5.6 запишемо диференціальне рівняння для розрахунку $T_{oc}(t)$:

$$T_{oc}(t) = 4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (R_{1к}^2 - R_{0к}^2) \cdot \left[H_p(t) - \frac{\omega(t)^2}{8 \cdot g} \left(R_{2к}^2 - \frac{R_{1к}^2 + R_{0к}^2}{2} \right) \right] - T_{ст} \quad (5.17)$$

Залежність кутової швидкості від часу – $\omega(t)$ була розрахована нами раніше. Залежність $H_p(t)$ з використанням формули 5.1 має рівняння:

$$H_p(t) = H(t) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot g \cdot H(t)}{\omega(t)^2 \cdot D_{2\kappa}^2} \right), \quad (5.18)$$

оскільки ми знаємо характер зміни залежних від часу величин, розраховуємо будуємо за допомогою використання програми «Microsoft Excel» залежність $H_p(t)$:

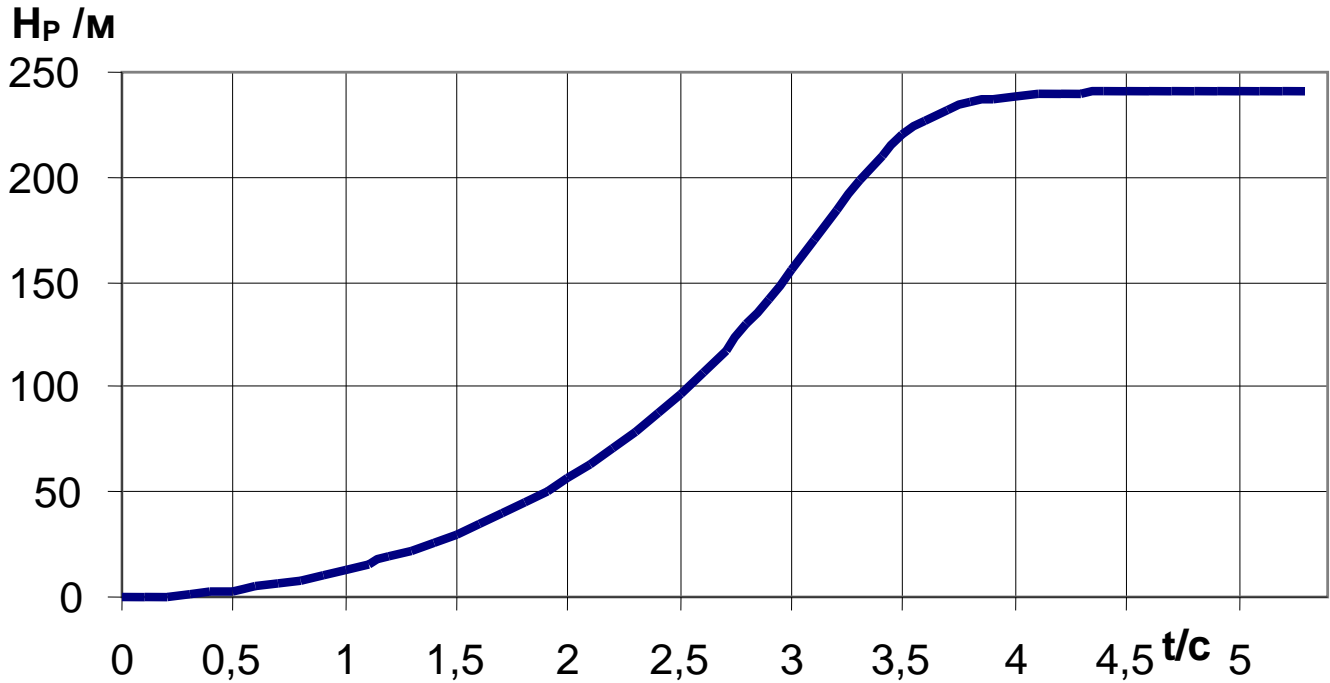


Рисунок 5.2 - Зміна потенціального напору насосу

За допомогою отриманої залежності $H_p(t)$ розраховуємо та будуємо $T_{oc}(t)$:

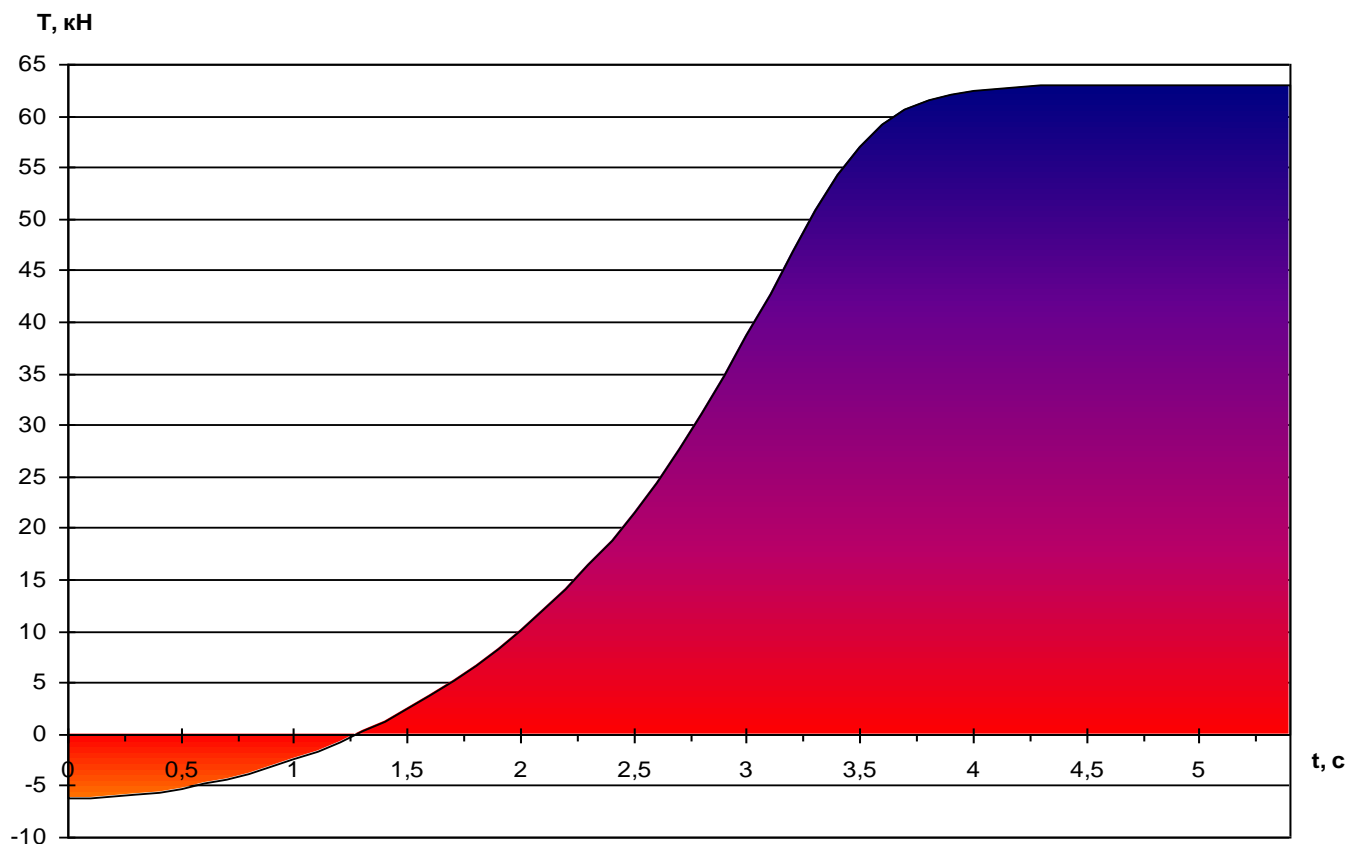


Рисунок 5.3 – Характер зростання осьової сили під час розгону насосу

Оскільки існує зміна напрямку дії сумарної осьової сили, для подальших розрахунків знаходимо так звану «точку відриву», тобто час T_B від початку пуску насосного агрегату до моменту коли сумарна осьова сила буде дорівнювати нулю. Після цієї точки ротор насосу починає рух в осьовому напрямку.

