

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО
(підпис)

_____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Числовий розрахунок насоса для перекачування води температурою до 85° на комунальних об'єктах.

Здобувача групи КМ-01-2 ВІРЧЕНКО Максима Ігоровича.

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

_____ Максим ВІРЧЕНКО
(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Дмитро ЖИГИЛІЙ _____
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Актуальність теми. Можна з упевненістю сказати, що відцентрові насоси є невід'ємною частиною будь-якої системи, розробленої для регулювання створеного середовища. За останнє століття мало що змінилося в основних фізичних та механічних принципах роботи насосів. Однак, у останні роки технологія використання насосів значно просунулася вперед. Насоси є популярним об'єктом уваги в проектах через потенціал значної економії енергії, яку можна виявити за допомогою польової інспекції та тестування продуктивності насосів, яка, як правило, використовується недостатньо. Енергію можна заощадити, налаштувавши потоки насосів ближче до вимог навантаження або усунувши зайві падіння тиску. Насоси – це пристрої, які транспортують щось з одного місця в інше, спрямовуючи для цього потік рідини через трубу.

Міцність відцентрового насоса є вирішальною для забезпечення безпечної роботи насоса при непередбачених умовах перекачування. Ефективність відцентрового насоса включає в себе напір, гальмівну потужність і ємність насоса, що в основному базується на конструкції робочого колеса. Міцність структури насоса може бути проаналізована у програмному забезпеченні на основі скінчених елементів. Дизайн-параметри покращуються на основі результатів симуляції. За допомогою інструментів симуляції можуть бути проведені дослідження та оптимізація дизайну до виготовлення реального насоса. Це вигідно для довгострокового дизайну та розробки продукту. Наявність твердих частинок та раптове збільшення тиску може призвести до пошкодження корпусу відцентрового насоса, особливо якщо товщина корпусу є тонкою.

Мета дослідження. Виходячи з актуальності й ступеня наукової розробки проблеми, метою дослідження є підвищення міцності корпусу насоса для перекачування води температурою до 85° на комунальних об'єктах на основі аналізу інженерних методик розрахунків шляхом

створення симуляційної моделі роботи корпусу методом скінчених елементів та проведення числового моделювання.

Ключові слова: метод скінчених елементів, приведені напруження за II групою, насос, система автоматизованого проектування, статична міцність.

Для досягнення поставленої мети були встановлені наступні **завдання дослідження:**

1. Дослідити теоретичні аспекти проектування конструкції насосу для перекачування води.
2. Провести інженерні гідравлічні розрахунки та вибрати привід для насосу для перекачування води.
3. Розробити симуляційну скінчено елементну модель роботи корпусу насоса та провести розрахунки на міцність насосу для перекачування води.
4. Провести числове моделювання напружено деформованого стану оболонок корпусу насоса та модифікувати геометрію корпусу з метою зміцнення.

Об'єкт дослідження. Насос для перекачування води температурою до 85° на комунальних об'єктах.

Предмет дослідження. Міцність оболонкових конструкцій корпусу насосу для перекачування води температурою до 85° на комунальних об'єктах.

Методи дослідження. Принципи інженерних розрахунків сталених зварних посудин і апаратів тиску; лінійна теорія оболонок; математичне моделювання; метод скінчених елементів.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше запропоновані скінченоелементні симуляційні моделі оцінювання міцності корпусу насосу для перекачування води температурою до 85° на комунальних об'єктах у програмному комплексі SolidWorks.

Практичне значення отриманих результатів. В роботі запропоновано методику проведення числового експерименту для

покращення міцності оболонкових конструкцій с корпусу насосу для перекачування води придатних до застосування в комунальному господарстві.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дослідження, що виносяться на захист, одержані автором самостійно або за його активної участі.

Апробація роботи. Результати кваліфікаційної роботи магістра були представлені на VI Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (Суми, 16–19 квітня 2019 р.).

Публікації. Основні положення наукової роботи відображені в тезах в XI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві (СТПВ-2024)». [https://conf.teset.sumdu.edu.ua/wp-content/uploads/2024/04/stpv-2024_v4.pdf].

Структура й обсяг кваліфікаційної роботи магістра. Робота складається із вступу, п'яти розділів, списку джерел посилань і додатків. Повний обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 82 сторінки, у тому числі 26 рисунків, 4 таблиці, бібліографії із 28 джерела, 1 додатка.

ЗМІСТ

	С.
АНОТАЦІЯ	2
РОЗДІЛ 1 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСУ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДИ	8
1.1 Конструкції насосів для перекачування води	8
1.2 Вибір конструктивної схеми насоса.....	14
1.3 Опис конструкції насоса	15
1.4 Висновок	18
РОЗДІЛ 2 ПРОЕКТУВАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ	19
2.1 Гідравлічні розрахунки.....	19
2.1.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса	19
2.1.2 Розрахунок складових повного ККД	19
2.1.3 Розрахунок гідродинамічних сил	26
2.1.4 Розрахунок насоса на кавітацію	31
2.2 Розрахунок вибору приводу насоса	31
2.2.1 Вибір електродвигуна	31
2.2.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	32
2.3 Висновок	33
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	34
3.1 Конструювання вала	34
3.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	35
3.3 Розрахунок вала.....	36
3.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	37
3.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	43
3.6 Висновок	46
РОЗДІЛ 4 ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ КОРПУСА НАСОСУ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДИ	47
4.1 Твердотільна модель корпусу насосу	47
4.2 Скінчено елементна модель корпусу насосу	53
4.3 Прикладені граничні умови	56
4.4 Числове моделювання різьбових з'єднань.	61

4.5 Симуляційний напружено-деформівний стан для оптимізації товщини корпусу насосу.....	63
4.6 Модифікація геометрія фланцевих з'єднань на основі симуляційної моделі.	67
4.7 Висновок	73
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	75
ДОДАТОК А.....	78
СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ НАСОСУ	78
Додаток А. Складальне креслення насосу	

РОЗДІЛ 1

ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСУ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДИ

1.1 Конструкції насосів для перекачування води

Відцентрові насоси відіграють важливу роль у різних галузях промисловості та повсякденному житті, зі світовим обсягом ринку, що складає близько 20 мільярдів доларів США щорічно. Вони охоплюють широкий спектр застосувань, від малих насосів, як от ті, які використовуються в системах центрального опалення або автомобільних системах охолодження, до великомасштабних резервуарних насосів та насосних турбін.

Термін "відцентрові насоси" охоплює різні типи, включаючи радіальні, напів-аксіальні та аксіальні насоси, а також бічноканалні, периферійні та рідиннокільцеві насоси, кожен з яких має відмінні принципи роботи.

Відцентрові насоси зазвичай працюють з обсягами потоку від 0,001 до 60 м³/с, напором від 1 до 5000 м та швидкостями від кількох сотень до приблизно 30 000 обертів в хвилину. Ці значення демонструють широкий спектр застосувань, а не абсолютні межі[15].

Вибір між радіальними, напів-аксіальними або аксіальними зірочками залежить від конкретної швидкості та типу насоса. Наприклад, для постачання невеликих обсягів потоку при високому тиску потрібні насоси з низькою специфічною швидкістю. Ефективність швидко знижується нижче певних порогових значень специфічної швидкості, що потребує коригувань, таких як збільшення швидкості або використання багатоступінчатих насосів.

Через велику кількість типів та застосувань насоси можна класифікувати за різними критеріями. Нижче наведено лише кілька прикладів численних концепцій класифікації насосів, які часто перетинаються між собою:

Принцип роботи: центробіжні, бічноканальні, насоси з позитивним переміщенням

Специфічні властивості, такі як "самозавантаження"

Тип насоса залежно від напрямку потоку на виході з ротора: радіальні, напів-аксіальні або аксіальні

Тип насоса залежно від колектора: насоси з волютовим або дифузорним колекторами

Тип насоса залежно від конструкції: одноступінчасті, багатоступінчасті, одно- або двоканальні, горизонтальні, вертикальні насоси, насоси з мокрим електродвигуном, занурювальні насоси, насоси без ущільнення, насоси з магнітною муфтою або насоси з вбудованим герметизованим електродвигуном.

Середовище: насоси для транспортування питної води, подачі води до котла, конденсату, стічних вод, берести, суспензій, кислот, нафти або сумішей газ/рідина. Застосування включають охолоджувальні насоси, подачу насоси, підсилювальні насоси та інші.

Центробіжні насоси застосовуються в різних галузях та галузях промисловості, що ускладнює їх вибірку. Таблиця 1.1 наводить приклади економічно значущих застосувань, а також конкретні вимоги.

Тип або застосування	Типові типи насосів	Клас потужності P (кВт)	Характеристики, Застосування, Спеціальні вимоги
Універсальні або стандартні насоси	Одноступінчасті радіальні	2-200	Низькі витрати інвестицій
Процесні насоси	Одноступінчасті радіальні	10-300	Висока надійність; часто розроблені відповідно до спеціального стандарту, наприклад, [N. 6] нульове протікання, захист від вибуху, безпека
	Багатоступінчасті радіальні або напів-аксіальні	50-1000	
Насоси охолоджувальної води для центральних електростанцій	Одноступінчасті радіальні або напів-аксіальні	500-3000	Вертикальні насоси з високою специфічною швидкістю
Подачі води до котлів	Багатоступінчасті радіальні	100-2000	Промислове виробництво електроенергії
Подачі води до котлів для електростанцій		5000-45'000	Високошвидкісні машини з підсилювальним насосом, спеціальні конструкційні особливості для уникнення проблем з вібрацією та кавітацією
Насоси для введення Трубопровідні насоси		1000-20'000	Введення води для збільшення видобутку нафти
Насоси для шахт		500-3000	Дальній транспорт питної води або нафти
Насоси для зрошення або осушення		Аксіальні, напів-аксіальні	200-2000
Насоси для стічних вод	Радіальні, напів-аксіальні, аксіальні	10-1000	Великі проходи для потоку: нечутливі до блокування чужорідними предметами
Морські насоси		1-1000	Мінімальні вимоги до простору; більшість вертикальних насосів у лінії; низькі значення NPSH
Підводні насоси		5-500	Стічні води, осушення; нечутливі до потрапляння води
Газ-рідкість		10-5000	Промисловість, видобуток нафти; спеціальні гідравлічні форми
Насоси без валового ущільнення	Одноступінчасті радіальні	5-250	Для небезпечних або токсичних рідин (протікання без витоків) з вбудованим електродвигуном або магнітним з'єднанням
Насоси для зрошення	Одноступінчасті радіальні	200-5000	Великі проходи для потоку для проходження чужорідних предметів, захист від абразивного зносу
Насоси для шламу	Одноступінчасті радіальні	50-1000	Захист від абразивного зносу
Ракетні насоси	Радіальні або напів-аксіальні	1000	Екстремальні швидкості кінцевого підсилення, короткий термін служби насоса; з індуктором
Продукти харчування	Всі	1-50	Екстремальна чистота, відсутність витоків мастила, захист робочої рідини
Медичні послуги (наприклад, кровонасоси)	Всі	<0.1	Екстремальна чистота та надійність, захист робочої рідини

Таблиця 1.1 – Застосування насосів [10]

У багатьох системах насос є лише одним компонентом складного процесу, і його відмова може призвести до серйозних економічних втрат - подумайте, наприклад, про насоси для подачі води в котельні великої електростанції. Тому в багатьох технічних вимогах до насосів характерною

ресою є вимога максимальної надійності в роботі. Це стосується не лише спеціальних насосів, але й масово вироблюваних виробів, таких як насоси для охолодження води для автомобілів чи насоси для циркуляції тепла центрального опалення [10].

Одноступеневі насоси з воронкоподібними корпусами є поширеними в багатьох галузях промисловості. Постачання води, каналізація, хімічна переробка (включаючи переробку вуглеводнів) та електростанції є важливими сферами застосування. Вони також виробляються великими партіями як маленькі насоси, наприклад, для перекачування охолоджувальної води в автомобілях або як циркуляційні насоси для центрального опалення в будинках. На ці досить непомітні насоси, діаметри пропелерів яких зазвичай не перевищують 100 мм, ставляться вимоги стосовно надійності та рівня шуму. Навіть при тому, що їх споживана потужність становить лише 30-200 Вт, їх ефективність або енергоспоживання має вплив на економіку. Їх ринковий обсяг в Європі становить 5 мільйонів насосів на рік. Припускаючи середню потужність 60 Вт на насос, це відповідає потужності 300-мегаватної електростанції.

Після виготовлення насосу його необхідно випробувати. Різноманітні види випробувань проводяться на відцентрових насосах:

1.Заводські приймальні випробування виконуються для підтвердження замовнику насоса, що гарантовані характеристики виконані, і що насос відповідає вимогам експлуатації. Випробування проводяться відповідно до національних або міжнародних стандартів та вимог замовника. Гідравлічна ефективність перевіряється в першу чергу відповідно до ISO 9906.

2.Заводські випробування виконуються виробником насоса з метою підтвердження його придатності для призначеного використання щодо продуктивності, вібрацій та механічної цілісності. Для великих насосів робочі випробування зазвичай проводяться за участю замовника або органу, повноваженого ним. Для масового виробництва малих насосів робочі випробування виконуються виробником на певній кількості зразків, оскільки

тестування тисяч насосів було б непрактичним та нерентабельним. Такі випробування можуть включати витривалість протягом місяців з метою забезпечення надійності продукту.

3. Якщо це передбачено у контракті, приймальні або робочі випробування можуть проводитися зі зниженою швидкістю та холодною водою, навіть якщо насос працює з вищими швидкостями та/або гарячою водою (або іншими рідинами) в установці.

4. Іноді вимагаються тестування насосів з використанням струнних датчиків для перевірки правильної роботи насоса, приводу, редуктора (якщо такий є) та допоміжного обладнання. Типові застосування - насоси з потужністю понад декілька МВт, приводимі в дію газовими турбінами через редуктор або насоси зі змінною частотою обертання. У разі виникнення проблем можуть перевірятися круті вібрації під час стрічкового випробування.

5. Польові випробування на місці (наприклад, на теплових електростанціях) іноді проводяться для перевірки продуктивності - зокрема, ефективності - в реальних умовах установки, тобто при повній швидкості та температурі. Проте дуже складно визначити ефективність з достатньою точністю для обґрунтування високих зусиль та витрат. Зазвичай польові випробування проводяться для виявлення причин несправностей та перевірки придатності заходів, які приймаються.

6. Для дуже великих насосів (наприклад, резервуарних насосів) заводські випробування можуть стати надто дорогими. Тоді замість тестування на повнорозмірному насосі можуть проводитися модельні приймальні випробування. Масштабована модель повинна мати мінімальний діаметр імелера, зазвичай 300 мм, а співвідношення масштабування не повинно бути значно вище 10. Виготовлення моделі повинно бути виконане з великою точністю (наприклад, гідравлічні компоненти, оброблені чисельно) для забезпечення того, що результати тестування будуть представленими для характеристик на повний масштаб прототипу. Іноді модельні приймальні

випробування замовляються замовником нейтральним інститутам, які спеціалізуються на цьому типі завдань і мають тестові петлі та більш точні вимірювальні прилади, ніж у виробника насосів. Випробування на кавітацію часто включають стробоскопічне спостереження входу імпелера або навіть дифузора. Хоча модельні приймальні випробування - якщо вони виконані з необхідною уважністю - дають надійні результати щодо гідравлічної ефективності, кавітації, гідравлічних осьових і радіальних сил (якщо вимірюються), рівні вібрацій, зареєстровані на модельному насосі, не будуть представляти реальний прототип на повний масштаб, оскільки механічна реакція структур на гідравлічні збурення зовсім інша. Те саме стосується аеродинамічного шуму, випромінюваного моделлю. Проте, усунувши (наскільки це можливо) вплив системи, можливо вимірювати та масштабувати пульсації тиску, що генеруються насосом. Пульсації тиску також можна вимірювати як гідроакустичну енергію, що випромінюється у вихідну і всмоктуючу трубу.

7. Модельні випробування є поширеним методом для розробки нових гідравлічних компонентів. Залежно від типу насоса та цілей випробування, розробницькі випробування можуть включати вимірювання: продуктивності, кавітації (включаючи стробоскопічне спостереження), внутрішніх тисків. Як і з модельними приймальними випробуваннями, про які говорилось вище, вимірювання вібрації не мають значення, якщо випробування не будуть проведені з тією самою механічною конструкцією, що і прототип.

Випробування для усунення неполадок завжди повинні включати вимірювання, які дозволяють визначити точку роботи в термінах $q^* = Q/Q_{opt}$, проте потрібна точність набагато менша, ніж для випробувань продуктивності.