Тоді з рівняння 5. запишемо наступне:

$$4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (R_{1\kappa}^2 - R_{0\kappa}^2) \cdot \left[H_p(t) - \frac{\omega(t)^2}{8 \cdot g} \left(R_{2\kappa}^2 - \frac{R_{1\kappa}^2 + R_{0\kappa}^2}{2} \right) \right] - T_{CT} = 0 \quad (5.19)$$

Вирішуючи цю рівність знаходимо «точку відриву»:

$$T_B = 1,2636 (c)$$

з наступними параметрами:

$$\omega_B = 292,1 (1/c)$$

$$Q_B = 53,7 (m^3/год)$$

$$H_B = 126,4 (m)$$

$$H_{P-B} = 21,4 (m)$$

5.4.2 Рівняння руху гідроп'яти

5.4.2.1 Рівняння балансу витрати рідини

Для гідроп'яти складемо наступне диференційне рівняння балансу витрат:

$$Q_2 = Q_1 - \pi \cdot \frac{d_{ц2}^2 - d_{ц0}^2}{4} \cdot \dot{x}, \quad (5.20)$$

де Q_2 – витрата рідини у торцевій щілині, м³/год;

Q_1 – витрата рідини у циліндричній щілині, м³/год;

$\pi \cdot \frac{d_{ц2}^2 - d_{ц0}^2}{4} \cdot \dot{x}$ – швидкість зміни об'єму розвантажувальної камери,

м³/год;

x – торцева щілина гідроп'яти у момент часу t , м.

Для подальших розрахунків позначимо наступне:

$$S_4 = \pi \cdot \frac{d_{u2}^2 - d_{u0}^2}{4}. \quad (5.21)$$

Витрата рідини через циліндричну щілину становить:

$$Q_1 = \pi \cdot d_{u0} \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{II}}{\lambda \cdot l}}, \quad (5.22)$$

$$\sqrt{\rho \cdot \frac{2 \cdot h}{2 \cdot h}}$$

Позначимо сталі величини цього рівняння через:

$$g_1 = 2 \cdot \pi \cdot d_{u0} \cdot h^{1.5} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot \lambda \cdot l}} \quad (5.23)$$

Тоді $Q_1 = g_1 \sqrt{\Delta P_{II}} \quad (5.24)$

Витрата рідини через торцеву щілину становить:

$$Q_2 = \pi \cdot (d_{u1} + d_{u2}) \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_m \cdot x}{\rho \cdot \lambda \cdot (d_{u2} - d_{u1})}}, \quad (5.25)$$

Також позначимо частину цього рівняння через:

$$g_2 = \pi \cdot (d_{u1} + d_{u2}) \cdot x^{1.5} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \lambda \cdot (d_{u2} - d_{u1})}} \quad (5.26)$$

Тоді $Q_2 = g_2 \sqrt{\Delta P_m} \quad (5.27)$

Також введемо величину безрозмірного зазору торцевої щілини п'яти:

$$U = \frac{x}{x_B}, \quad (5.28)$$

де x_B – величина базового зазору, м.

Виходячи з конструкції насосу, приймаємо за x_B величину максимального зазору у торцевій щілині гідроп'яти, тобто:

$$x_B = 1 \text{ (мм)} = 0,001 \text{ (м)}$$

Тоді запишемо наступне:

$$g_{2B} = \pi \cdot (d_{u1} + d_{u2}) \cdot x_B^{1,5} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \lambda \cdot (d_{u2} - d_{u1})}} \quad (5.29)$$

Виходячи з цього:

$$g_2 = g_{2B} \cdot U^{1,5} \quad (5.30)$$

та $Q_2 = g_{2B} \sqrt{\Delta P_m} \cdot U^{1,5} \quad (5.31)$

Тоді, використовуючи диференційне рівняння балансу витрат запишемо:

$$g_{2B} \cdot \sqrt{\Delta P_m} \cdot U^{1,5} = g_1 \cdot \sqrt{\Delta P_{\Pi}} - S_4 \cdot x_B \cdot \dot{U} \quad (5.32)$$

Але $\Delta P_{\Pi} = P_H - \Delta P_{T,}, \quad (5.33)$

де P_H – тиск на виході з останнього РК(тиск насосу), Па.

Тоді рівняння 5.32 набуває вигляду:

$$g_{2B} \cdot \sqrt{\Delta P_m} \cdot U^{1,5} - g_1 \cdot \sqrt{P_H - \Delta P_{\Pi}} + S_4 \cdot x_B \cdot \dot{U} = 0 \quad (5.34)$$

5.4.2.2 Рівняння динаміки ротора насосного агрегату

Використовуючи введені позначення та другий закон Ньютона запишемо:

$$m_P \cdot x_B \cdot \ddot{U} = \sum F_{KX}, \quad (5.35)$$

де m_P – маса ротору насосу, кг;

$$m_P = 35,3(\text{кг}) \text{ (з попередніх розрахунків);}$$

$\sum F_{KX}$ – сума всіх сил діючих уздовж вісі насосу, Н.

$$\sum F_{KX} = F_{\Pi} - T_{OC}(t) \quad (5.36)$$

Використовуючи рівняння 5.9 запишемо наступну залежність:

$$F_{\Pi} = \Delta P_m(t) \cdot S_{екв}, \quad (5.37)$$

Тоді рівняння динаміки ротора запишемо у вигляді:

$$m_P \cdot x_B \cdot \ddot{U} - \Delta P_m(t) \cdot S_{екв} + T_{OC}(t) = 0 \quad (5.38)$$

Звідки знаходимо перепад тиску:

$$\Delta P_m(t) = \frac{m_P \cdot x_B \cdot \ddot{U} + T_{OC}(t)}{S_{екв}} \quad (5.39)$$

5.4.2.3 Приведене рівняння осьового зазору гідроп'яти

Підставивши рівняння 5.39 у рівняння 5.34 отримуємо:

$$g_{2B} \cdot \sqrt{\frac{m_P \cdot x_B \cdot \ddot{U} + T_{OC}(t)}{S_{екв}}} \cdot U^{1,5} - g_1 \cdot \sqrt{P_H - \frac{m_P \cdot x_B \cdot \ddot{U} + T_{OC}(t)}{S_{екв}}} + S_4 \cdot x_B \cdot \dot{U} = 0 \quad (5.40)$$

Спростувавши рівняння запишемо наступне:

$$S_4 \cdot \sqrt{\frac{S_{екв} \cdot x_B}{m_P}} \cdot \dot{U} + g_{2B} \cdot U^{1.5} \cdot \sqrt{\frac{T_{OC}(t)}{m_P \cdot x_B} + \ddot{U}} - g_1 \cdot \sqrt{\frac{P_H S_{екв} - T_{OC}(t)}{m_P \cdot x_B} - \ddot{U}} = 0 \quad (5.41)$$