Серед найбільш ефективних є відцентрові насоси. Круговий рух цього типу насосу використовується для створення сили, яка просуває або втягує предмети, коли вони рухаються в рідині. Відцентрові насоси використовуються для переміщення великої кількості рідин і газів, але вони

особливо корисні для транспортування рідин, оскільки вони можуть робити це швидко і тихо. Відцентрові насоси використовуються для переміщення великої кількості рідин і газів навколо. Одним з недоліків використання цих типів насосів є їх нездатність ефективно переміщувати тверді речовини. Це тому, що вони не мають достатнього крутного моменту для просування твердих предметів крізь рідину, і в результаті часто потребують додаткового обладнання для переміщення матеріалів, таких як земля або каміння. Однак, незважаючи на їхні недоліки, відцентрові насоси залишаються одними з найефективніших типів насосів, які можна придбати. Насос з двигуном називають трубчастим насосом. Через те, що вхідні та вихідні канали трубчастого насоса розташовані паралельно, його можна використовувати для аварійного водовідведення в шахтах, підйому води для масштабних проектів збереження води та водопостачання висотних будівель. Через складність внутрішньої організації потоку в насосі, його ефективність часто є низькою. Проблема споживання енергії набуває все більшої уваги через постійні удари по енергетичній системі України. Досягнення глобального піку викидів вуглецю вимагає впровадження багатьох стратегій, включаючи економію енергії та зниження викидів. Насоси, які вважаються багатоцільовим обладнанням, знаходять широке застосування у різних економічних дисциплінах. Згідно з доступними даними, частка загального споживання енергії у світі, яка припадає на електроенергію насосів, становить близько двадцяти відсотків. Тому збільшення ефективності насоса має вирішальне значення, якщо хочеться досягти економії енергії, зниження споживання та полегшення енергетичних дефіцитів, з огляду на те, що вони мають високу потужність перекачування потоку[10].

1.2 Вибір конструктивної схеми насоса

Вибір модельної проточної частини консольного насоса проводиться за допомогою коефіцієнта швидкохідності, який розраховується виходячи з заданих характеристик натурального насоса:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n_n \cdot \sqrt{Q_n}}{H_n^{(3/4)}}, \quad (1.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{0,013}}{20^{(3/4)}} = 68 \quad (1.2)$$

1.3 Опис конструкції насоса

Відцентрові насоси є турбомашинами, які використовуються для транспортування рідин шляхом підняття вказаного об'ємного потоку до вказаного рівня тиску. Передача енергії в турбомашинах ґрунтується на гідродинамічних процесах, для яких характерно, що всі різниці тиску та енергії пропорційні квадрату обертальної швидкості ротора. На відміну від цього, позитивно-дисплейні насоси (наприклад, поршневі насоси) в основному постачають однаковий об'єм при кожному ході незалежно від швидкості потоку або обертальної швидкості n . Потік тоді стає $Q = n \times V$; підвищення тиску виникає виключно через накладений зворотний тиск.

Відцентровий насос згідно з рис. 1.2 в основному складається з корпусу, підшипникової скриньки, валу насоса та імпелера, або робочого колеса. Рідина, яку необхідно подати, протікає через всмоктуючий ніздрю до робочого колеса. Робоче колесо на валу, приводиться в рух за допомогою муфти двигуна. Робоче колесо передає енергію, необхідну для транспортування рідини та прискорює її в окружному напрямку. Це призводить до збільшення статичного тиску згідно з кінетикою, оскільки потік рідини слідує криволінійній траєкторії [10].

Орієнтовний опис конструкції наведено на прикладі консольного насоса К 40-20

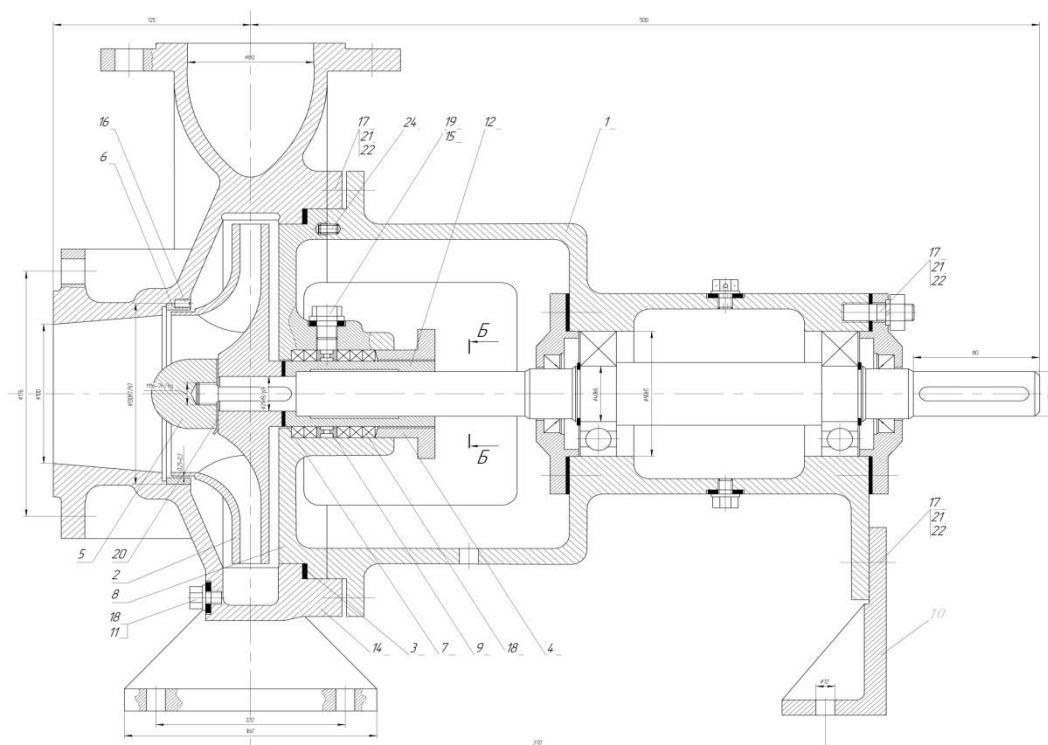


Рисунок 1.2 – Схема відцентрового консольного насоса К 40-20

Наведений насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, загального призначення з робочим колесом закритого типу з одностороннім входом.

Базова деталь насоса – литий чавунний корпус, який має відвід спірального типу. Опорні лапи відлиті суцільно з корпусом.

Проточна частина насоса складається з осьового підводу, робочого колеса, відводу спірального типу.

Робоче колесо складається з основного та покривного дисків і лопатей. Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем, яка фіксується від відвороту стопорною шайбою.

Переднє ущільнення робочого колеса призначене для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування.

Кінцеве ущільнення сальникового типу. Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) вставлене фонарне кільце, до якого через зовнішню трубку підводиться під тиском вода, призначена для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. Сальникова набивка

піджимається нажимною втулкою за допомогою затягування гайок кришки сальника.

З торця корпус насоса закритий кришкою, в якому розміщено сальникове ущільнення.

У нижній частині корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): верхнє – для випуску повітря під час заливання насоса, нижнє – для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розібранням.

До корпусу шпильками прикріплюється знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачений стояк.

Вузол опорного кронштейна містить корпус підшипників, вал, кришки підшипників, шарикопідшипники (однорядні радіальні), пробки для заливання та зливання рідкого мастила.

Однакові шарикопідшипники середньої серії встановлені на обох опорах кронштейна. Хоча така схема установки підшипників не забезпечує цілковитого раціонального розподілення осьового навантаження між передньою та задньою опорами, але прийнята саме ця схема, бо вона містить мінімальне число деталей, найбільш технологічна і менш трудомістка у виготовленні та збиранні.

Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

Для запобігання протікання змазки по валу у кришках підшипників встановлюються манжети.

Насос та привідний електродвигун встановлюються на спільній фундаментній плиті та з'єднуються втулково-пальцевою муфтою з розстановкою для можливого розбирання насоса та електродвигуна від фундаментної плити.

1.4 Висновок

В першому розділі зазначені засади проектування конструкції насосів для перекачування води. Визначена основна конструктивна схема насосу яка складається з: робочого колеса, валу, підшипників, ущільнення валу, всмоктуючого патрубку, напірного патрубку, фундаментної опори.

РОЗДІЛ 2

ПРОЕКТУВАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ

2.1 Гідравлічні розрахунки

2.1.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса можна визначити за формулі:

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2gH_n}}{n_n}, \text{ при } n_s < 100, \quad (2.1)$$

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20}}{1500} = 0,252\text{м}$$

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається виходячи з характеристик натурального та модельного насосів:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}}, \quad (2.2)$$

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{0,013}{0,011}\right)^2 \frac{45}{20}} = 1,369$$

Значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса визначається виходячи з теорії геометричної подібності:

$$D_{2н} = \lambda D_{2м}, \quad (2.3)$$

$$D_{2н} = 1,369 \cdot 0,2 = 0,275\text{м}$$

2.1.2 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі можуть бути розподілені на чотири категорії: гідравлічні, об'ємні, механічні та втрати гідравлічного гальмування. Останні часто відносять до механічних втрат, оскільки вони не призводять до зниження напору, а збільшують споживану потужність.

Гідравлічні втрати

Втрати від тертя з'являються внаслідок зривних напруг в пограничних шарах на твердих структурах. Тертя, яке залежить від числа Рейнольдса та шорсткості, важливе у тонких пограничних шарах та пристосованому потоці. Ці умови зустрічаються в прискорювальних потоках. Тертя, число Рейнольдса та шорсткість менше впливають на втрати в уповільнених або розділених потоках.

Уповільнення потоку призводить до товстих пограничних шарів, які роблять розподіл швидкості менш однорідним. У нерівномірному потоці обмін кінетичного моменту між різними лініями потоку збільшується через змішування різномасштабних віртувань. Великі віртування розкладаються на дрібношарову турбулентність, яка врешті-решт випаровується від переваги молекулярного руху, що призводить до незначного нагрівання рідини [10].

насос повинен бути оптимізований не лише для точки максимальної ефективності, але й увесь діапазон робочих значень від $Q = 0$ до Q_{\max} повинен бути неявно врахований при проектуванні. Оскільки не існує загальної теорії, яка б задовольняла всі зазначені вимоги, зазвичай гідравлічний дизайн базується явно або неявно на досвіді, статистичних даних, емпіричних методах або перевірених аналогічних гідравліках. Навіть якщо чисельні методи використовуються для подальшої оптимізації, доцільно виконати початкове проектування на таких підставах, оскільки характеристики часткового навантаження та кавітації не можуть бути достатньо контрольовані в широкому діапазоні робочих значень за допомогою чисельних методів [9].

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна

$$\eta_e = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.4)$$

$$\eta_e = 1 - \frac{0,42}{(\lg 89 - 0,172)^2} = 0,867$$

де D_{1np} – приведений діаметр входу в робоче колесо, мм.

Приведений діаметр робочого колеса (мм) визначається за формулою

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{3600n}}, \quad (2.5)$$

$$D_{1np} = 4 \sqrt[3]{\frac{0,013}{3600 \cdot 1500}} = 0,089 \text{ м}$$

де $K_{ex} = 4$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса;

Q – подача насоса, м³/год;

n – частота обертання ротора насоса, об/хв.

Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса.

Приблизна оцінка об'ємного ККД насоса проводиться за формулою Ломакіна

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}} \quad (2.6)$$

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0,68 \cdot 68^{-\frac{2}{3}} = 0,961$$

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення .

Унаслідок наявності об'ємних втрат корисна подача насоса менша за подачу робочого колеса, що характеризується об'ємним ККД

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q}, \quad (2.7)$$

де $\sum q$ – сумарні протікання, м³/с.

де q – протікання через переднє ущільнення, м³/с.

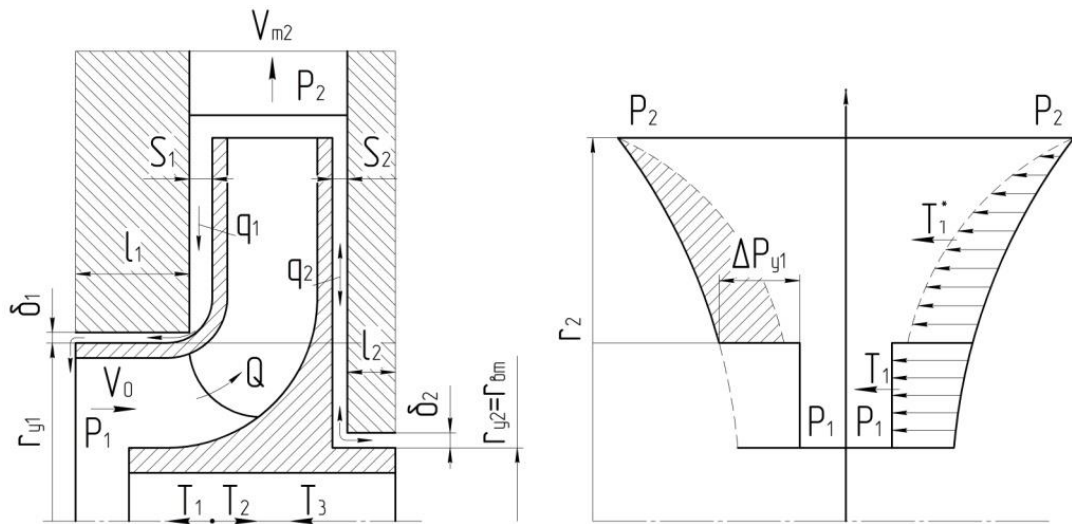


Рисунок 2.1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}, \quad (2.8)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 35}{2 \cdot 0,25}}} = 0,48$$

де $\lambda = 0,04$ – коефіцієнт тертя;

$\delta_1 = 0,25$ мм – радіальний зазор в ущільненні колеса;

l – довжина щілини, мм.

Довжина щілини:

– для ущільнень насосів звичайних розмірів ($r_{y1} > 50$ мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,12 - 0,15;$$

$$\frac{l}{2 \cdot 79} = 0,15$$

$$l = 24 \text{ мм}$$

де $r_{y1} = 0,079$ м (Визначаємо з креслення) – радіус переднього ущільнення.

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано:

$$\delta_1 = 0,25 \text{ мм.}$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1 \quad (2.9)$$

$$f_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,079 \cdot 0,25 = 125,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Напір, що втрачається в ущільненні

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2, \quad (2.10)$$

$$h_y = 16,15 - \frac{21,59^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{0,079}{0,1375} \right)^2 \right]^2 = 13,55 \text{ м}$$

де H_p – потенційний напір, м;

u_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

$r_2 = 0,1375$ м (Визначаємо з креслення) - зовнішній радіус робочого колеса.

Теоретичний напір визначають за формулою

$$H_m = \frac{H}{\eta_e} \quad (2.11)$$

$$H_m = \frac{20}{0,867} = 22,83 \text{ м}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \omega \cdot r_2, \quad (2.12)$$

$$u_2 = 314 \cdot 0,1375 = 21,59 \text{ м/с}$$

де ω – колова швидкість обертання ротора насоса, с^{-1} . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.13)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}$$

де n – частота обертання ротора насоса, об/хв.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к} \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2} \right), \quad (2.14)$$

$$H_p = 22,83 \cdot 0,931 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 22,83}{2 \cdot 21,59^2} \right) = 16,15 \text{ м}$$

де $\eta_{г.к}$ – гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{г.к} = \sqrt{0,867}$
 $\eta_{г.к} = 0,931$);

H_m – теоретичний напір, м.

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y}, \quad (2.15)$$

$$q = 0,48 \cdot 125,6 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 13,55} = 0,98 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

де μ – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м²;

h_y – напір, що втрачається в ущільненні, м.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q}, \quad (2.16)$$

$$\eta_{об} = \frac{0,014}{0,014 + 0,98 \cdot 10^{-3}} = 0,934$$

Механічні втрати

Механічні втрати P_m виникають через радіальні підшипники, осьовий підшипник і валові ущільнення. Іноді P_m включає допоміжне обладнання, яке приводиться в рух валом насоса. Ці втрати залежать від конструкції насоса, тобто від вибору антифрикційних або втульчастих підшипників або від вибору ущільнювальних коробок проти механічних ущільнень [10]. Механічна ефективність великих насосів становить близько 99,5% або навіть

вище. У відміну від цього, механічні втрати в малих насосах (скажімо, нижче 5 кВт) можуть займати значну частину потужності з'єднання.

Механічні втрати в насосі діляться на внутрішні та зовнішні.

Внутрішніми втратами вважаються втрати на дискове тертя, зовнішніми – втрати в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності дискові втрати є основним видом механічних втрат. Під дисковим тертям розуміються втрати енергії на тертя робочої рідини і зовнішньої поверхні обертального колеса.

Хоча вони мають гідравлічний характер, це – механічні втрати, пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності, на відміну від гідравлічних втрат, які визначаються втратами напору (тиску).

Втрати на дискове тертя можна визначити за таким виразом:

$$N_{om} = 0,882 \cdot u_2^3 \cdot D_2 \cdot (D_2 + 5l) \text{ Вт} \quad (2.17)$$

$$N_{om} = 0,882 \cdot 21,59^3 \cdot 0,275 \cdot (0,275 + 5 \cdot 0,01) = 793,31 \text{ Вт}$$

де l – сумарна товщина основного та покривного дисків робочого колеса, м:

$$l = l_1 + l_2, \quad (2.18)$$

$$l = 0,005 + 0,005 = 0,01 \text{ м}$$

де l_1, l_2 – товщини основного та покривного дисків відповідно, м.

$$l_1 = l_2 = 0,005 \text{ м (Визначаємо з креслення)}$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою

$$\eta_{вн} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{PK} \cdot H_m}{\rho \cdot g \cdot Q_{PK} \cdot H_m + N_{om}}, \quad (2.19)$$

$$\eta_{вн} = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot 22,83}{1100 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot 22,83 + 793,31} = 0,822$$

де Q_{PK} – витрата рідини, що проходить через робоче колесо. Вона може бути визначена таким чином:

$$Q_{PK} = \frac{Q}{\eta_{об}} \quad (2.20)$$

$$Q_{PK} = \frac{0,014}{0,934} = 0,015 \text{ м}^3/\text{год}$$

Зовнішні механічні втрати залежать від розмірів вала, типу кінцевих ущільнень та частоти обертання ротора насоса. Встановлено, що зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить $\eta_{M_{зовн}} = 0,97 - 0,98$.

Отже, механічний ККД визначаються за формулою

$$\eta_M = \eta_{M_{вн}} \eta_{M_{зовн}}, \quad (2.21)$$

$$\eta_M = 0,82 \cdot 0,975 = 0,801$$

де $\eta_{M_{вн}}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{M_{зовн}}$ – зовнішній механічний ККД.

На розрахунковому режимі втрати гідравлічного гальмування, як правило, відсутні, і повний ККД насоса можна визначити з відношення

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N} = \eta_z \cdot \eta_{об} \cdot \eta_M, \quad (2.22)$$

$$\eta = 0,867 \cdot 0,801 \cdot 0,934 = 0,649$$

2.1.3 Розрахунок гідродинамічних сил

Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає нерівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний. Для консольних насосів також необхідно враховувати осьову силу T_3 , яка обумовлена різницею тисків на торцях вала.

T_1 – сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

T_2 – динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н;

T_3 – сила, обумовлена різницею тисків на торцях вала, Н.

Осьова сила T_1 визначається таким чином

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (2.23)$$

$$T_1 = 10791 \cdot 3,14 (0,079^2 - 0,020^2) \left[16,15 - \frac{157^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,137^2 - \frac{0,079^2 + 0,020^2}{2} \right) \right] = 2430 \text{ Н}$$

де γ – питома вага рідини, $\gamma = 9,81 \cdot 1100 = 10791 \text{ Н} / \text{м}^3$

r_{y1}, r_{y2} – радіуси переднього та заднього ущільнень, м.

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0, \quad (2.24)$$

$$T_2 = 1100 \cdot 0,014 \cdot 2,25 = 34,65 \text{ Н}$$

де V_0 – швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot D_{1np}^2}. \quad (2.25)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,014}{3,14 \cdot 0,089^2} = 2,25 \text{ м/с}$$

P_{ex} – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою

$$P_{ex} = P_{н.н.} + \rho \cdot g \cdot \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2}, \quad (2.26)$$

$$P_{ex} = 2,339 \cdot 10^3 + 1100 \cdot 9,81 \cdot 6,92 - 1100 \cdot \frac{2,25^2}{2} = 74228 \text{ Па}$$

де $P_{н.н.} = 2,339 \cdot 10^3 \text{ Па}$ – тиск насичених парів при заданій температурі

Δh – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (2.27)$$

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,25^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{20,80^2}{2 \cdot 9,81} = 6,92$$

де W_1 – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

λ_1, λ_2 – середні значення коефіцієнтів при без ударному вході. Беруть такими, що дорівнюють $\lambda_1 = 1,2$ та $\lambda_2 = 0,3$.

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей :

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad (2.28)$$

$$W_1 = \frac{4,68}{\sin 13} = 20,80 \text{ м/с}$$

де $\beta_1 = 13^\circ$ (Визначаємо з креслення) – кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

V_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с.

Меридіанна складова визначається з рівняння нерозривності

$$V_{1m} = \frac{Q_{PK}}{\pi D_1 b_1}, \quad (2.29)$$

$$V_{1m} = \frac{0,014}{3,14 \cdot 0,119 \cdot 0,008} = 4,68 \text{ м/с}$$

де $D_1 = 0,119$ м (Визначаємо з креслення) – діаметр вхідної воронки робочого колеса;

$b_1 = 0,008$ м (Визначаємо з креслення) – ширина робочого колеса на вході.

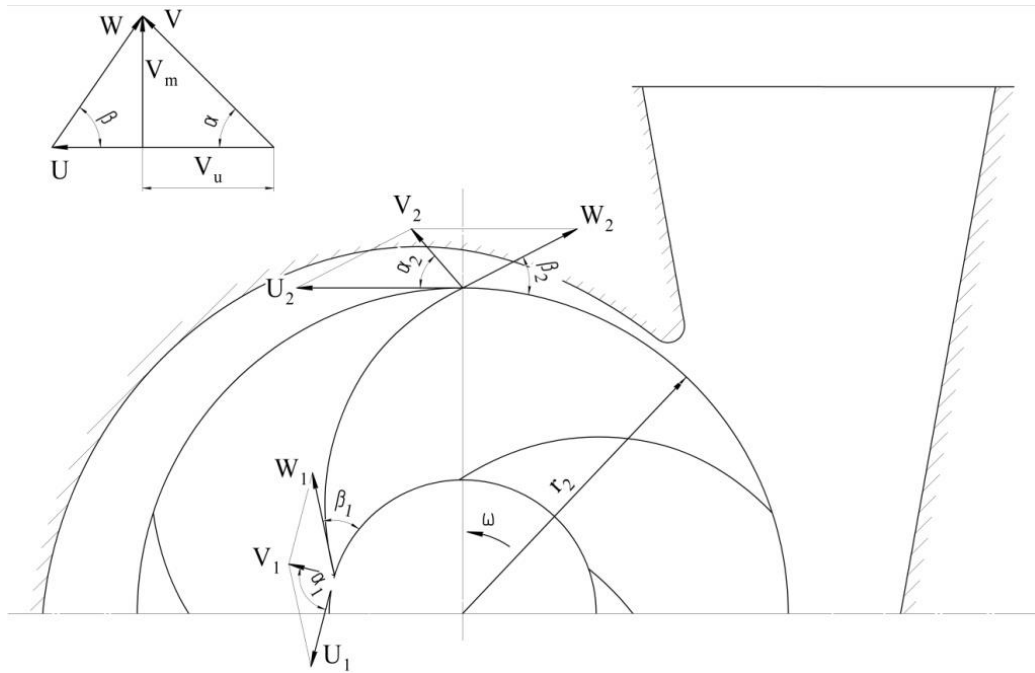


Рисунок 2.2 – Трикутники швидкостей в робочому колесі

Осьова сила T_3 :

$$T_3 = \frac{\pi \cdot d_{em}^2}{4} \cdot (P_{атм} - P_{ex}), \quad (2.30)$$

$$T_3 = \frac{3,14 \cdot 0,045^2}{4} (101325 - 39520) = 86,15$$

де d_{em} – діаметр втулки робочого колеса, м;

$P_{атм} = 101325$ Па – атмосферний тиск;

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 + T_3, \quad (2.31)$$

$$T = 2430 - 34,65 + 86,15 = 2481,5 \text{ Н}$$

Радіальна сила

Радіальна сила, що діє на лопаті («радіальний тяг»), повинна бути відома для обчислення навантажень на підшипники, напруг та вигину валу. Фундаментально радіальні сили виникають, коли обертовий розподіл статичного тиску p_2 на виході лопаті є нерівномірним. Асиметрія потоку в збирачі, а також необертово-несиметричний вхід лопаті можуть створити радіальні сили. Оскільки розподіл тиску на виході лопаті є нестійким, його

інтегрування по об'єму дає часове середнє, статичний радіальний тиск, а також спектр нестійких радіальних сил, які називаються «динамічний радіальний тяг». Таким чином, динамічний радіальний тиск представляє собою гідравлічні вибудовування сил, що призводять до примусових коливань. Радіальні сили, створені часовозалежними розподілами тиску на виході закритої лопаті, впливають на різноманітні фізичні ефекти:

[9] Екcitaційні сили зі статичними та динамічними компонентами, які є незалежними від вібрацій ротора:

Нерівномірний потік в збирачі, що діє на ширину виходу лопаті та на проекцію підкладок, якщо вони не перпендикулярні до вісі ротора.

Нерівномірності потоку в проміжках бічних стінок лопаті, які можуть бути створені розподілом тиску в збирачі, а також асиметріями в потоці витоку, якщо лопата працює з певною ексцентрисітетом у кільцевому ущільненні (як очікується). Збурення обертової симетрії також створюються, якщо підкладки лопаті та стінки корпусу не піддані обробці.

Якщо лопата працює з певною ексцентрисітетом у кільцевому ущільненні через відхилення валу (наприклад, прогин, спричинений вагою ротора), розподіл тиску в ущільненні є нерівномірним; тому створюється статична сила в кільцевому ущільненні.

Нестійкі реакційні сили, створені вібрацією ротора:

- Гідравлічна взаємодія лопаті
- Сили в кільцевих ущільненнях
- Сили в відкритих (аксіальних та напіваксіальних) лопатях, створені внаслідок змін просвіту через обертання ротора

Усі ці ефекти не можуть бути легко відокремлені при вимірюванні радіальних сил, навіть не піддаються точному теоретичному передбаченню, яке потребувало б моделювання тривимірних потоків у лопаті та збирачі. Тому для оцінки радіального тягу зазвичай використовуються емпіричні коефіцієнти, які були отримані з вимірювань і відповідають статистичним даним [9].

У насосах з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{omn}} \gamma H D_2 b_2 \quad (2.32)$$

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

$$R_{max} = K_R \gamma H D_2 b_2 \quad (2.33)$$

$$R_{max} = 0,36 \cdot 10791 \cdot 20 \cdot 0,275 \cdot 0,008 = 170,9 \text{ Н}$$

2.1.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} \quad (2.34)$$

$$c = \frac{5,62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{0,014}}{6,92^{\frac{3}{4}}} = 233,78$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при $c = 700 - 900$.

2.2 Розрахунок вибору приводу насоса

2.2.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (2.35)$$

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 0,014 \cdot 20}{0,60} = 4996 \text{ Вт.}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N, \quad (2.36)$$

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot 4996 = 5995 \text{ Вт}$$

де $k = 1,2$ – коефіцієнт запасу.

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю обираємо двигун марки – 4A132S4

2.2.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21M_{ном}, \quad (2.37)$$

$$M_A = 0,21 \cdot 31,85 = 6,69 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}. \quad (2.38)$$

$$M_{ном} = \frac{5000}{157} = 31,85 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (2.39)$$

$$M_{max} = \frac{7000}{157} = 47,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$N_{max} = N_{oe}. \quad (2.40)$$

$$N_{max} = 7000 \text{ Вт}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном}, \quad (2.41)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ об} / \text{хв}$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\max} . \quad (2.42)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 47,77 = 1,433$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2} . \quad (2.43)$$

$$k = \frac{47,77}{1500^2} = 21,23 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = kn^2 . \quad (2.44)$$

$$M = 21,23 \cdot 10^{-6} \cdot 1500^2 = 47,77$$

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку обертового моменту насоса.

n, об/хв	0	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
M, Н·м	0	0,478	1,911	4,299	7,643	11,942	17,196	23,406	30,571	38,692	47,768

2.3 Висновок

В розділі виконано гідравлічні розрахунки на основі таких засад: зовнішній діаметр робочого колеса, складових ККД, гідродінамічних сил, кавітації. З розрахунків отримано геометрію робочого органу насоса, повний ККД та розподіл осьові та радіальної сил. Вибраний привід насоса який відпоідає 7,5 кВт складається з корпусу, статора, ротора, валу, підшипників, вентилятора, кришки, клемної коробки, обмотки статора.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів.



Рисунок 3.1 – Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом (м) визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.1)$$

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 47,77}{3,14 \cdot 20000000}} = 0,025 \text{ м}$$

де $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ – дотичне напруження при крученні, Па.

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{om} = d_k + 10. \quad (3.2)$$

$$d_{om} = 25 + 10 = 35 \text{ мм}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{об}, \quad (3.3)$$

$$d_m = 38 \text{ мм}$$

де $d_{об} = 0,038$ м – вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.н.} = d_m + (5 \div 10). \quad (3.4)$$

$$d_{к.н.} = 38 + 7 = 45 \text{ мм}$$

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{к.н} + 2 \cdot t, \quad (3.5)$$

$$d_n \geq 45 + 2 \cdot 3 = 50 \text{ мм}$$

де $t = 3$ мм – висота буртика.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{\bar{o}} \geq d_n + 3 \cdot r \quad (3.6)$$

$$d_{\bar{o}} \geq 50 + 3 \cdot 9 = 60 \text{ мм}$$

де $r = 3$ мм

3.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (3.7)$$

$$S = \sqrt{45} = 6,7 \text{ мм}^2$$

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

$$d = d_{\text{em}} + 10. \quad (3.8)$$

$$d = 35 + 10 = 45 \text{ мм}$$

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s, \quad (3.9)$$

$$L = 5 \cdot 6,7 = 33,5 \text{ мм}$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 5$).

Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (3.10)$$

$$N_c = 157 \cdot 3,14 \cdot 2,3^2 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(2,71^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{34,8}{0,5}} - 1 \right) = 39,11$$

де $r = \frac{d_{\text{em}}}{2} + 0,5$ – радіус захисної втулки, см;

$$r = \frac{3,5}{2} + 0,5 = 2,3 \text{ см}$$

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

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

L та S підставляються в см, $p_0 = 1$ кгс/см².

3.3 Розрахунок вала

Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = 170,9 H$, що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\Sigma M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2 l_2 = 0$$

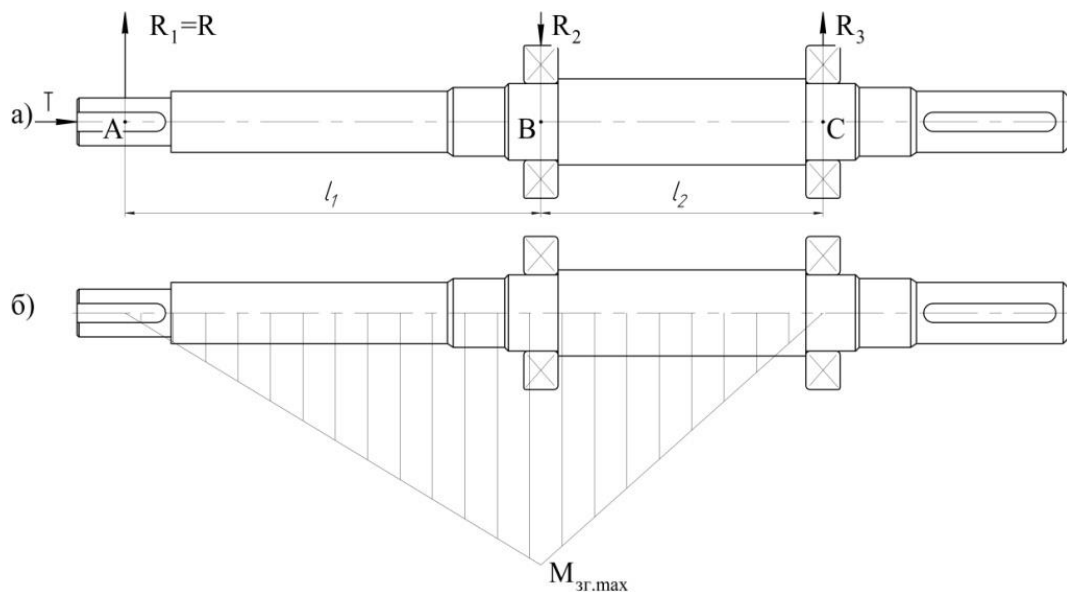


Рисунок 3.3 – Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}. \quad (3.11)$$

$$R_2 = \frac{170,9 \cdot (0,186 + 0,103)}{0,13} = 380 \text{ Н}$$

$l_1 = 0,186$ м (Визначаємо з креслення)

$l_2 = 0,103$ м (Визначаємо з креслення)

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2 = 0.$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (3.12)$$

$$R_3 = \frac{170,9 \cdot 0,186}{0,103} = 309 \text{ Н}$$

Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мак}^2 + 0,75 M_{кр.мак}^2}, \quad (3.13)$$

$$M_E = \sqrt{32^2 + 0,75 \cdot 47,77^2} = 52 \text{ Н·м}$$

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

$$M_{зг.мак} = R_1 l_1. \quad (3.14)$$

$$M_{зг.мак} = 170,9 \cdot 0,186 = 32 \text{ Н·м.}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (3.15)$$

де $[\sigma] = 40$ МПа.

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{52}{0,1 \cdot 40}} = 23 \text{ мм} \leq d_{II} = 45 \text{ (мм)}$$

Умова міцності виконується.

3.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

В залежності від призначення з'єднання та умов його експлуатації рекомендуються наступні поля допусків для з'єднання вал-шпонкова втулка

згідно з номінальним розміром. Режими експлуатації з'єднань, які розглядаються, базуються на характері та величині навантаження на з'єднанні поверхні, їх взаємному переміщенні, частоті обертання, амплітуді коливань та інших параметрах.