Введемо додаткові позначення:

$$a = S_4 \cdot \sqrt{\frac{S_{екв} \cdot x_B}{m_P}} \quad (5.42)$$

$$\bar{T}(\omega) = \frac{T_{OC}(t)}{m_P \cdot x_B} \quad (5.43)$$

$$\bar{P}(\omega) = \frac{P_H S_{екв} - T_{OC}(t)}{m_P \cdot x_B} \quad (5.44)$$

Тоді диференційне рівняння 5.40 набуває вигляду:

$$a \cdot \dot{U} + g_{2B} \cdot U^{1.5} \cdot \sqrt{\bar{T}(\omega) + \ddot{U}} - g_1 \cdot \sqrt{\bar{P}(\omega) - \ddot{U}} = 0 \quad (5.45)$$

або

$$a \cdot \frac{dU}{dt} + g_{2B} \cdot U^{1.5} \cdot \sqrt{\bar{T}(\omega) + \frac{dU^2}{d^2t}} - g_1 \cdot \sqrt{\bar{P}(\omega) - \frac{dU^2}{d^2t}} = 0 \quad (5.46)$$

Тоді величина зміни осьового зазору дорівнює:

$$dU = \frac{g_1 \cdot \sqrt{\bar{P}(\omega) - \frac{dU^2}{d^2t}} - g_{2B} \cdot U^{1.5} \cdot \sqrt{\bar{T}(\omega) + \frac{dU^2}{d^2t}}}{a} \cdot dt \quad (5.47)$$

З методу кінцевих різниць запишемо наступний вираз:

$$\frac{dU^2}{d^2t} = \frac{U_i + U_{i-1} - 2 \cdot U_{cp}}{\Delta t^2} \quad (5.48)$$

5.4.2.4 Диференційне рівняння руху гідроп'яти

З рівняння 5.45 шляхом перетворень отримуємо рівняння руху гідроп'яти:

$$U = \left(\frac{g_1 \cdot \sqrt{P(\omega)} - \ddot{U} - a \cdot \dot{U}}{g_{2B} \cdot \sqrt{T(\omega)} + \ddot{U}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.49)$$

Будуємо методом чисельного інтегрування залежність осьового зазору гідроп'яти від часу.

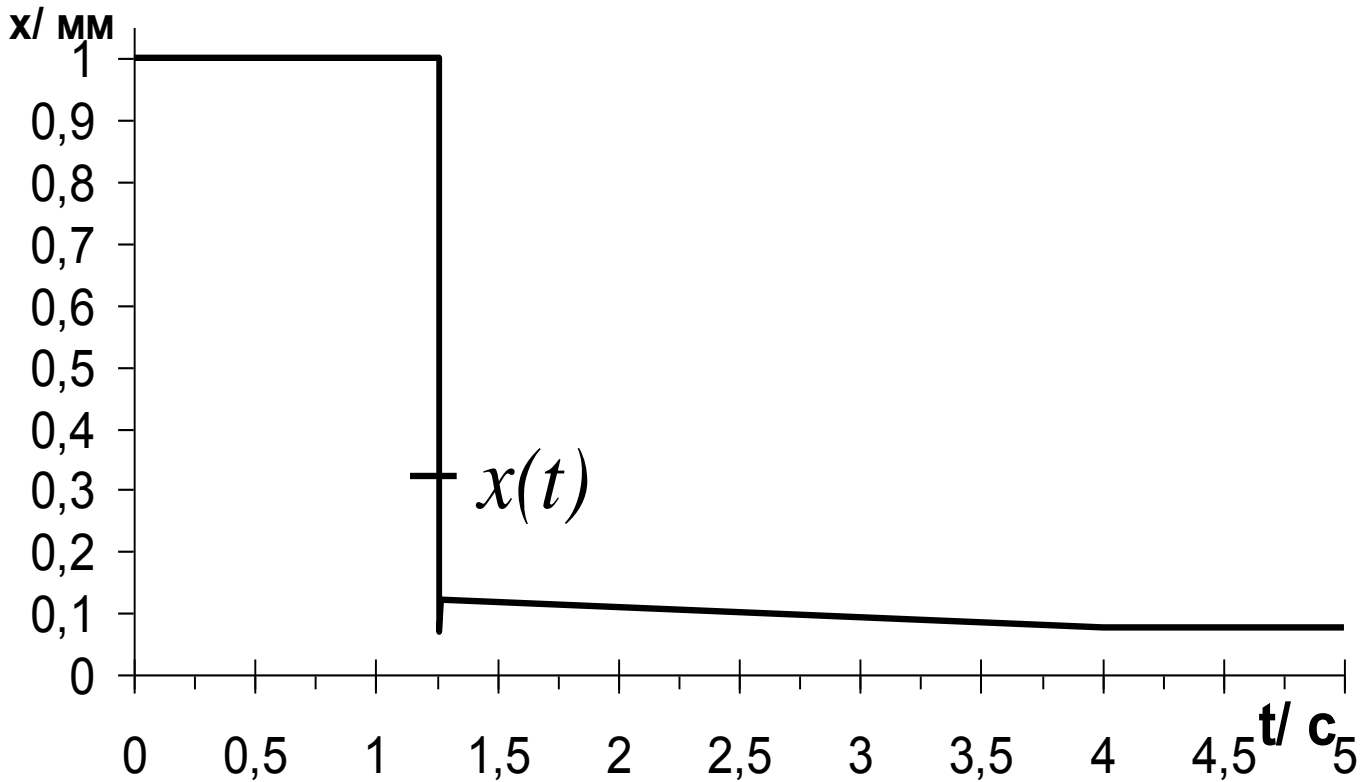
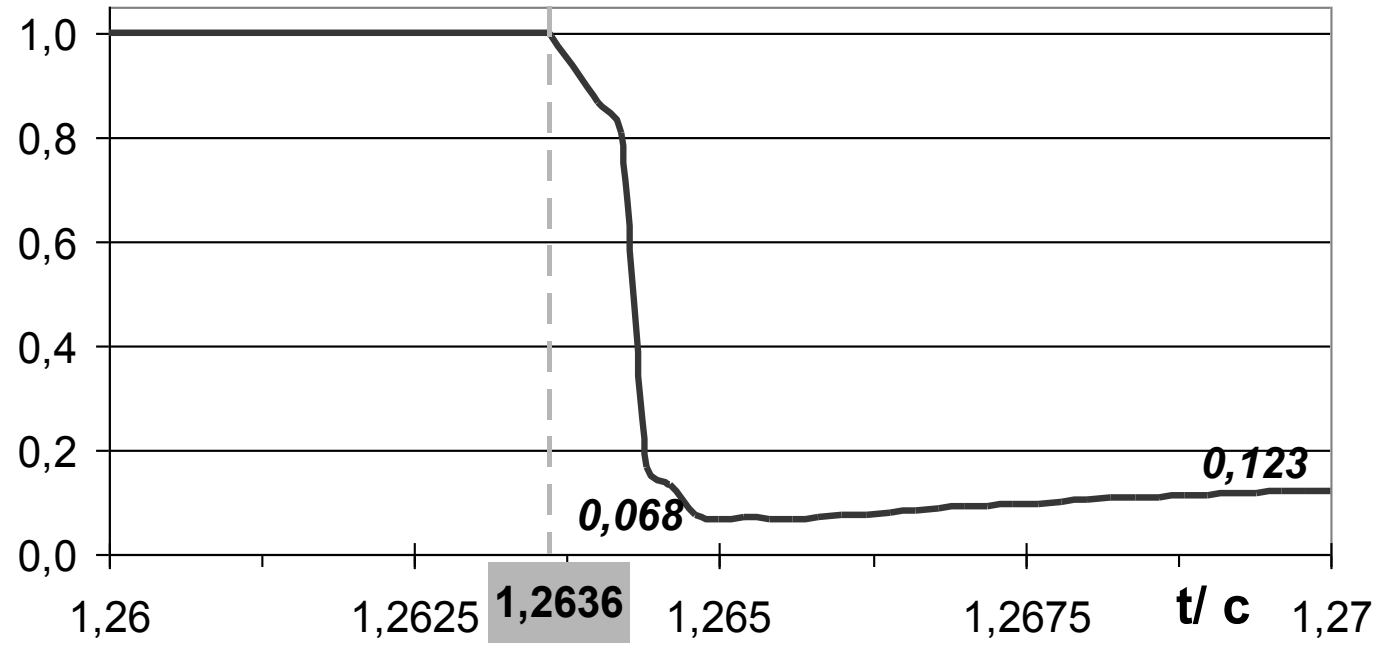


Рисунок 5.4 - Характеристика руху ротора в осьовому напрямку під час пуску

$x/ \text{мм}$ Рисунок 5.5 - Характеристика $x(t)$ у момент переключки ротора

6 Розрахунок процесу центровки ротора з використанням ЕОМ

Попередні розрахунки дають можливість дослідити процес центровки або всплиття ротору насоса.

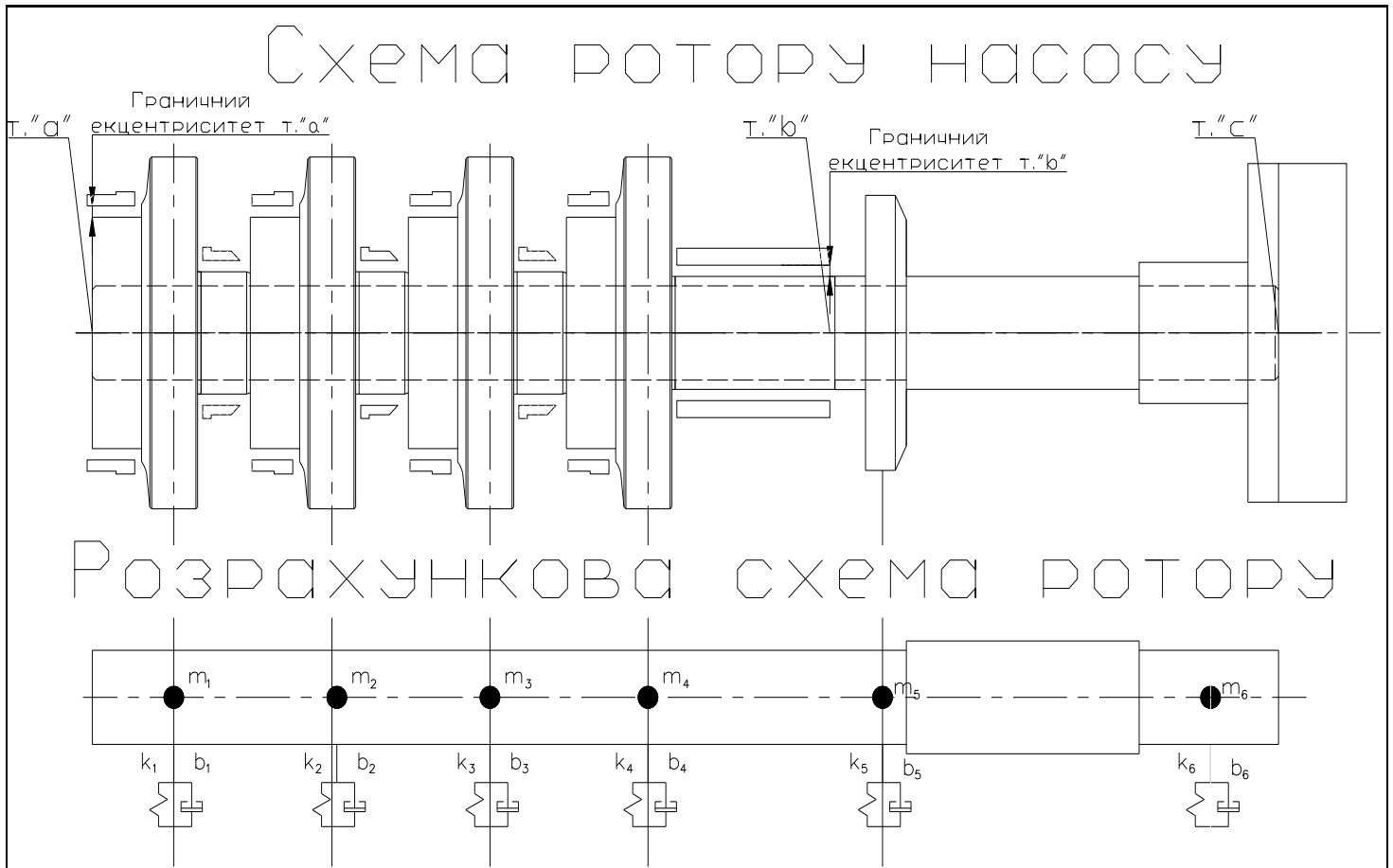


Рисунок 6.1 Ескіз ущільнень ротору насоса

6.1 Вихідні данні для розрахунку

Заносимо до табл. 6.1 необхідні результати попередніх розрахунків.

Таблиця 6.1 – Результати попередніх розрахунків

Время, с	w(t), с ⁻¹	Напор, м	Расход, м ³ /год	T_ос, Н	H_p, м	Перепад тиску в ущільненнях, КПа		
						Переднє	Між- ступеневе	П'яти
0,5	113	19	21	-5232	3,7	34	26	222
0,6	135	27	25	-4826	5,4	50	38	320
0,7	158	37	29	-4345	7,3	68	52	436
0,8	181	49	33	-3787	9,6	89	67	571
0,9	204	62	37	-3149	12,2	113	86	726
1,0	227	76	42	-2430	15,1	140	106	900
1,25	286	121	53	-245	24,0	222	169	1428
1,3	298	131	55	243	26,0	240	182	1518
1,4	322	153	59	1318	30,4	281	213	1656
1,5	346	178	64	2493	35,2	325	247	1808
2,0	475	334	87	10101	66,2	611	464	2786
2,5	620	570	114	21567	112,8	1042	792	4260
3,0	789	922	145	38705	182,6	1686	1281	6464
3,5	937	1299	172	57038	257,2	2376	1805	8821
4,0	976	1410	179	62475	279,4	2580	1960	9520

За методикою, наведеної у [13] розраховуємо коефіцієнти жорсткості та демпфування (для отриманих перепадів тиску в ущільненнях).