Зношення в цьому з'єднанні найчастіше є абразивним та окислюючим під час ковзного тертя без змащування або з змащуванням під час обертального руху (обтікання); також присутня фреттінгова корозія, і в разі втручання вона переважає. Низька корозійна стійкість використаної сталі та волога, мінеральні добрива та інші елементи в ґрунті суттєво впливають на довговічність з'єднання (особливо шпенц-з'єднання). Процес зношення та контакту поверхонь з'єднання під час обертання розглядається нижче малюнок 3.4. Це цілком інший циклічний контактний процес порівняно з тим, який відбувається у звичайному підшипнику, де кожна точка поверхні вала чергово контактує з поверхнею отвору, або порівняно з втручанням відкритого з'єднання, де поверхні рухаються під час цього процесу, наче вздовж внутрішнього рельєфу утримання. Коли вал обертається зі швидкістю ω , шпонка запобігає відносному обертанню, що призводить до мікро-розриву рельєфу через дію сили F_r і нерівності довжини обхвату отвору та вала, і в кожному циклі навантаження-обертання ті точки, які вже контактували одна з одною, знову контактують малюнок 3.4. Цей процес контактування призводить до значного і в той же час рівномірного зношування поверхні вала та втулки малюнок 3.5.

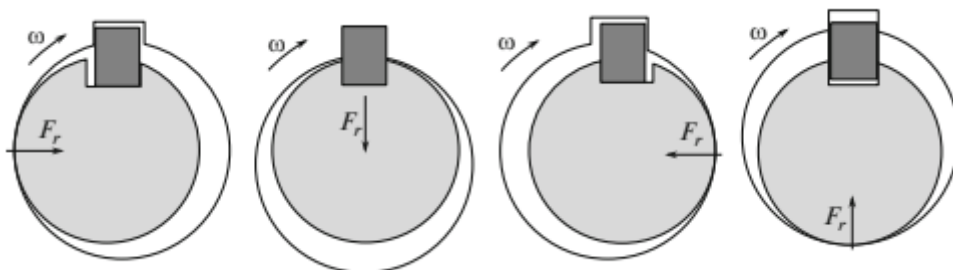


Рисунок 3.4 – Поверхневий контакт під час обертання шарніру вал-втулка

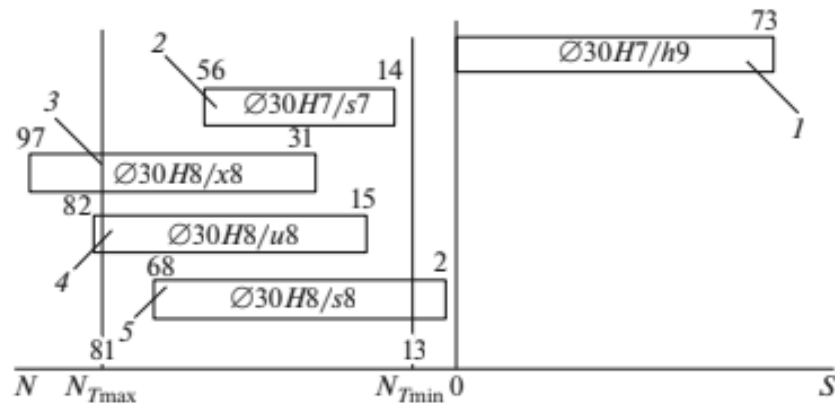


Рисунок 3.5 – Порівняння обраних підгонки: 1 – поточна підгонка; (2) підходить для 7 класу; (3) збігаються з найбільшою перешкодою за межі зони розбирання; (4) підходить для 8 класу; і (5) відповідати з найменшими перешкодами за межами необхідного зона ексесарного тиску.

Особливу увагу слід звернути на зношування з'єднання шпонки–валик–паз валика. При більшому зазорі у з'єднанні валика вала–пазу валика (рис. 3.5) шпонка починає активніше рухатися вздовж вертикальної площини, що призводить до зменшення області її контакту з пазами вала та валика. Вибухове навантаження від виниклих мікропереривань призводить до збільшеного зносу і руйнування поверхні в з'єднанні шпонки–пазу валика–пазу валика в слабких поверхневих елементах, таких як кути[14]. Для більших пазів та менших шпонок область контакту зменшується ще більше, і шпонка починає деформуватися в пазах та набуває округлої форми. Пази також деформуються і збільшуються в розмірах. На цей процес значно впливають забруднення в зонах тертя. Відхилення відповідності через радіальну силу повинно бути компенсовано намагнічуванням в з'єднанні для запобігання проникненню пилу та абразиву в зону тертя та зменшення відносного переміщення поверхонь, що суттєво зменшує знос шпонки та пазів. Але підвищене намагнічування в цьому випадку є неприйнятним, оскільки конструктивною особливістю такого з'єднання є забезпечення можливості множинного розбирання та збирання для ремонту та обслуговування співвідносних збіркових блоків. Отже, необхідно

розрахувати оптимальні рівні взаємозамінності для цього з'єднання, враховуючи технології відновлення та обробки. Найбільш поширеним дефектом, що призводить до відмови, є знос контактної поверхні. Тому відмова в з'єднанні є параметричною, тобто передбачуваною і очікуваною. Фактор зміни зносу діаметра валика та валика невеликий і становить $\beta = 1,2$. Втомні руйнування з'єднання вкрай рідкісні і головним чином стосуються руйнування шпонки та пазів, а ще рідше - руйнування вала біля плеча.

Найчастіше відмова з'єднання виникає через такі дефекти: (1) знос поверхні вздовж внутрішнього діаметра отвору (28%); (2) знос та втомні руйнування шпонки, пазу валика та пазу валика (79%); та (3) знос поверхні вздовж зовнішнього діаметра валика (43%).

Надійність з'єднання забезпечується шляхом збереження, на протязі певного часу, певних значень взаємопроникнення або, в екстремальних випадках, дозволу, тобто точності та параметрів процесу. Цю проблему можна вирішити за допомогою таких методів: (1) покращення стійкості до зношування поверхні валика та валика; (2) покращення стійкості до зношування шпонки та її пазів; та (3) розрахунок оптимальної точності з'єднання для взаємопроникнення та допуску з'єднання. Взаємопроникнення забезпечить не лише точність центрування передач, шківів або ланцюгів, які часто використовуються в сільськогосподарських машинах, але й значно збільшить довговічність цих з'єднань за рахунок відсутності дозволу, можливого зсуву поверхонь та абразивних матеріалів та пилу в зоні тертя.

Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала – Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки: $8 \times 7 \times 12$.

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b, \quad (3.16)$$

$$l_p = 12 - 8 = 4 \text{ мм}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (3.17)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 47,77}{25 \cdot 4 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 180 \text{ МПа}$$

де t_1 – глибина паза вала -4 мм;

h – висота шпонки, мм;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} підставляється в Н·м;

де l – довжина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (3.18)$$

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

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

При розрахунку на зминання виконується умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

$$180 \leq 192$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3. \quad (3.19)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 47,77}{25 \cdot 12 \cdot 8} \cdot 10^3 = 40 \text{ МПа}$$

Значення d , l , b підставляються в мм.

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

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

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192 = 115,2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}$$

$$40 \leq 115,2$$

Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Вихідні дані для розрахунку:

– матеріал вала – Сталь 40Х;

– матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки: $8 \times 7 \times 12$.

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b,$$

$$l_p = 12 - 8 = 4 \text{ мм}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (3.20)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 47,77}{38 \cdot 4 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 160 \text{ МПа}$$

де t_1 – глибина паза вала -4 мм;

h – висота шпонки, мм;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} підставляється в Н·м;

де l – довжина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

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

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

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

При розрахунку на зминання виконується умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

$$160 \leq 192$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3. \quad (3.21)$$

$$\tau_{zp} = \frac{2 \cdot 47,77}{38 \cdot 12 \cdot 8} \cdot 10^3 = 26 \text{ МПа}$$

Значення d , l , b підставляються в мм.

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$[\tau]_{zp} \approx 0.6[\sigma_{зм}]$$

$$[\tau]_{zp} \approx 0.6 * 192 = 115,2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{zp} \leq [\tau]_{zp}$$

$$26 \leq 115,2 \quad (3.22)$$

3.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

Розроблено численні типи кочення підшипників для влаштування різних комбінацій навантажень та швидкостей, які потрібні в механічних застосуваннях. Мета підшипника полягає в забезпеченні відносного позиціонування та обертальної свободи одночасно передачі навантаження між валом та корпусом. Оскільки навантаження повинні передаватися між поверхнями у взаємному русі в машині, цю дію можна найефективніше здійснити, вставивши кочення між рухливими поверхнями. Більше тертя, пов'язане з ковзанням, тоді замінюється значно меншим тертям, пов'язаним з коченням.

Кочення складається з декількох частин: внутрішнього кільця, зовнішнього кільця, набору кочення та клітки або роздільника. Кочення знаходяться у контакті з кільцями, що є частиною внутрішнього та зовнішнього кілець, а клітка або роздільник призначений для підтримки рівної відстані між коченням по колу підшипника. Кочення, яке завантажене максимальною кількістю кочення, називається підшипником з повним комплектом. Підшипники з повним комплектом мають вищу вантажопідйомність, але менші можливості щодо швидкості, ніж підшипники з роздільником. [4]

Кочення можна класифікувати за (а) їхньою здатністю або нараженню на радіальні або тягові (осі) навантаження, та (б) тим, чи кочення

представлені кульками чи роликами. Радіальні підшипники: Ці підшипники витримують радіальне навантаження, яке діє перпендикулярно до осі обертання. До них належать кулькові підшипники: Найпростіший і найпоширеніший тип підшипників кочення. Вони складаються з кульок, розташованих в сепараторі між двома кільцями. Тип підшипника, який використовується в певному застосуванні, залежить від декількох факторів, включаючи:

Навантаження: Величина та тип навантаження, яке буде нести підшипник.

Швидкість: Швидкість обертання вала.

Точність: Рівень точності, необхідний для застосування.

Жорсткість: Жорсткість підшипника, необхідна для забезпечення стійкості вала.

Габарити: Розміри, доступні для підшипника в просторі застосування.

Умови навколишнього середовища: Умови навколишнього середовища, в яких буде працювати підшипник, такі як температура, вологість і наявність забруднень.

Підшипники кочення мають багато переваг перед підшипниками ковзання, включаючи:

Низьке тертя: Підшипники кочення мають значно менше тертя, ніж підшипники ковзання, що призводить до меншого тепловиділення та більшого енергозбереження.

Більша довговічність: Підшипники кочення, як правило, мають більший термін служби, ніж підшипники ковзання, завдяки меншому зношуванню.

Необхідність у меншому мастилі: Підшипники кочення потребують меншого мастила, ніж підшипники ковзання, що робить їх більш екологічно чистими.

Простота обслуговування: Підшипники кочення, як правило, простіші в обслуговуванні, ніж під

За розрахованим діаметром $d_n = 50$ у довідковій літературі обираємо кулько-підшипник радіальній однорядний – 310 , його динамічна $C = 65800$ (Н) та статична вантажопідйомність $C_0 = 36000$ (Н).

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_n . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_n = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (3.23)$$

$$P = (0,56 \cdot 170,9 \cdot 1 + 1,40 \cdot 2481,5) \cdot 1 \cdot 1 = 3570 \text{ Н}$$

де $F_r = R = 170,9 \text{ Н}$, $F_a = T = 2481,5 \text{ Н}$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ – коефіцієнт обертання;

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

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

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 14,5.$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,40$$

Розрахунковий ресурс підшипника, год:

- для кулькових підшипників:

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

$$L_{hp} = \left(\frac{143000}{8488} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 69571 \quad (3.24)$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_n.$$

$$69571 \geq 20000 \text{ г} \quad (3.25)$$

Умова довговічності виконується.

3.6 Висновок

Елементи насоса розраховано на міцність за інженерними методиками з визначенням товщин вала, кінцевого ущільнення також розраховані з'єднання і визначено довговічність підшипників.

РОЗДІЛ 4

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ КОРПУСА НАСОСУ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДИ

4.1 Твердотільна модель корпусу насосу

Твердотільна модель корпусу насосу – це тривимірне віртуальне представлення корпусу насосу в програмі для проектування, такої як SolidWorks. У такій моделі корпус насосу відтворюється як тверде тіло з усіма його геометричними та фізичними характеристиками, такими як розміри, форма, матеріал та структура.

Створення твердотільної моделі корпусу насосу зазвичай включає наступні кроки:

1. Створення основних форм: Це включає створення основних тіл, які складають корпус насосу, таких як циліндри, прямокутники, конуси тощо.

2. Формування геометрії: Геометрія твердотільної моделі корпусу насосу створюється шляхом об'єднання, відсічення, витягування та інших операцій з основними формами.

3. Додавання деталей: Після створення основної геометрії додаються додаткові деталі, такі як отвори, канали, різьблення тощо, які характеризують конкретний дизайн корпусу насосу.

4. Визначення матеріалів: Для твердотільної моделі встановлюються матеріальні властивості, такі як міцність, модуль пружності, теплопровідність тощо.

5. Створення складальних одиниць: Якщо потрібно, твердотільна модель може бути розділена на окремі складальні одиниці, наприклад, насосний корпус, втулки, кришки тощо [27].

Твердотільні моделі корпусів насосів використовуються для:

1. Проектування та розробки насосів: Інженери та конструктори можуть використовувати твердотільні моделі для створення нових насосів або вдосконалення існуючих.

2.Аналізу та тестування: Твердотільні моделі можна використовувати для аналізу міцності, жорсткості, вібрації та інших характеристик корпусу насоса.

3.Виготовлення: Твердотільні моделі можна використовувати для створення креслень, інструкцій та інших документів, необхідних для виготовлення корпусу насоса.

4.Візуалізації: Твердотільні моделі можна використовувати для створення реалістичних зображень та відео насосів, що може бути корисно для маркетингу та технічної документації.

Переваги використання твердотільних моделей корпусів насосів:

1.Точність: Твердотільні моделі є більш точними, ніж 2D-креслення, оскільки вони описують форму та розміри корпусу насоса в трьох вимірах.

2.Гнучкість: Твердотільні моделі можна легко змінювати та оновлювати, що робить їх ідеальними для ітеративного проектування.

3.Аналітичні можливості: Твердотільні моделі можна використовувати для проведення комп'ютерного моделювання та аналізу, що може допомогти інженерам оптимізувати конструкцію корпусу насоса.

4.Візуалізація: Твердотільні моделі можна використовувати для створення реалістичних зображень та відео насосів, що може бути корисно для маркетингу та технічної документації.

Для створення твердотільної моделі насосу К-50-20 використаємо складальне креслення.