Коефіцієнти жорсткості ущільнень знаходимо за формулою:

$$k = \frac{0,7}{1+0,28(l/r)^2} \frac{\pi r l}{h} \alpha_1 \alpha_2 \Delta P. \quad (6.1)$$

Коефіцієнти демпфування ущільнень:

$$b_1 = \frac{k_{c1}}{1+0,28(l/r)^2} \left\{ 1 + 600 \frac{h}{l} [\alpha_1 (\alpha_2 + 1) (0,5 \zeta_{20} - \zeta_{12}) - \zeta_{12}] \right\}. \quad (1.2)$$

Також для аналізу майбутніх характеристик центровки ротору знаходимо максимальну центруючу силу:

$$F_{ц} = k_{IV} \cdot x_{IV} \cdot N_{IV} + k_{3V} \cdot x_{3V} \cdot N_{3V} + k_{III} \cdot x_{III} \cdot N_{III}. \quad (6.1)$$

Результати зводимо до табл. 6.2

Таблиця 6.2 – Коефіцієнти жорсткості, демпфування та максимальні центруючі сили

Время, с	Коефіцієнти жорсткості 10 ⁵ Н/мм			Коефіцієнти демпфування Нс/мм			Максимальна сумарна центруюча сила, Н
	Переднє	Між- ступеневе	П'яти	Переднє	Між- ступеневе	П'яти	
0,5	0,0	0,4	1,9	1406	596	8226	0
0,6	1,2	0,6	2,8	1689	715	9879	159
0,7	1,8	0,9	3,8	1972	835	11538	230
0,8	2,4	1,2	5,0	2257	956	13205	314
0,9	3,2	1,5	6,3	2543	1077	14881	411
1,0	4,0	1,8	7,9	2832	1200	16569	522
1,25	5,0	2,9	12,5	3568	1512	20876	647
1,3	7,9	3,1	13,3	3712	1573	21524	1027
1,4	8,6	3,6	14,5	4012	1700	22483	1107
1,5	10,0	4,2	15,8	4317	1829	23489	1275
2,0	11,6	7,9	24,3	5920	2508	29159	1460
2,5	21,9	13,5	37,2	7731	3275	36057	2651
3,0	37,3	21,9	56,5	9836	4167	44413	4447
3,5	60,3	30,9	77,1	11674	4945	51883	7131
4,0	85,0	33,5	83,2	12166	5154	53899	10002

6.2 Використання програмного продукту «ANSYS»

Для використання програмного продукту «ANSYS» заповнюємо файли геометрії валу насосу з прикладеними масами та жорсткістю для кожного моменту час t_i .

Приклад. Файл геометрії для часу $t = 1,4$ с

!Файл с геометрией

Npoints=17 !Количество характерных точек вала

**dim,Points,,5,Npoints !Определение массива с данными*

*!Данные X(мм),Диаметр (мм), Коэф.Жест.(Н/м), Коэф.демпф. (Н*с/м), Масса (кг)*

<i>*vfill,Points(1,1),DATA, 0, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 1</i>
<i>*vfill,Points(1,2),DATA, 1, 50,</i>	<i>1004175,</i>	<i>4012,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 2</i>
<i>*vfill,Points(1,3),DATA, 36, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>3</i>	<i>!Точка 3</i>
<i>*vfill,Points(1,4),DATA,65.5, 50,</i>	<i>364697,</i>	<i>1700,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 4</i>
<i>*vfill,Points(1,5),DATA,92, 50,</i>	<i>1004175,</i>	<i>4012,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 5</i>
<i>*vfill,Points(1,6),DATA,128, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>3</i>	<i>!Точка 6</i>
<i>*vfill,Points(1,7),DATA,157.5, 50,</i>	<i>364697,</i>	<i>1700,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 7</i>
<i>*vfill,Points(1,8),DATA,184, 50,</i>	<i>1004175,</i>	<i>4012,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 8</i>
<i>*vfill,Points(1,9),DATA,220, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>3</i>	<i>!Точка 9</i>
<i>*vfill,Points(1,10),DATA,249.5, 50,</i>	<i>364697,</i>	<i>1700,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 10</i>
<i>*vfill,Points(1,11),DATA,282, 50,</i>	<i>1004175,</i>	<i>4012,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 11</i>
<i>*vfill,Points(1,12),DATA,318, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>3</i>	<i>!Точка 12</i>
<i>*vfill,Points(1,13),DATA,388, 50,</i>	<i>1447390,</i>	<i>22483,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка 13</i>
<i>*vfill,Points(1,14),DATA,466, 60,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>2.7</i>	<i>!Точка14</i>
<i>*vfill,Points(1,15),DATA,601, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка15</i>
<i>*vfill,Points(1,16),DATA,641, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>8.5</i>	<i>!Точка16</i>
<i>*vfill,Points(1,17),DATA,681, 50,</i>	<i>0,</i>	<i>0,</i>	<i>0</i>	<i>!Точка17</i>

!Точка приложения возмущения

Sp_Key_point=2

*!Величина дисбаланса=масса ротора на эксцентриситет (кг*м)*

disbalance=0.00

!Частота вращения (об/мин)

n_rot=3075

freq_min=5 !Минимальная частота, Гц

freq_max=200 !Максимальная частота, Гц

Nintervals=100 !Количество интервалов

У результаті розрахунків програми отримуємо точки на вісі валу насоса з наступними координатами (вісь насосу – координата x). Вони зберігаються в наступному розрахунковому файлі програми:

LIST ALL SELECTED NODES. DSYS= 0

SORT TABLE ON NODE NODE NODE

NODE X	10	0.6550000000000E-	15	0.6058333333333E-01
1 0.000000000000	01		16	0.9200000000000E-01
2 0.100000000000E-	11	0.4091666666667E-	17	0.6991666666667E-01
3 0.360000000000E-01	01		18	0.7433333333333E-01
4 0.600000000000E-02	12	0.4583333333333E-	19	0.7875000000000E-01
5 0.110000000000E-01	01		20	0.8316666666667E-01
6 0.160000000000E-01	13	0.507500000000E-		
7 0.210000000000E-01	01		NODE X	
8 0.260000000000E-01	14	0.5566666666667E-	21	0.8758333333333E-01
9 0.310000000000E-01	01		22	0.1280000000000

23	0.965000000000E-01	54	0.239666666667	83	0.378000000000
24	0.101000000000	55	0.244583333333	84	0.383000000000
25	0.105500000000	56	0.282000000000	85	0.466000000000
26	0.110000000000	57	0.254142857143	86	0.392875000000
27	0.114500000000	58	0.258785714286	87	0.397750000000
28	0.119000000000	59	0.263428571429	88	0.402625000000
29	0.123500000000	60	0.268071428571	89	0.407500000000
30	0.157500000000			90	0.412375000000
31	0.132916666667	NODE X		91	0.417250000000
32	0.137833333333	61	0.272714285714	92	0.422125000000
33	0.142750000000	62	0.277357142857	93	0.427000000000
34	0.147666666667	63	0.318000000000	94	0.431875000000
35	0.152583333333	64	0.286500000000	95	0.436750000000
36	0.184000000000	65	0.291000000000	96	0.441625000000
37	0.161916666667	66	0.295500000000	97	0.446500000000
38	0.166333333333	67	0.300000000000	98	0.451375000000
39	0.170750000000	68	0.304500000000	99	0.456250000000
40	0.175166666667	69	0.309000000000	100	0.461125000000
		70	0.313500000000		
NODE X		71	0.388000000000	NODE X	
41	0.179583333333	72	0.323000000000	101	0.601000000000
42	0.220000000000	73	0.328000000000	102	0.471000000000
43	0.188500000000	74	0.333000000000	103	0.476000000000
44	0.193000000000	75	0.338000000000	104	0.481000000000
45	0.197500000000	76	0.343000000000	105	0.486000000000
46	0.202000000000	77	0.348000000000	106	0.491000000000
47	0.206500000000	78	0.353000000000	107	0.496000000000
48	0.211000000000	79	0.358000000000	108	0.501000000000
49	0.215500000000	80	0.363000000000	109	0.506000000000
50	0.249500000000			110	0.511000000000
51	0.224916666667	NODE X		111	0.516000000000
52	0.229833333333	81	0.368000000000	112	0.521000000000
53	0.234750000000	82	0.373000000000	113	0.526000000000

114	0.531000000000	122	0.571000000000	132	0.621000000000
115	0.536000000000	123	0.576000000000	133	0.626000000000
116	0.541000000000	124	0.581000000000	134	0.631000000000
117	0.546000000000	125	0.586000000000	135	0.636000000000
118	0.551000000000	126	0.591000000000	136	0.681000000000
119	0.556000000000	127	0.596000000000	137	0.646000000000
120	0.561000000000	128	0.641000000000	138	0.651000000000
		129	0.606000000000	139	0.656000000000
NODE X		130	0.611000000000	140	0.661000000000
121	0.566000000000	131	0.616000000000		

NODE X Y

141	0.666000000000	
142	0.671000000000	
143	0.676000000000	
144	0.100000000000E-02	-0.300000000000E-01
145	0.655000000000E-01	-0.300000000000E-01
146	0.920000000000E-01	-0.300000000000E-01
147	0.157500000000	-0.300000000000E-01
148	0.184000000000	-0.300000000000E-01
149	0.249500000000	-0.300000000000E-01
150	0.282000000000	-0.300000000000E-01
151	0.388000000000	-0.300000000000E-01

Увівши в розрахунок вагу валу насосу та з урахуванням прикладених мас робочих коліс, диску гідроп'яти, полумуфти та сил жорсткості ущільнень (переднього та міжступеневого) і циліндричної щілини гідроп'яти насосу отримали наступний файл з величинами відхилень по вісі у (ексцентриситет валу насосу).

PRINT U NODAL SOLUTION PER NODE

***** POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	UY	10	0.12641E-04	20	0.45796E-05	30	-0.29741E-04
1	0.42406E-04	11	0.23826E-04	21	0.25603E-05	31	-0.18297E-04
2	0.41952E-04	12	0.21591E-04	22	-0.16021E-04	32	-0.20577E-04
3	0.26060E-04	13	0.19355E-04	23	-0.15222E-05	33	-0.22861E-04
4	0.39683E-04	14	0.17118E-04	24	-0.35858E-05	34	-0.25149E-04
5	0.37413E-04	15	0.14880E-04	25	-0.56517E-05	35	-0.27443E-04
6	0.35143E-04	16	0.53912E-06	26	-0.77200E-05	36	-0.42226E-04
7	0.32873E-04	17	0.10628E-04	27	-0.97910E-05	37	-0.31810E-04
8	0.30603E-04	18	0.86131E-05	28	-0.11865E-04		
9	0.28332E-04	19	0.65972E-05	29	-0.13941E-04		

***** POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE UY

38 -0.33884E-04	48 -0.55139E-04	58 -0.78564E-04	68 -0.10180E-03
39 -0.35962E-04	49 -0.57312E-04	59 -0.80885E-04	69 -0.10413E-03
40 -0.38045E-04	50 -0.73948E-04	60 -0.83213E-04	70 -0.10648E-03
41 -0.40133E-04	51 -0.61881E-04	61 -0.85551E-04	71 -0.14660E-03
42 -0.59492E-04	52 -0.64277E-04	62 -0.87898E-04	72 -0.11146E-03
43 -0.44364E-04	53 -0.66682E-04	63 -0.10883E-03	73 -0.11409E-03
44 -0.46507E-04	54 -0.69096E-04	64 -0.92545E-04	74 -0.11674E-03
45 -0.48656E-04	55 -0.71518E-04	65 -0.94846E-04	
46 -0.50811E-04	56 -0.90253E-04	66 -0.97155E-04	
47 -0.52972E-04	57 -0.76252E-04	67 -0.99473E-04	

***** POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE UY

75 -0.11939E-03	85 -0.19057E-03	95 -0.17395E-03	105 -0.20204E-03
76 -0.12206E-03	86 -0.14931E-03	96 -0.17671E-03	106 -0.20492E-03
77 -0.12474E-03	87 -0.15203E-03	97 -0.17948E-03	107 -0.20781E-03
78 -0.12743E-03	88 -0.15475E-03	98 -0.18225E-03	108 -0.21071E-03
79 -0.13014E-03	89 -0.15748E-03	99 -0.18502E-03	109 -0.21361E-03
80 -0.13285E-03	90 -0.16021E-03	100 -0.18779E-03	110 -0.21652E-03
81 -0.13558E-03	91 -0.16295E-03	101 -0.26954E-03	111 -0.21943E-03
82 -0.13831E-03	92 -0.16570E-03	102 -0.19343E-03	
83 -0.14106E-03	93 -0.16844E-03	103 -0.19629E-03	
84 -0.14382E-03	94 -0.17120E-03	104 -0.19916E-03	

***** POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE UY

112 -0.22235E-03	139 -0.30227E-03
113 -0.22527E-03	140 -0.30524E-03
114 -0.22819E-03	141 -0.30822E-03
115 -0.23113E-03	142 -0.31120E-03
116 -0.23406E-03	143 -0.31417E-03
117 -0.23700E-03	144 0.0000
118 -0.23994E-03	145 0.0000
119 -0.24289E-03	146 0.0000
120 -0.24584E-03	147 0.0000
121 -0.24879E-03	148 0.0000
122 -0.25175E-03	
123 -0.25471E-03	
124 -0.25767E-03	
125 -0.26063E-03	
126 -0.26360E-03	
127 -0.26657E-03	
128 -0.29334E-03	
129 -0.27251E-03	
130 -0.27548E-03	
131 -0.27846E-03	
132 -0.28143E-03	
133 -0.28441E-03	
134 -0.28738E-03	
135 -0.29036E-03	
136 -0.31715E-03	
137 -0.29631E-03	
138 -0.29929E-03	

***** POST1 NODAL DEGREE OF FREEDOM LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING DEGREE OF FREEDOM RESULTS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE UY

149 0.0000

150 0.0000

151 0.0000

MAXIMUM ABSOLUTE VALUES

NODE 136

VALUE -0.31715E-03

(Приклад графічного відображення у додатку).

Виходячи з проведених розрахунків можна зробити висновок, що «всплиття» ротору насосу відбулося, оскільки відсутнє тертя у критичних точках:

т.1 (т.«а») – початок переднього ущільнення першого робочого колеса;

т.93 (т.«b») – кінець циліндричної щілини пристрою гідростатичного врівноваження осьової сили насосу.

Допустимі значення ексцентриситету у цих точках дорівнюють величинам зазору в цих щілинах:

$$т.1 - e_{\max} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ (м)};$$

$$т.93 - e_{\max} = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ (м)}.$$

Дійсні значення відхилень у час $t = 1,4 \text{ с}$:

$$т.1 - e = 0,424 \cdot 10^{-4} \text{ (м)};$$

$$т.93 - e = 0,168 \cdot 10^{-3} \text{ (м)}.$$

6.3 Часова реалізація процесу центровки

Аналізуючи процес вспиття ротору за допомогою отриманих розрахункових файлів програмного продукту «ANSYS», виконуємо наступне його графічне зображення для трьох важливих точок з використанням програми «Microsoft Excel».