Товщина стінки насосу

$$t = \frac{P \cdot D_{\text{внутр}}}{2 \cdot \sigma_{\text{доп}}} \quad (4.1)$$

$$t = \frac{0,196 \cdot 325}{2 \cdot 40} = 0,8 \text{ мм}$$

Коефіцієнти на безпеку $n = 5$, корзію 2мм та температуру $n_t = 1.1$

$$t_{\text{зар}} 0,8 \cdot 5 \cdot 1,1 + 2 = 6,4 \text{ мм} \quad (4.2)$$

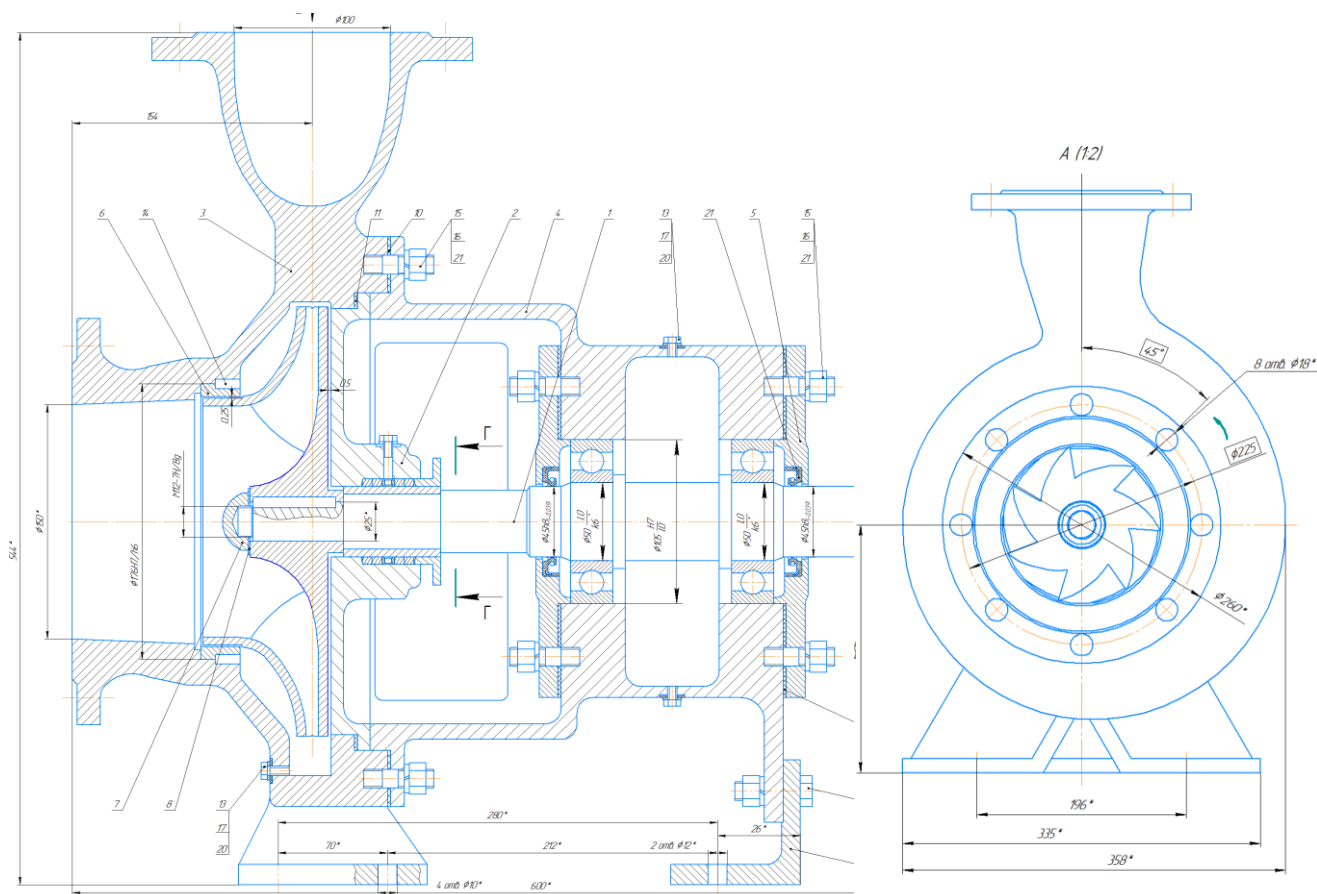


Рисунок 4.1 – Переріз і вигляд насосу у складі складального креслення

Принципи створення тривимірних об'єктів

У всіх сучасних системах тривимірного моделювання побудова твердотільної моделі виконується за загальним принципом, який полягає у послідовному виконанні операцій об'єднання, відтинання та перетину над об'ємними елементами (призмами, циліндрами, пірамідами, конусами і т.д.). На малюнку 4.2 показаний приклад побудови простої моделі за допомогою згаданої вище послідовності операцій. На початку створюється прямокутна призма, що лежить в основі деталі (1). Після цього до моделі додається циліндричний виступ шляхом об'єднання призми з циліндром (2). До отриманого в результаті тіла додається зрізана піраміда (3). Нарешті, в моделі виконується побудова отвору шляхом відтинання в неї циліндра (4). Багаторазово виконуючи ці прості операції над різними об'ємними елементами можна побудувати модель будь-якої складності.

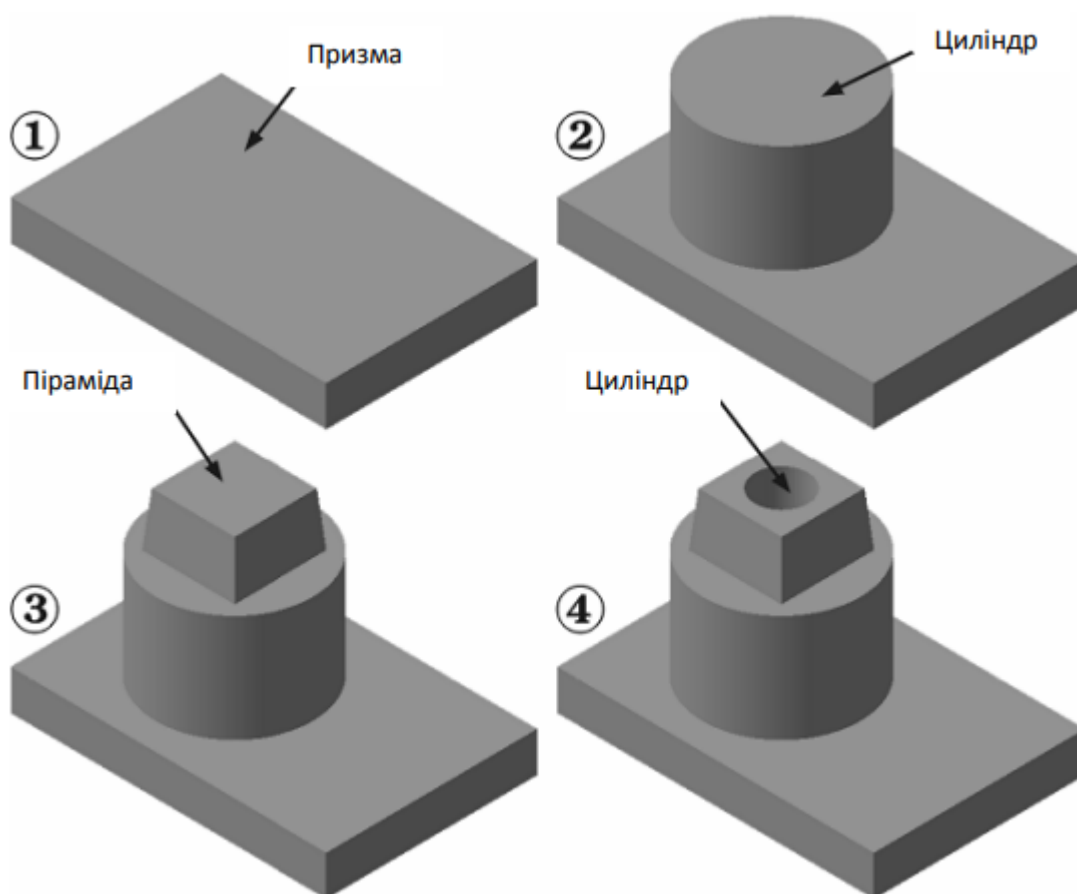


Рисунок 4.2 – Основні операції створення тривимірних об'єктів

Для створення об'ємних елементів використовується переміщення плоских фігур в просторі. У процесі переміщення ці фігури обмежують частину простору, що визначає форму елемента. Наприклад, переміщення прямокутника в напрямку, перпендикулярному його площині, призведе до формування призми, яку можна розглядати як прямокутну пластину певної товщини.

Під час обертання ламаної лінії на 360° навколо осі, що лежить у площині ламаної, формується об'ємний елемент. Цей елемент складатиметься з циліндричних і конічних ділянок, утворених внаслідок такого обертання.

Коли коло переміщується вздовж напрямної кривої, утворюється об'ємний елемент – круглий стрижень певного діаметра і форми. Плоска фігура, що переміщується та утворює об'ємне тіло, називається ескізом, а саме переміщення – операцією. Ескіз може розташовуватися у стандартних

площинах проєкцій, на плоскій грані існуючого тіла або на допоміжній площині, положення якої визначено користувачем. Ескізи складаються з графічних примітивів: відрізків, дуг, кіл, ламаних ліній і т.д. Різні САПР мають різний набір інструментів для побудови об'ємних елементів, проте деякі основні типи операцій зазвичай присутні у всіх системах. До них відносять операції видавлювання, обертання, кінематичні операції та операції по перерізах. Кожна операція має свої опції, які дозволяють змінювати або уточнювати правила побудови об'ємного елемента. Наприклад, в операції видавлювання можна задати величину та напрямок ухилу для побудови зрізаної піраміди замість призми. У підсумку, процес створення тривимірної моделі полягає в багаторазовому застосуванні операцій над плоскими ескізами для об'єднання або віднімання додаткових об'ємів[27].

Скопіювавши ліву частину малюнку 4.1 для ескізу та повернувши її по осі можна легко отримати більшу частину корпусу насосу малюнок 4.3

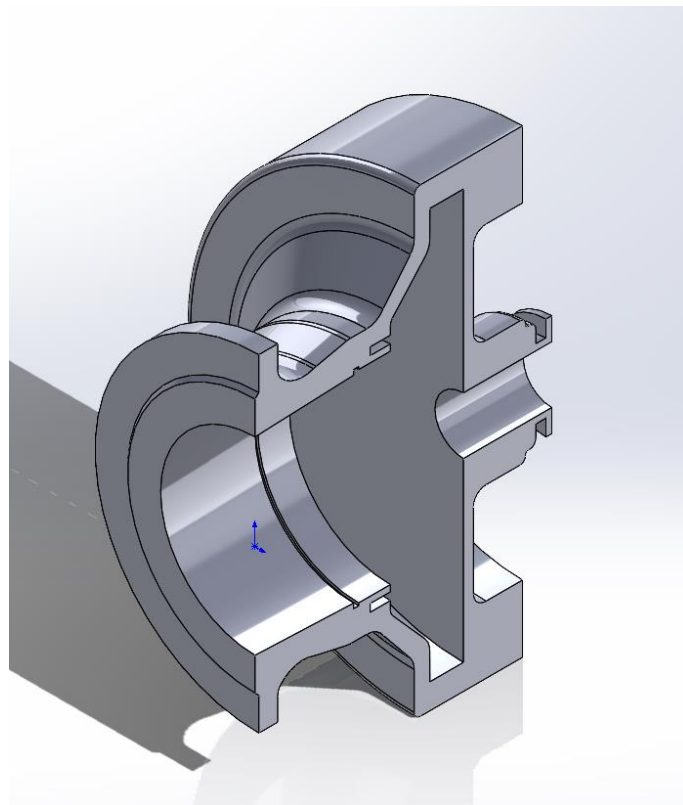


Рисунок 4.3 – Розріз частини корпусу насосу

Зробити спіральну вертушку вхідний та вихідний патрубки, зробити в них вирізи малюнок 4.4

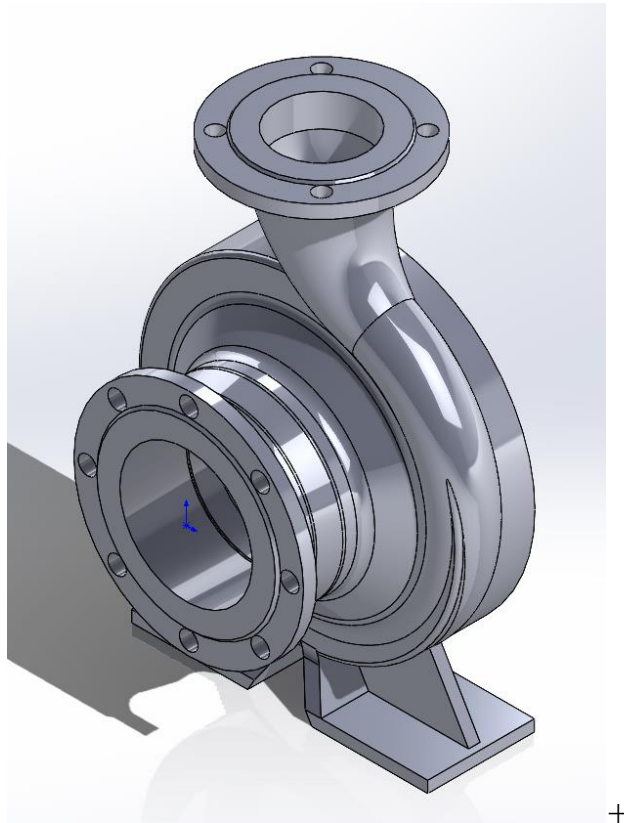


Рисунок 4.4 – Корпус насосу

Цей малюнок показує корпус насосу К-50-20. Корпус виготовлений з чавуну, який характеризується високою міцністю, жорсткістю та стійкістю до корозії. Ці властивості роблять корпус стійким до високого тиску та зносу, що важливо для надійної роботи насосу.

Між патрубками ставиться паранітова прокладка фінальний вигляд з патрубками малюнок 4.5

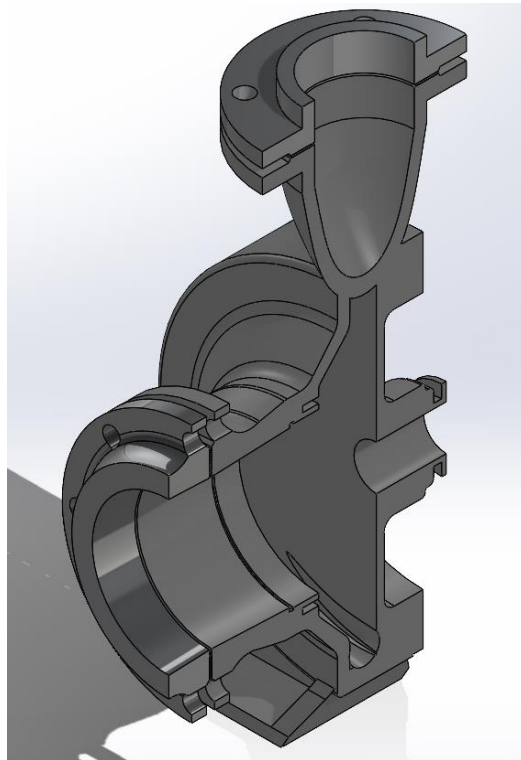


Рисунок 4.5 – Розріз корпусу насосу

4.2 Скінчено елементна модель корпусу насосу

Скінчено-елементна модель корпусу насосу – це комп’ютерна модель, яка складається з обмеженої кількості елементів, що апроксимують корпус насосу та його складові частини. Використовується для аналізу напружень, деформацій та інших характеристик корпусу насосу. Ця модель створюється шляхом розбиття корпусу на безліч малих елементів, а потім розрахунку поведінки кожного елемента під дією навантажень. У контексті інженерного аналізу такі моделі використовуються для чисельного моделювання та розрахунку механічних, термічних та гідродинамічних властивостей корпусу насосу. Скінчено-елементний аналіз дозволяє інженерам оцінити поведінку корпусу насосу під різними умовами навантаження та температурними умовами, що допомагає у покращенні його дизайну та функціональності.

Скінчено елементні моделі використовуються для:

Прогнозування міцності корпусу насосу: Ця модель може допомогти визначити, чи витримає корпус насосу навантаження, які він буде відчувати під час роботи.

Оптимізації конструкції корпусу насосу: Ця модель може допомогти інженерам оптимізувати конструкцію корпусу насосу, щоб зробити його легшим, міцнішим або дешевшим.

Виявлення потенційних проблем з корпусом насосу: Ця модель може допомогти виявити потенційні проблеми з корпусом насосу, такі як тріщини або деформації до того як вони виникнуть.

Існує декілька різних типів скінчено елементних моделей, які можна використовувати для аналізу корпусів насосів. Найпоширенішим типом є модель на основі методу скінченних різниць (FEM). FEM використовує сітку трикутників або чотирикутників для розбиття корпусу насосу на елементи. Потім поведінка кожного елемента розраховується за допомогою набору рівнянь, які описують, як матеріал елемента деформується під дією навантажень.

У SolidWorks сітку можна покращувати або погіршувати під потрібні задачі та потужності системи малюнок 4.6

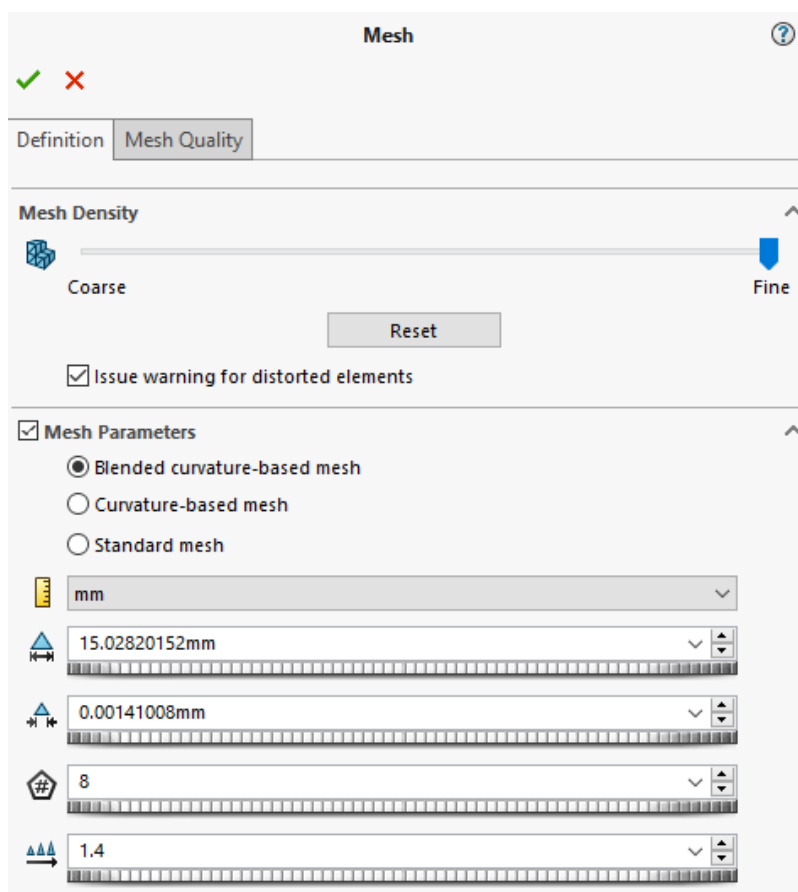


Рисунок 4.6 – Параметри створення сітки скінчених елементів

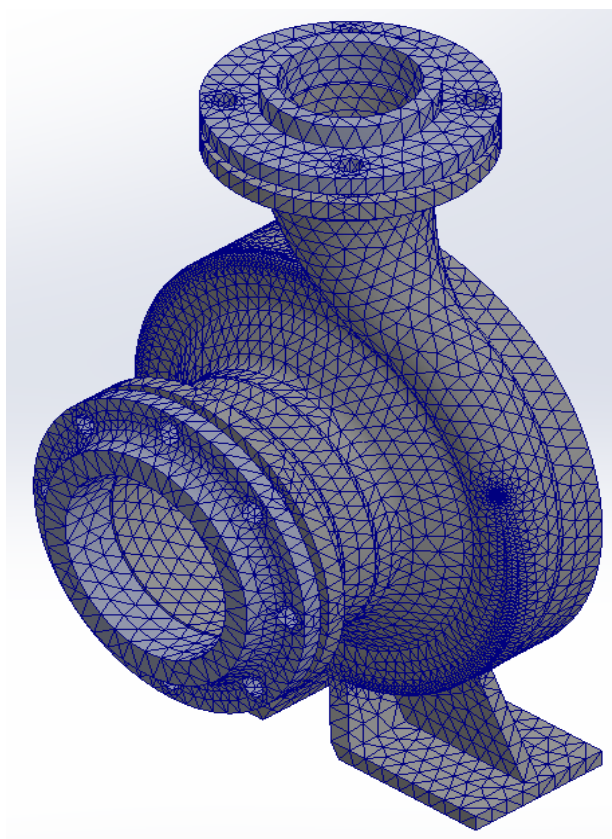


Рисунок 4.7 – Скінчено елементна модель

4.3 Прикладені граничні умови

Прикладені граничні умови до корпусу насосу – це специфікації або обмеження, які встановлюються для корпусу насосу у чисельному аналізі або інженерних обчисленнях. Ці умови визначають, яким чином корпус насосу взаємодіє з навколишнім середовищем або іншими частинами системи під час різних умов роботи. Наприклад, це можуть бути умови фіксації, температурні умови, тиску або напруги, які виникають на поверхні корпусу насоса. Встановлення правильних граничних умов дозволяє вірно моделювати поведінку корпусу насоса та проводити точні інженерні обчислення.