Рисунок 6.2 – Центровка ротору у т. «а»

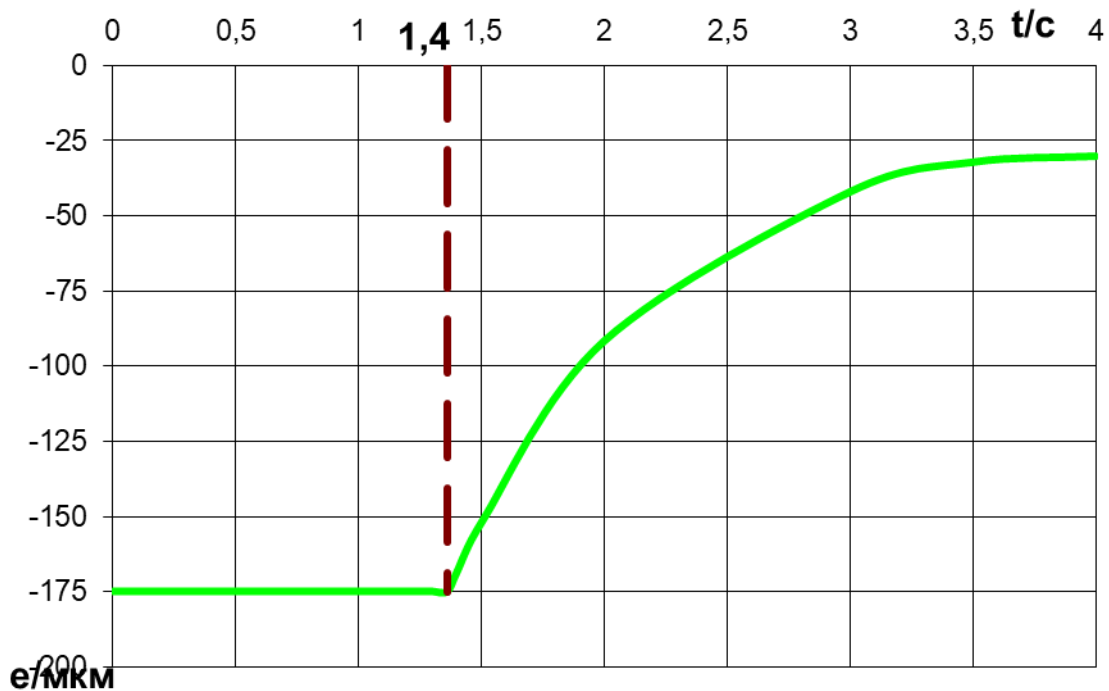


Рисунок 6.3 – Центровка ротору у т. «Б»

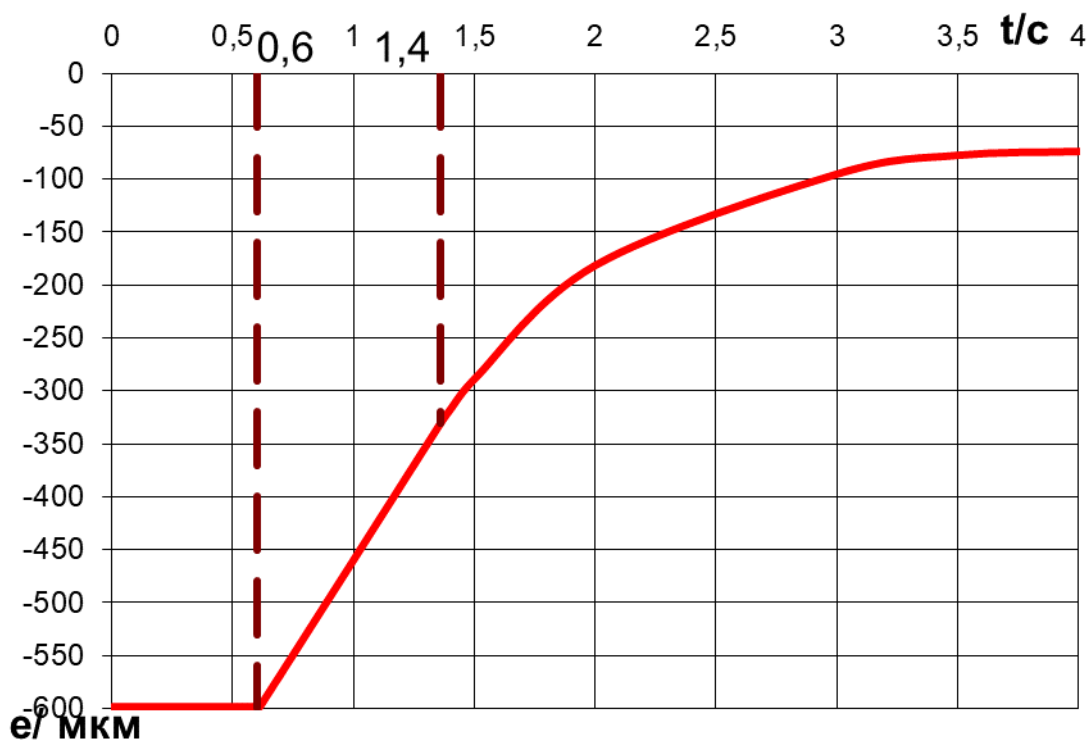


Рисунок 6.4 – Центровка ротору у т. «С»

7 Розрахунок вузлів тертя, зносу та кількості пусків насосу

Таким чином ми отримали всі вихідні дані для розрахунку ресурсу пускових вузлів тертя, що і було метою проведених досліджень. Пускове опорне кільце працює в режимі тертя 1,26 с, ущільнення першого РК та гідроп'яти відповідно 0,6с та 1,4с.

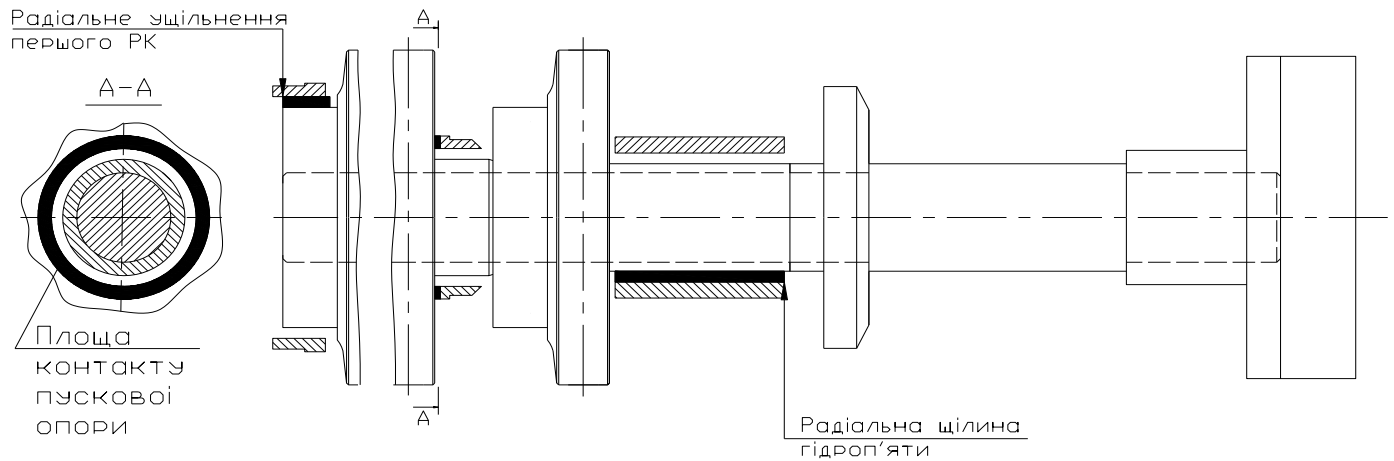


Рисунок 7.1 – Схема вузлів тертя ротору

7.1 Визначення кількості обертів насосу

За допомогою отриманої раніше часової реалізації процесу розгону ротору насосу обчислюємо кількісну характеристику обертів валу від часу, тобто на рис.4.6 знаходимо площу під кривою $w(t)$. Тоді:

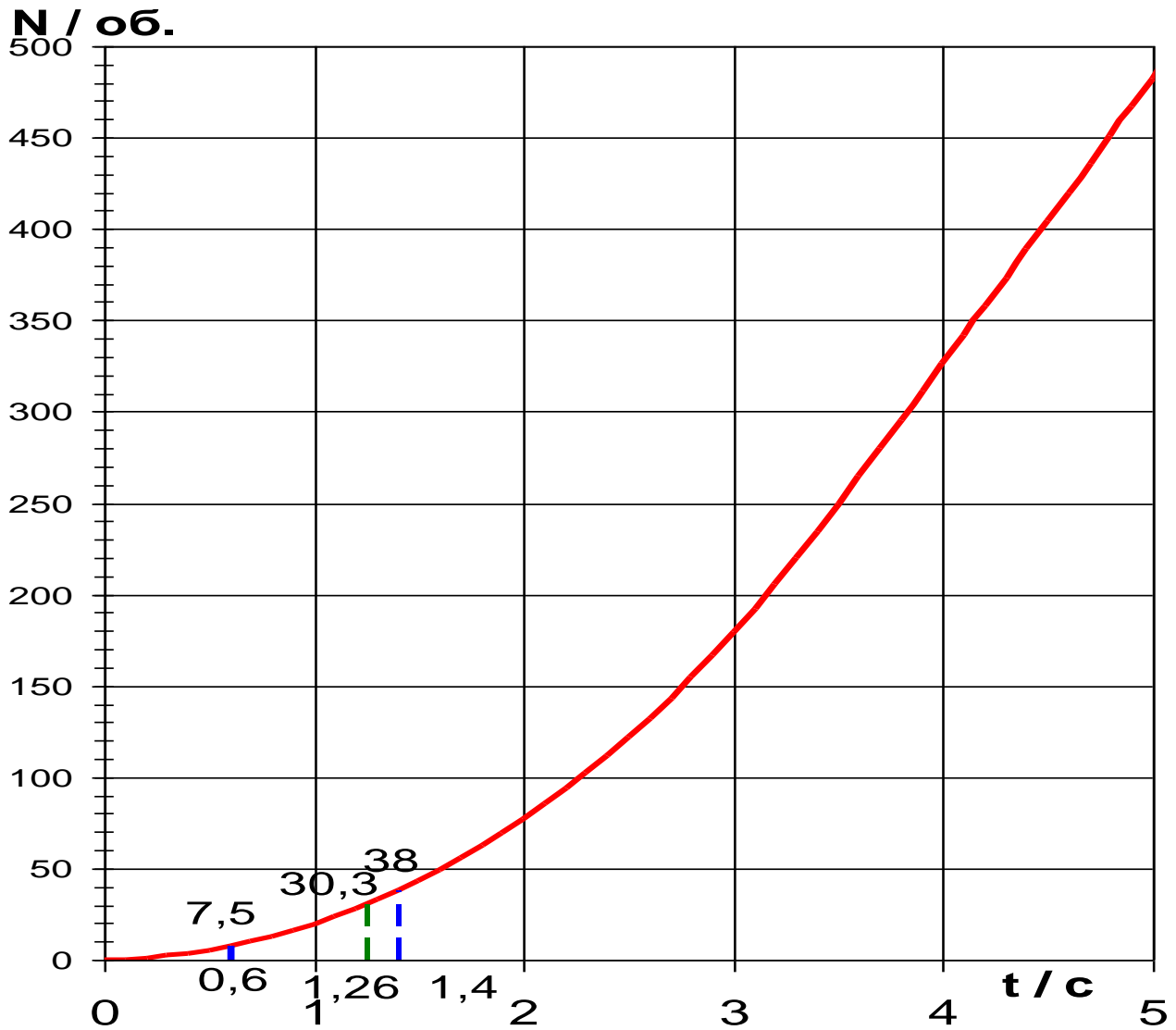


Рисунок 7.2 – Обертова характеристика ротора під час розгону

Тобто маємо наступні розраховані значення:

до всплиття у т.«а» - 7,5 оберти;

до перекладання ротора – 30,3 оберта;

до припинення контакту в т. «ь» - 38 обертів.

7.2 Визначення інтенсивності зносу

Використовуючи основне рівняння пружнього контакту [5, с.93]:

$$I = K_2 \cdot 15^{\frac{2 \cdot t_y}{5}} \cdot \alpha \cdot K_{tw} \cdot p \cdot E^{\frac{t_y}{2}-1} \cdot \tau_0^{0,5} \cdot \frac{1}{\alpha_\Gamma^{0,5 \cdot t}} \left(\frac{k \cdot f_M}{\sigma_0} \right)^{t_y} \quad (7.1)$$

де P – контактний тиск пари тертя, Па;

(інші коефіцієнти залежать від матеріалу і були отримані емпіричним шляхом).

Тиск у пусковій осьовій опорі (з карбіду кремнію) визначаємо для максимального навантаження наступним чином:

$$p = \frac{T_{oc}}{S_K}; \quad (7.2)$$

$$\text{де } S_K = \pi \cdot (R_K - r_K)^2;$$

Тиск у радіальній втулці гідроп'яти (зі сталі) знаходимо також з умови максимального навантаження [5, с.14]:

$$P_{\max} = 0,564 \cdot \left(\frac{N_t}{\Theta_\Sigma \cdot r_{np}} \right)^{0,5} \quad (7.3)$$

де N_t – нормальне навантаження на одиницю довжини;

Θ_Σ - пружня складова для випадку контакту двох тіл.

Підставивши у 7.1 всі коефіцієнти, отримали наступні значення інтенсивності зносу:

- для пускового опорного кільця $I_K = 1,73 \cdot 10^{-9}$;
- для радіальної втулки гідроп'яти $I_{щ} = 1,15 \cdot 10^{-8}$

7.3 Визначення кількості пусків

Використовуючи відоме рівняння для інтенсивності зносу, приймаючи контактний тиск в парах на рівні максимуму отримаємо кількість допустимих пусків:

$$N_{II} = \frac{Z_{ДОП}}{I \cdot L \cdot N_{ОБ}} \quad (7.4)$$

При допустимому ступені зносу 0,1мм та 0,175мм.

Звідки отримуємо наступну кількість допустимих пусків: **8680** для опорного кільця та **2125** для радіальної щілини гідроп'яти відповідно.

Такі показники свідчать про працездатність та достатньо високі показники надійності та ресурсу насосу запропонованої конструкції.

Висновки

1. Розроблено ескізний проект високообертового насосу для підтримки пластового тиску. З гідростатичним підвісом ротору в ущільненнях.
2. Складена модель та отримана методами чисельних розрахунків часова характеристика нелінійного перехідного процесу розгону зв'язаних роторів насосного агрегату.
3. Досліджено перехідний процес в пристрої гідростатичного врівноваження осьової сили при розгоні насосу, методом кінцевих різниць отримана часова характеристика осьового зазору в пристрої. Розроблена методика може бути використана для аналізу перехідних процесів і визначення критичних величин зазорів в гідроп'яті під час перехідних процесів в агрегаті та мережі (різка зміна параметрів мережі).
4. Визначені характеристики радіальної центровки або всплуття ротору насосу на пусковому режимі.
5. На підставі дослідження наведених перехідних процесів, розраховані характеристики зносу та ресурсу вузлів тертя.
6. Розрахунками доведено працездатність високообертового насосу.

Список літератури

1. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
2. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
3. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – 553 с.
4. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
5. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навчальний посібник / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 265 с.
6. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
7. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
8. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
9. Панченко В. О. Експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
10. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

11. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
12. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
13. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
14. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
15. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
16. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
17. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
18. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
19. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми: СумДУ, 2015. – 121 с.
20. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.
21. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
22. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.
23. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальний посібник / Г. І. Канюк, Т. М. Пугачова, В. Ф. Без'язичний, О. М. Близниченко, Д. І. Шматков. – Харків : друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.

24. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.
25. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренок. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.
26. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
27. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
28. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» / укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.
29. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
30. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.