Граничні умови для корпусу насоса визначають обмеження його деформації та переміщення під час роботи. Ці умови можуть бути задані різними способами, залежно від типу насоса, геометрії корпусу, матеріалу, навантажень та обмежень.

Типи граничних умов:

- 1.Вбудовані: Корпус насоса закріплений в одній або декількох точках, що повністю обмежує його переміщення в цих точках.
- 2.Вільні: Корпус насоса не має жодних обмежень на переміщення.
- 3.Змішані: Корпус насоса має часткові обмеження на переміщення, наприклад, може вільно переміщатися в одному напрямку, але не в іншому.

Способи задання граничних умов:

- 1.Завдання переміщень: Визначаються конкретні значення переміщень корпусу насоса в певних точках або напрямках.
- 2.Завдання зусиль: Визначаються сили та моменти, що діють на корпус насоса.
- 3.Завдання тисків: Визначаються тиски, що діють на внутрішню або зовнішню поверхню корпусу насоса.

Вплив граничних умов на аналіз насоса:

Граничні умови мають значний вплив на результати аналізу насоса. Неправильно задані граничні умови можуть призвести до неточних або помилкових результатів. Тому важливо правильно вибрати та задати граничні умови для конкретного насоса.

Кріплення зафіксоване за опори-лапи, та корпус який через підшипники опирається на вал малюнок 4.8

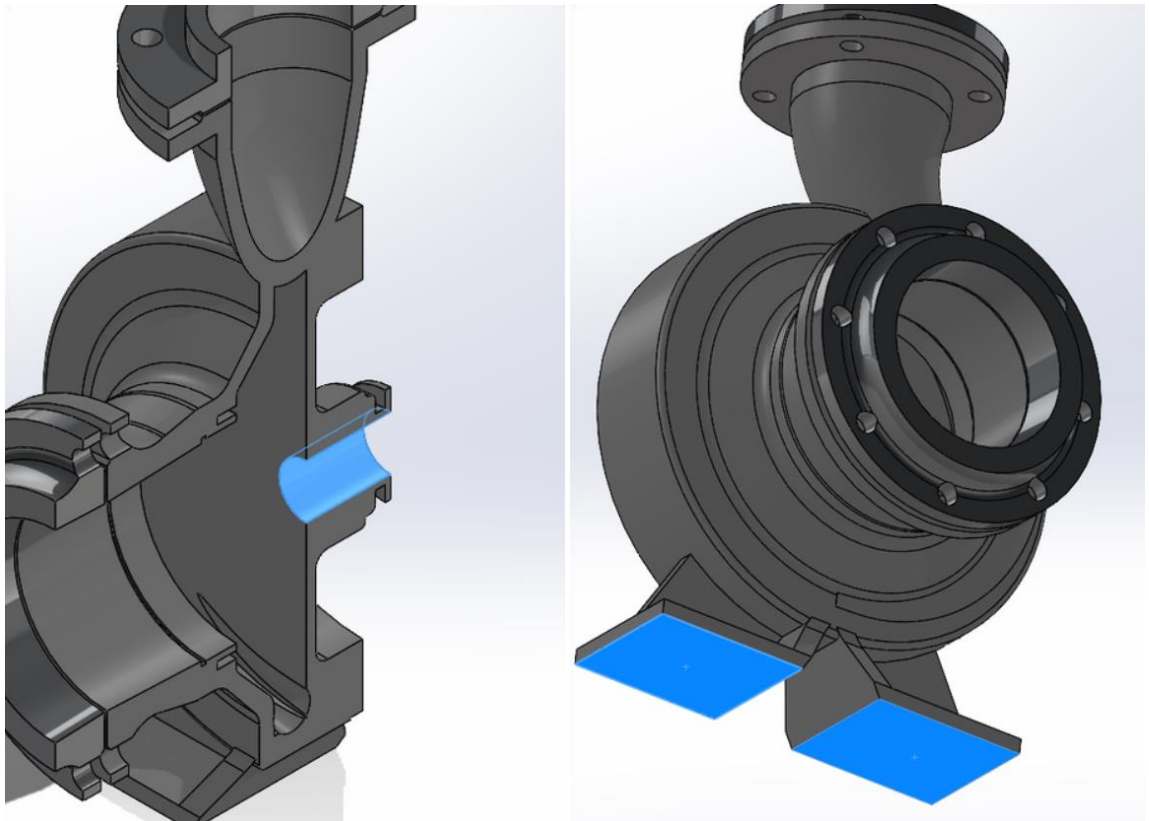


Рисунок 4.8 – Граничні умови за переміщеннями: жорсткі закріплення.

Виставлені такі зовнішні навантаження як: внутрішній тиск на вході, на виході, температура, сила тяжіння, та дві сили тиску які зумовлені трубопроводом малюнок 4.9

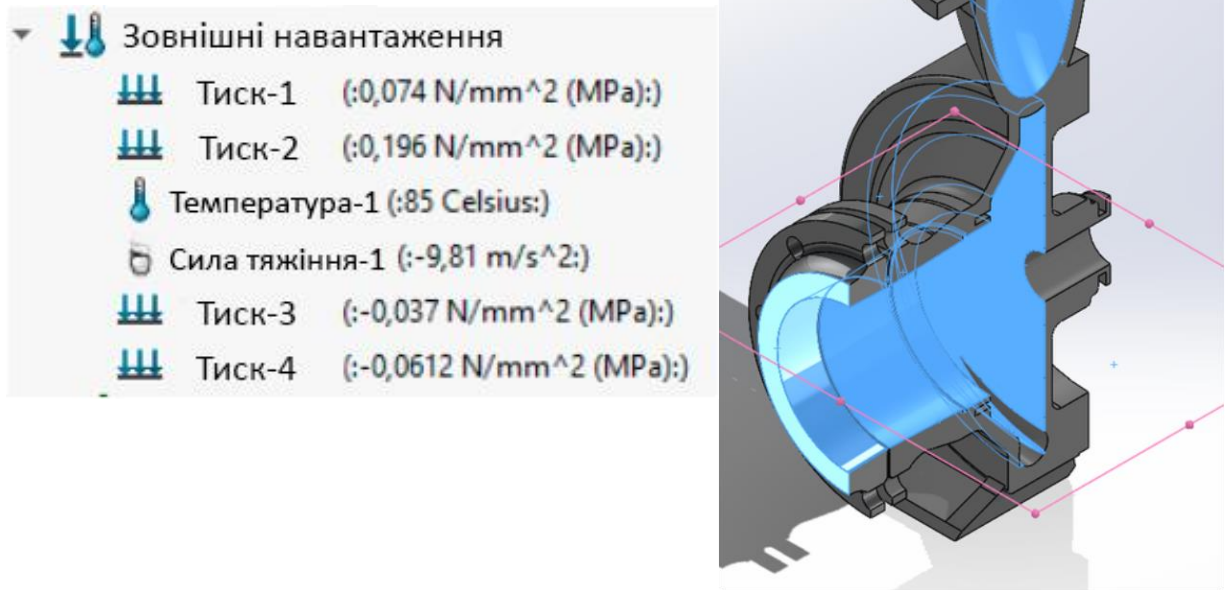


Рисунок 4.9 – Граничні силові умови: зовнішні навантаження-тиски.

Вхідний тиск-тиск на вході у робоче колесо $P_{\text{вх}}=0,074\text{Мпа}$

Робочий тиск:

$$P = \rho \cdot g \cdot H \quad (4.3)$$

$$P = 1100 \cdot 9.81 \cdot 20 = 196000 \text{ Па}$$

Сили тиску зумовлені трубопроводом який тисне на патрубкі.

Вхідний патрубок:

$$P_{\text{вх}} = - \frac{p_{\text{розр}}}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \quad (4.4)$$

$$P_{\text{фа}} = - \frac{74000}{\left(\frac{0,260}{0,150}\right)^2 - 1} = 37000 \text{ Па}$$

Вихідний патрубок:

$$P_{\text{вих}} = - \frac{p_{\text{розр}}}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}$$

$$P_{\text{вих}} = - \frac{196000}{\left(\frac{0,205}{0,100}\right)^2 - 1} = 61200 \text{ Па}$$

Розрахунок напірного патрубку

Схема патрубка наведена на рисунку 4.10

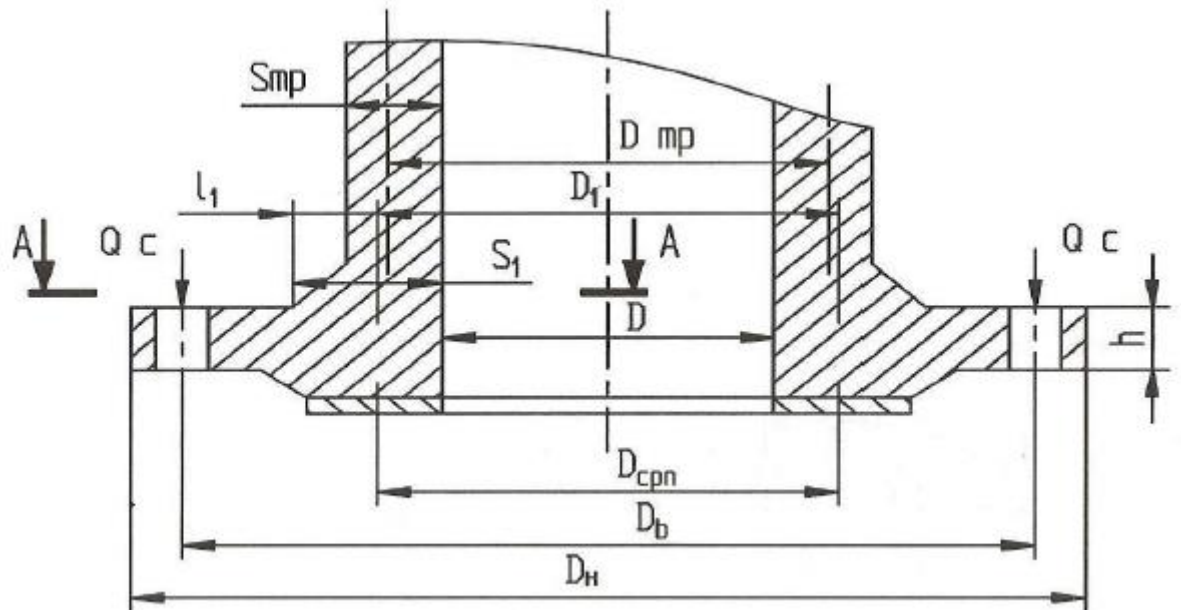


Рисунок 4.10 – Схема патрубка

Розрахункове зусилля, що діє на шпильки, обчислюється по формулі:

$$Q_c = Q_o + xP \text{ (кгс)} \quad (4.5)$$

$$Q_{c1} = 19563 + 0,1 \cdot 4863 = 20049 \text{ (кгс)}$$

$$Q_{c0} = 13783 + 0,1 \cdot 2414 = 14024 \text{ (кгс)}$$

Де Q_o – зусилля початкового затягування шпильок, кгс;

$x = 0, 1-1$ – коефіцієнт, що враховує навантаження з паронітоврї прокладки;

P – зовнішнє зусилля, що діє на фланцеве з'єднання.

$$Q_o = \pi \cdot b \cdot q_o \text{ (кгс)} \quad (4.6)$$

Де $D_{срп} = 12,4$ см – середній діаметр прокладки;

$b = 2,95$ см – ширина прокладки

$q_0 = 100 + P_k = 100 + 20 = 120 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$ - мінімальний тиск обтиснення,
що забезпечує герметичність у робочих умовах;

$$Q_0 = 3,14 \cdot 12,4 \cdot 2,95 \cdot 120 = 13783 \text{ (кгс)}$$

$$Q_1 = 3,14 \cdot 17,6 \cdot 2,95 \cdot 120 = 19563 \text{ (кгс)}$$

$P_k = 20 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ - граничний тиск насоса.

$$P = 0,785 \cdot D_{\text{срн}}^2 \cdot P_k$$

$$P_0 = 0,785 \cdot 12,4^2 \cdot 20 = 2414 \text{ (кгс)}$$

$$P_1 = 0,785 \cdot 17,6^2 \cdot 20 = 4863 \text{ (кгс)}$$

Найнебезпечнішим з погляду міцності перетинів патрубків є перетин у місці від фланця до труби

Напруга вигину в небезпечного перерізі обчислюється по формулі:

$$\sigma = \frac{6 \cdot \eta \cdot Q_c \cdot l_1}{\pi \cdot D_1 \cdot S_1^2} \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right) \quad (4.7)$$

Де η - коефіцієнт враховуючий, що частина моменту сприймається поворотною деформацією фланця;

$L_1 = 4,5$ см - відстань від центра перетину А-А до осі шпильок;

$D_1 = 11$ см - середній діаметр труби в перетині А-А;

$S_1 = 3$ см - ширина підставки конічної шийки фланця.

$$\sigma = \frac{6 \cdot 0,85 \cdot 20049 \cdot 4,5}{\pi \cdot 11 \cdot 3^2} = 1479 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Значення коефіцієнта η - обчислюється по формулі:

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{h}{S_{\text{ср}}} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot S_{\text{ср}}}{D_{\text{ТР}}} \cdot \lg \frac{D_H}{D}} \right]^{-1} \quad (4.8)$$

Де $h = 1,5$ см - товщина фланця.

$S_{cp} = 0,5(S_1 + S_{mp}) = 0,5(3 + 0,75) = 1,875(\text{см})$ – середня товщина труби на конічній ділянці

$S_{mp} = 0,75$ см – товщини стінки трубки

$D_{mp} = 10$ см – середній діаметр труби

$D_n = 20,5$ см – зовнішній діаметр фланця

$D = 10$ см – внутрішній діаметр фланця

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{1,5}{1,875} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,875}{10} \cdot \lg \frac{20,5}{10}} \right]^{-1} = 0,87$$

Умова міцності напірного патрубку

$$\sigma = 1479 \text{ (кгс/см}^2\text{)} < 0,8\sigma = 0,8 \cdot 2000 = 1600 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

Висновок: умова міцності виконується.

4.4 Числове моделювання різьбових з'єднань.

Розробка обладнання в сучасних умовах вимагає використання комп'ютерних програм для оптимізації процесу, зменшення часу та витрат матеріалів, а також спрощення виконання різних завдань, таких як розроблення технічної документації та проведення різноманітних розрахунків. Однією з таких програм є SolidWorks з модулем Simulation, який дозволяє аналізувати міцність, жорсткість, стійкість та витривалість виробів. Для дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань, таких як бурильні або насосно-компресорні труби, необхідно мати вихідні дані про геометрію моделі, властивості матеріалу та скінченні елементи, а також налаштувати програму. Проте, дослідження різьбових з'єднань може бути складним через складність розрахунку 3D моделей. Тим не менш, можна використовувати осесиметричні постановки зі спрощеннями, що дозволяє прискорити процес розрахунку без втрати точності[8].

Модель різьбового з'єднання у SolidWorks створена як складна деталь з двох тіл для забезпечення спряження контактних поверхонь різьби. Вона уникне вільного поступального зміщення ніпеля та муфти і забезпечить потрібний натяг. Алгоритм, що використовується, імітує рух та деформацію деталей через посадку з натягом, але при цьому не враховує осьове зміщення ніпеля, замінюючи його збільшенням діаметру кінцевого кінця. Для аналізу напружено-деформованого стану різьбових з'єднань можна використовувати величину натягу опорних торців ніпеля та муфти, або імітувати момент згвинчування за допомогою введення ділянки матеріалу з високим коефіцієнтом теплового розширення. Такий підхід дає змогу адекватно моделювати з'єднання та дозволяє врахувати вплив різних факторів на його характеристики [8].

Формула для визначення моменту згвинчування різьбових з'єднань:

$$M_z = (F_t \cdot D_k \cdot \mu_s \cos \alpha + D_p \cdot \mu_l) \quad (4.9)$$

M_z – момент згвинчування різьби штанг;

F_t – сила попереднього затягнення;

D_k – середній діаметр різьби;

D_p – середній діаметр контактної поверхні торця муфта – ніпель;

μ_s – коефіцієнт тертя бокових поверхонь різьбових пар;

μ_l – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель;

α – половина кута профілю різьби.

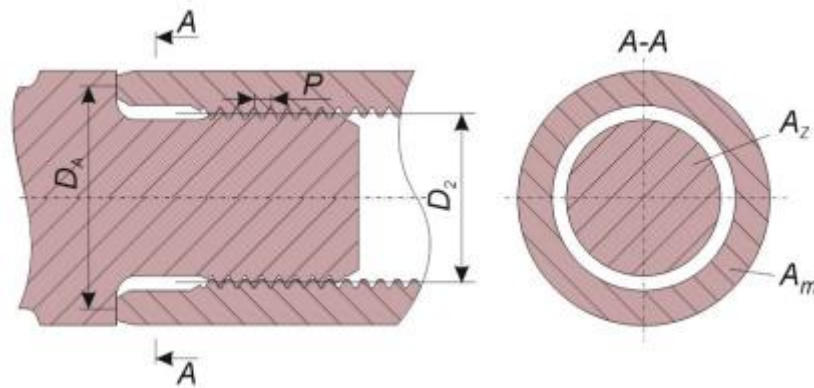


Рисунок 4.11 – Розрахункова схема різьби насосної штанги

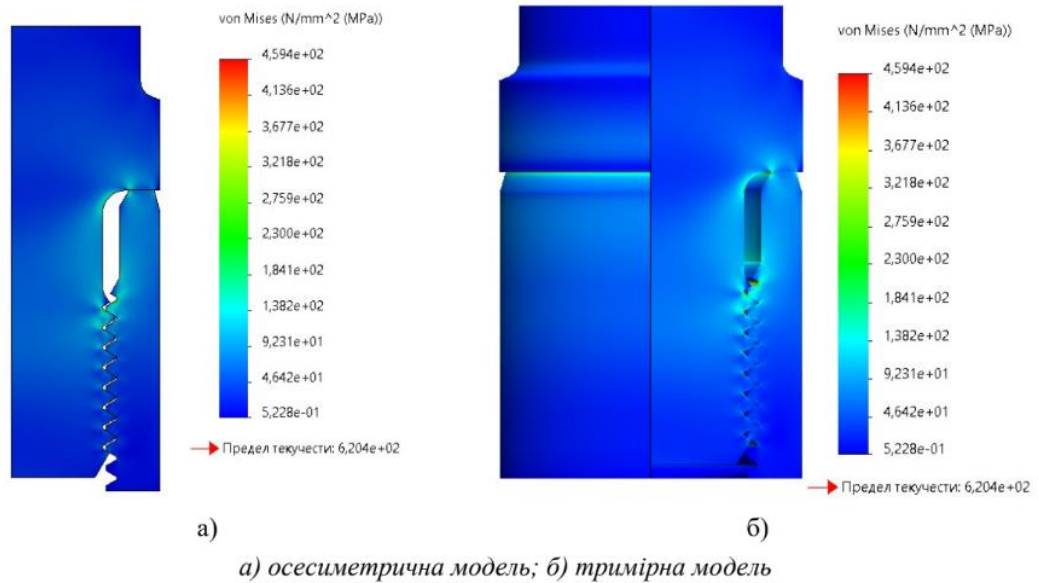


Рисунок 4.12 – Розподіл еквівалентних напружень у різьбовому з'єднанні з літератури [8]

4.5 Симуляційний напружено-деформівний стан для оптимізації товщини корпусу насосу

Під час роботи циркулюючого насоса гарячої води через його унікальну структуру та важкі умови експлуатації часто виникають проблеми концентрації напружень і змін гідравлічних характеристик внаслідок теплових деформацій твердої структури. Це може вплинути на стабільність та надійність роботи насоса або навіть призвести до серйозних аварій. Тому дослідження міцності корпусу насоса, яке може забезпечити теоретичну основу для надійного проектування насоса гарячої води, є невід'ємною частиною.[19]

Структура корпусу насоса гарячої води повинна витримувати тиск переносу середовища і водночас витримувати певне температурне навантаження. Звичайний метод перевірки міцності не може відповісти на вимоги. Однак дослідження механічної структури, зазвичай, обмежується нормальною температурою.

Це дослідження зосереджено на структурному аналізі корпусу центробіжного насоса за допомогою методів симуляції. Вивчалось вплив різних товщин корпусу на напруження, деформацію та переміщення в критичних зонах. Було створено та розмежовано тривимірну модель корпусу в спеціалізованому програмному забезпеченні. У цих симуляціях на внутрішні поверхні корпусу застосовувалося постійний тиск води. Як показано на рисунку 1, модель демонструє центробіжний насос з його сіткою та граничними умовами. У дослідженні розглядалися п'ять різних товщин корпусу: 1 мм, 2 мм, 3 мм, 4 мм та 5 мм. Насос виготовлявся з різних матеріалів, включаючи алюмінієвий сплав, кераміку та чавун GG 25, проте для корпусу насоса в цьому дослідженні було обрано литу нержавіючу сталь. Властивості цього матеріалу деталізовано у таблиці 1. Під час симуляції на внутрішні поверхні корпусу накладалося рівномірне внутрішнє тиск 2.117 МПа, щоб імітувати тиск води при максимальних робочих умовах. Аналіз зосереджувався на критичних зонах та механічних властивостях корпусу, зокрема вивчав зв'язок між товщиною корпусу та його механічними характеристиками.[17]

Властивості	Значення
Модуль пружності	190 ГПа
Коефіцієнт Пуассона	0.26
Модуль зсуву	79 ГПа
Густина маси	7700 кг/м ³

Таблиця 4.13 – Властивості матеріалу литої нержавіючої сталі, що використовуються в симуляції

Було проведено тест на чутливість до сітки для 3D моделі відцентрового насоса з сіткою, щоб визначити відповідний розмір сітки, який забезпечує послідовний і точний результат механічного аспекту. У цьому дослідженні було розглянуто п'ять розмірів сітки в тесті на чутливість до сітки, і залежність напруги від розміру сітки показана на рисунку 4.14 Тест

на чутливість до сітки показав, що розмір сітки 5,5 мм переоцінює напругу в структурному аналізі. Розмір сітки в діапазоні від 5,6 до 5,9 мм показує збіжність результатів моделювання. Тому в цьому дослідженні було використано розмір сітки 5,8 мм.

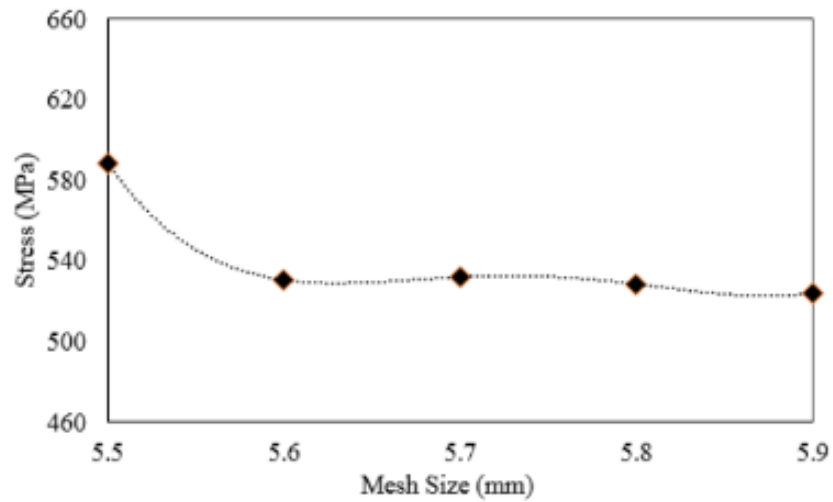


Рисунок 4.14 – Тест чутливості сітки для різних розмірів сітки

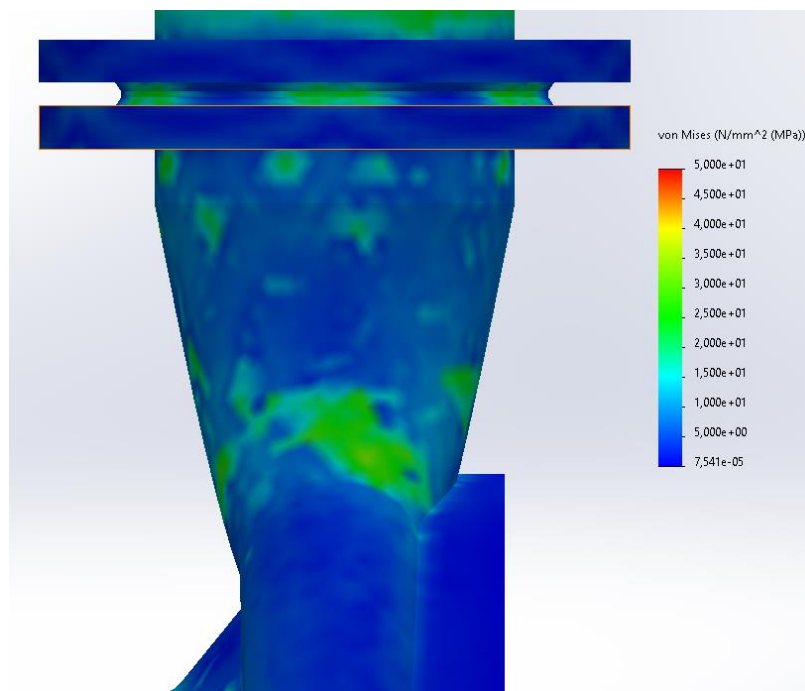


Рисунок 4.15 – Критична область і розподіл еквівалентних за IV теорією міцності напружень у корпусі відцентрового насоса.

На рисунку 4.15 показано критичну область напруги в корпусі відцентрового насоса. Максимальна напруга зосереджена в зоні перетину між випускним соплом і корпусом. Ця зона перетину відокремлює випускне сопло від відсіку робочого колеса. Тому ця область була критичною і потребувала уваги при проектуванні корпусу насоса. Товщина корпусу в цьому дослідженні проектувалася від 1 мм до 5 мм. Зміни товщини призвели до варіацій механічних аспектів (таблиця 4.16).

Товщина труби (мм)	Напруження (МПа)	Переміщення (мм)	Деформація
1	598.79	0.6478	0.0022
2	531.28	0.6462	0.0020
3	528.54	0.6458	0.0019
4	479.08	0.6453	0.0018
5	442.82	0.6451	0.0018

Таблиця 4.16 – Результати моделювання для різних товщин обсадної труби в критичній області

Результати моделювання показали, що збільшення товщини корпусу поступово знижувало напругу, переміщення та деформацію. Тонкий корпус (1 мм) витримав найвищу напругу 598,87 МПа. Напруга зменшується майже на 11% при товщині 2 мм. Збільшення товщини до 5 мм призвело до зниження напруги на 26%. Це вказує на те, що товщина корпусу є значним фактором проектування. Подібним чином, використання товщини 5 мм також призвело до зниження деформації (18%).[17]

Напруга в критичній області поступово зменшується при збільшенні товщини корпусу від 1 мм до 5 мм. Напруга демонструє лінійну залежність від товщини. Значення R-квадрат (0,95) вказує на те, що лінійна залежність добре відповідає даним. Крім того, переміщення та деформація демонструють поліноміальну поведінку у відповідь на зміни товщини. Значення R-квадрат для обох графіків становить 0,97, що означає 97%

відповідності даних. Переміщення та деформація злегка зменшуються зі збільшенням товщини корпусу. Ця ситуація вказувала на те, що опір переміщенню або деформації для товстого корпусу кращий, ніж для тонкого корпусу насоса. Використання товщини 4 мм і 5 мм показує незначне відхилення в переміщенні (0,03% різниці) і деформації.

4.6 Модифікація геометрія фланцевих з'єднань на основі симуляційної моделі.

4.6.1 Результати моделювання методом скінчених елементів вихідної конструкції.

В процесі моделювання відцентрового насоса в програмному забезпеченні SolidWorks Simulation отримано епюри напружень еквівалентної деформації von Mises (МПа) рисунок 4.17, (максимальне значення 208 МПа)

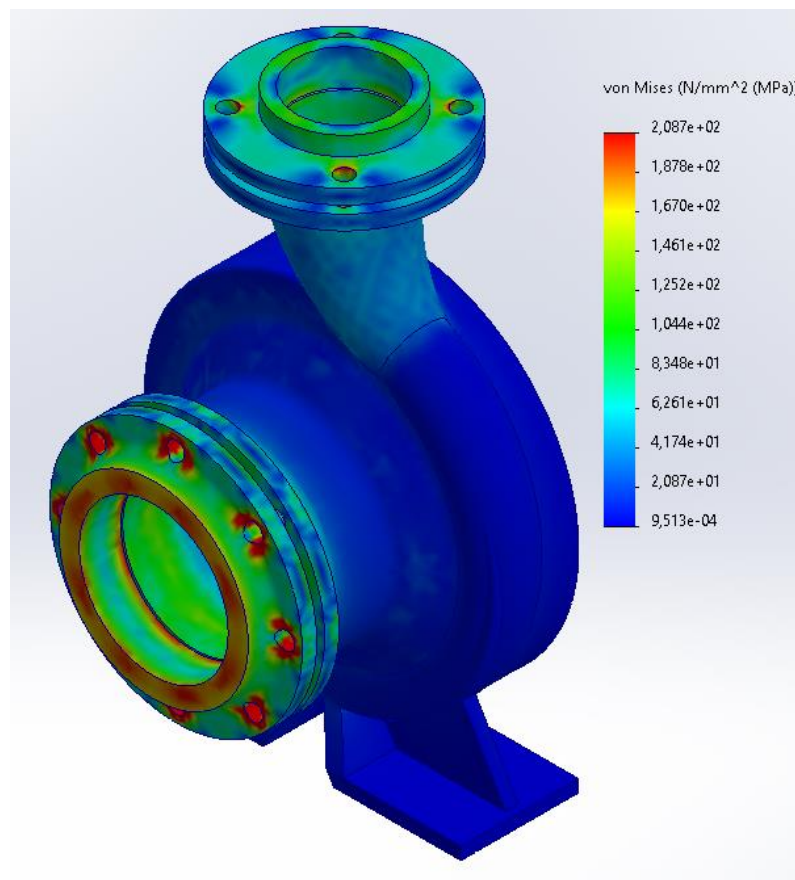


Рисунок 4.17 – von Mises Напруження на немодифікованому насосі

4.6.2 Рекомендовані зміни в геометрії

Найбільш напруженими є всос і вихід, результати показали великі напруження на фланцях, були проведені оптимізаційні заходи для підвищення надійності та ефективності фланцевих з'єднань на вхідному та вихідному отворах насоса. Зокрема, була змінена кількість шпильок з 8 до 12 на вхідному фланці, та з 4 до 6 на вихідному фланці. Крім того, паранітові прокладки були замінені на латунні Л63 ДСТУ ГОСТ 15527:2005.

Внесені зміни на рисунку 4.18. Ці зміни були спрямовані на зміцнення фланцевих з'єднань, які виявилися слабким місцем конструкції під час попередніх тестів. Збільшення кількості шпильок допомогло рівномірніше розподілити навантаження по поверхні фланця, що зменшило ризик виникнення деформацій та поломок. Замінення паранітових прокладок на латунні покращило герметичність з'єднань та підвищило їхню стійкість до високих температур і тиску.

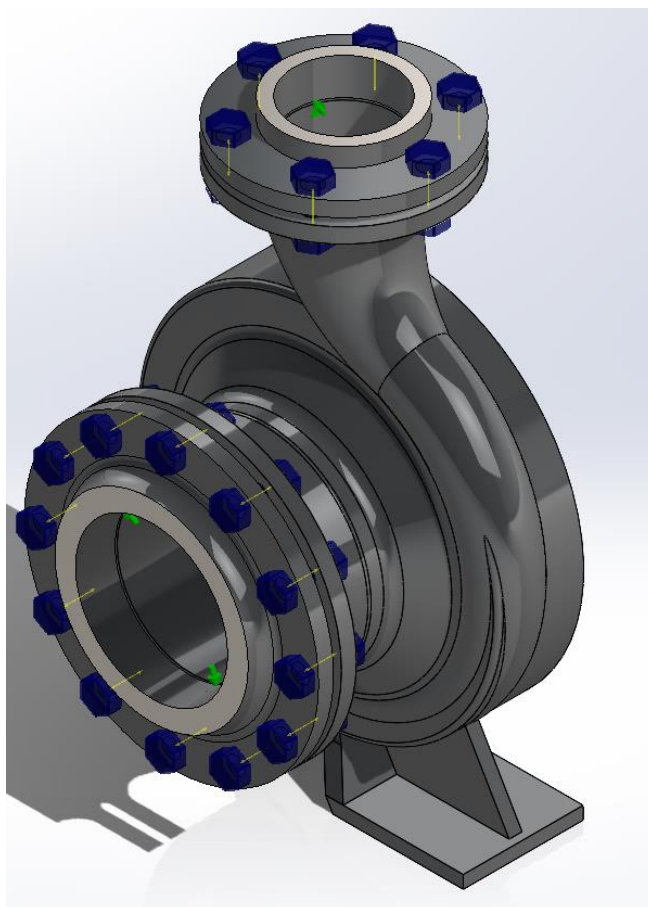


Рисунок 4.18 – Модифікована твердотільна модель з болтами

Результати симуляції показали, що на один болт приходить менше нагузки, бо ми пропорційно знизили навантаження на кожний болт, і це позитивно сприяло до більш рівномірного тиску між фланцевими тарілками. Після внесення цих змін напруження в критичних областях фланців значно зменшилось, значним чином розвантажилися фланці рисунок 4.17, що позитивно вплинуло на загальну міцність конструкції насоса. Таким чином, проведені оптимізаційні заходи дозволили усунути слабкі місця фланцевих з'єднань та забезпечити більш надійну і ефективну роботу насоса.

4.6.3 Результати моделювання методом скінчених елементів модифікованої конструкції

Очевидно, що корпус насосу сам по собі достатньо міцний, рисунок 4.19, 4.20 – показано, що напруження прикладене до поверхонь мало розповсюджується по товщині.

Номінально допустиме напруження для елементів:

$$[\sigma] = \frac{200}{2.6} = 76.9 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_2] = \frac{200}{2.6} \cdot 1.3 = 100 \text{ МПа}$$

Розглянено не повну конструкцію, а та яка знаходиться під дією некомпенсованого надлишкового тиску, тиск внутрішній тому ми використовуємо другу групу напружень з коефіцієнтом 1.3 до базового допустимого напруження. Ці напруження є важливими для визначення міцності і надійності насоса. Вони включають в себе:

σ_m — загальні мембранні напруження, викликані дією механічних навантажень, нормальні до розглянутого перетину, розподілені по всьому перетину та рівні середньому значенню напружень у даному перетині.

σ_{mL} — місцеві мембранні напруження, викликані дією механічних навантажень. Мембранні напруження належать до категорії місцевих, якщо розміри зони, в межах якої напруження перевищують $1,1 [\sigma]$

σ_b — загальні вигинні напруження, викликані дією тиску та механічних навантажень, змінюються від максимального позитивного значення до

мінімального негативного значення по всьому перетину та призводять до вигину корпусу посудини або трубопроводу в цілому.

σ_{bL} — місцеві згинальні напруження, викликані дією крайових сил та моментів від механічних навантажень.

σ_T — загальні температурні напруження, що виникають при нерівномірному розподілі температури по об'єму елемента або через різницю коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів, призводять у граничному випадку до допустимих залишкових змін форми та розмірів конструкції.

σ_{TL} — місцеві температурні напруження, що виникають при нерівномірному розподілі температури по об'єму елемента або через різницю коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів, які не можуть викликати недопустимих залишкових змін форми та розмірів конструкції.

σ_K — напруження компенсації, викликані обмеженням вільного розширення або стиснення труб. До цих напружень входять напруження розтягу або стиску σ_{km} , σ_{kb} і τ_{ks} .

σ_{mw} — середні напруження розтягу по перетину болта або шпильки, викликані механічними навантаженнями (з урахуванням або без урахування затягування).

τ_{sw} — напруження вигину в болтах і шпильках.

$(\sigma)_1$ — група приведених напружень, визначена як сума складових загальних мембранних напружень.

$(\sigma)_2$ — група приведених напружень, визначена як сума складових загальних та місцевих мембранних і загальних вигинних напружень.

$(\sigma)_{3w}$ — група приведених напружень, визначена як сума складових загальних напружень у болтах або шпильках і напружень розтягу, викликаних механічними навантаженнями з урахуванням затягування, та напружень вигину.

$(\sigma)_{4w}$ — група приведених напружень від механічних і сейсмічних впливів, визначена як сума складових загальних мембранних напружень.

$(\sigma_s)_1$ – група приведених напружень від механічних і сейсмічних впливів, визначена як сума складових загальних і місцевих мембранних та загальних вигинних напружень.

$(\sigma_s)_2$ – група приведених напружень від механічних і сейсмічних впливів, визначена як сума складових загальних напружень у болтах або шпильках і напружень розтягу, вигину та кручення.

Плоска стінка насоса (дальня) рисунок 4.21 – достатньо підсилена приєднувальними одиницями, вона достатньо міцна, еквівалентне напруження за четвертою теорією міцності напружень не перевищує 10 МПа і це є достатньо

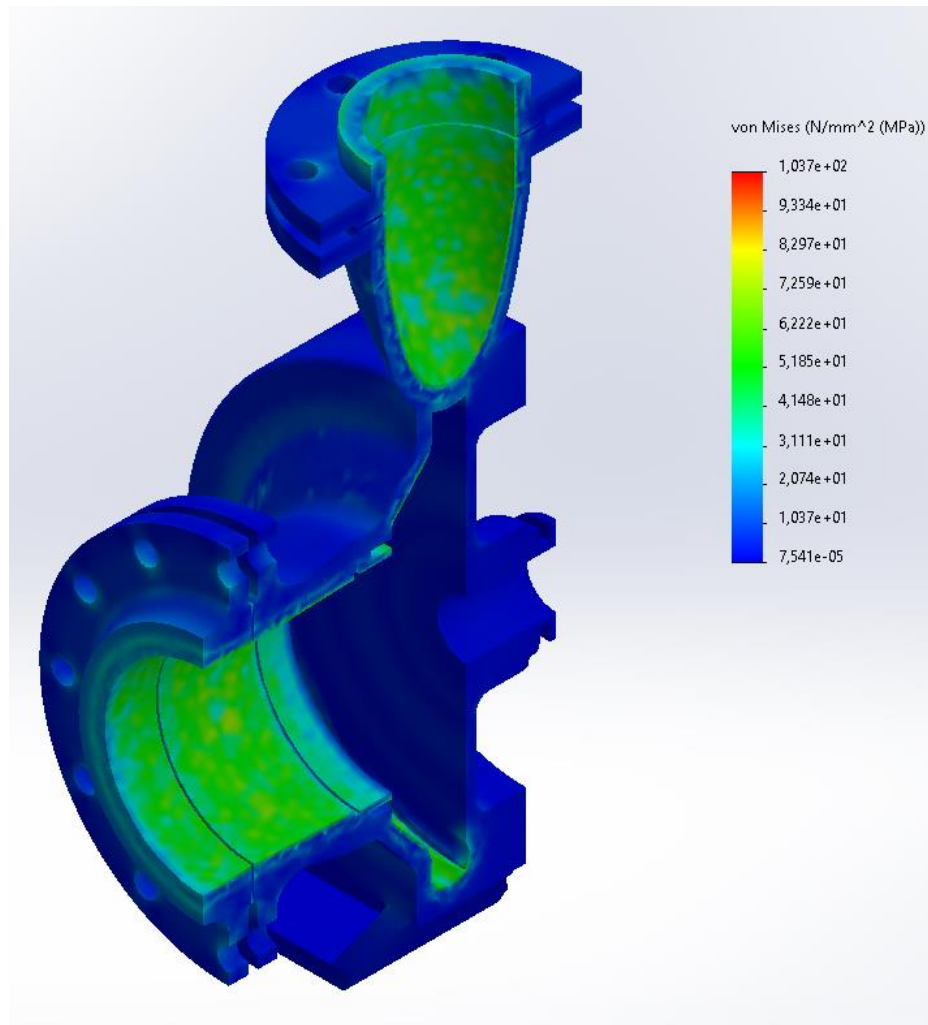


Рисунок 4.19 – Еквівалентні за IV теорією міцності напруження в розрізі моделі корпусу насоса, МПа.

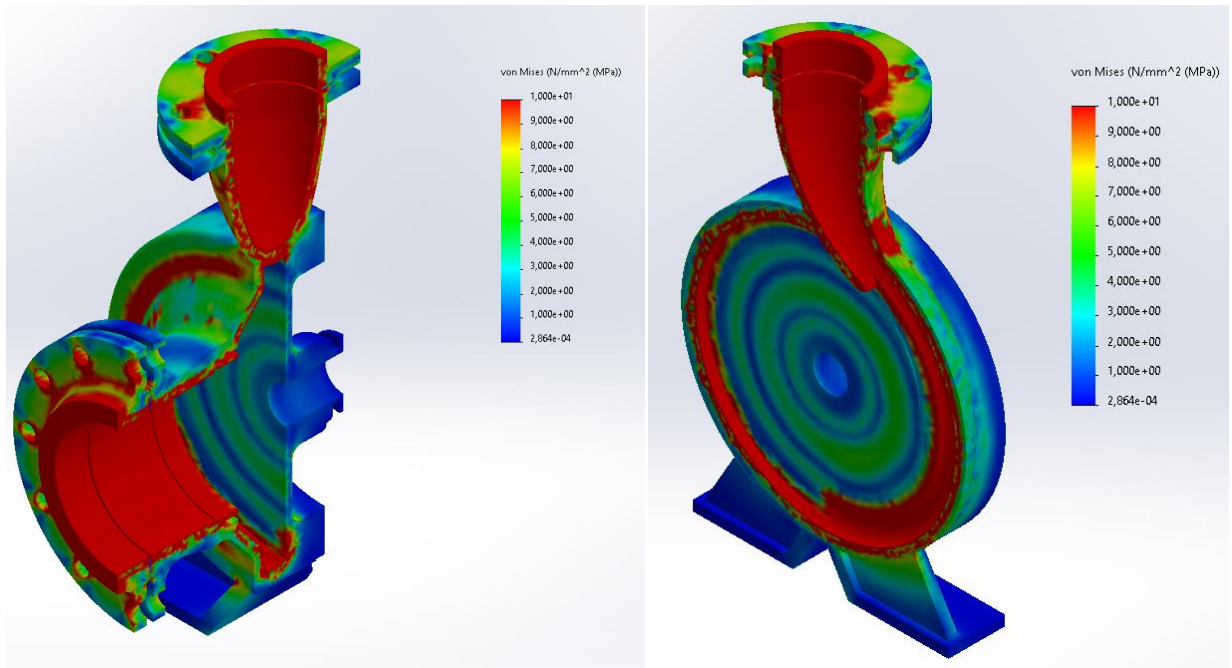


Рисунок 4.20 – Еквівалентні за IV теорією міцності напруження в розрізі моделі корпусу насоса, МПа (обмежено максимум до 10 МПа)

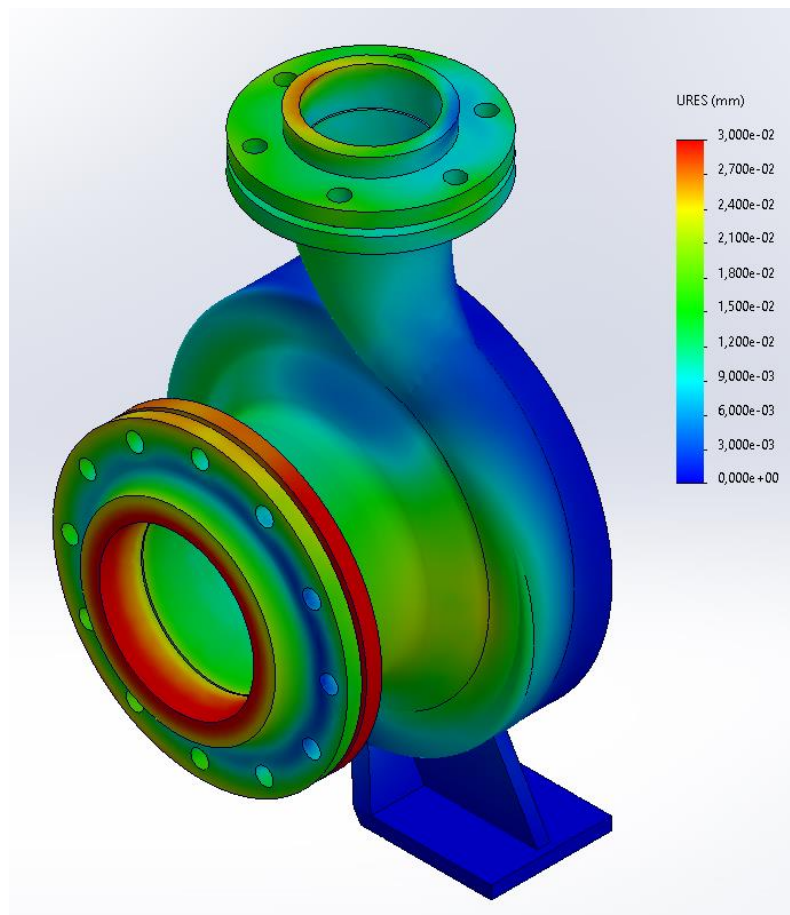


Рисунок 4.22 – Епюра статичних загальних лінійних переміщень.

4.7 Висновок

Виконана в кад системі SolidWorks тривимірна модель насоса, цю модель спрощено до твердотільної моделі навантаженої частини корпусу, твердотільну одель було розбито на трикутні скінчені елементи, до ансамбля скінчених елементів моделі прикладено граничні умови силові у вигляді тиску, та кінематичні умови закріплення. Розв'язується статична задача теорії пружності. В моделі враховано різьбові з'єднання та області при'єднань. На основі скінчено елементної моделі було виконано варіацію. Збільшення тарілки фланця моглоб зміцнити конструкцію, проте підвищення кількості болтів виявилося достатньо ефективно.

ВИСНОВКИ

У цій роботі досліджено засади проектування та розрахунку конструкції насоса для перекачування води. Розглянуто основну конструктивну схему насоса, яка включає робоче колесо, вал, підшипники, ущільнення валу, всмоктуючий та напірний патрубки, а також фундаментну опору. Гідравлічні розрахунки виконано з урахуванням зовнішнього діаметра робочого колеса, ефективності, гідродинамічних сил та кавітаційних явищ. В результаті визначено геометрію робочого органу насоса, його повний ККД та розподіл осьових і радіальних сил. Для приводу насоса потужністю 7,5 кВт вибрано відповідні компоненти: корпус, статор, ротор, вал, підшипники. Елементи насоса розраховано на міцність за інженерними методиками, включаючи визначення товщини валу та кінцевого ущільнення, а також розрахунки з'єднань і довговічності підшипників. У системі SolidWorks створено тривимірну модель насоса, яку спрощено до твердотільної моделі навантаженої частини корпусу. Модель розбито на трикутні скінчені елементи, до яких застосовано граничні умови у вигляді тиску та закріплення. Виконано статичний аналіз на основі теорії пружності, враховуючи різьбові з'єднання та області приєднань. Проведено варіаційний аналіз, що збільшення кількості болтів виявилось достатньо ефективним. Таким чином, в роботі комплексно розглянуто всі етапи проектування, розрахунків та моделювання насоса, що дозволяє забезпечити його надійність та ефективність у роботі.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

- 1 Analysis of the Accuracy of Manufacturing of Shaft Surfaces and Cylindrical Keyed Joint Holes / O. A. Leonov et al. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2023. Vol. 52, S2. P. S126–S131. URL: <https://doi.org/10.1134/s1052618823100084> (date of access: 22.05.2024).
- 2 A new model to predict the head degradation of centrifugal pumps handling highly viscous flows / E. M. Ofuchi et al. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2020. Vol. 187. P. 106737. URL: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106737> (date of access: 24.05.2024).
- 3 Boutoutaoua, H., Bouaziz, M., and Fontaine, J.F., Modeling of interference fits taking form defects of the sur-faces in contact into account, *Mater. Des.*, 2011, vol. 32, no. 7, pp. 3692–3701. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.03.059>
- 4 Doll G. *Rolling Bearing Tribology: Tribology and Failure Modes of Rolling Element Bearings*. Elsevier, 2022.
- 5 Edi Saputra E. S., Fitriadi N. Strength Analysis Plastic Deformed Centrifugal Pumps. *Jurnal Inotera*. 2021. Vol. 6, no. 1. P. 46–51. URL: <https://doi.org/10.31572/inotera.vol6.iss1.2021.id136> (date of access: 22.05.2024).
- 6 Effect of vertical stacking dies on flow behavior of epoxy molding compound during encapsulation of stacked-chip scale packages / C. Y. Khor et al. *Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 46, no. 11-12. P. 1315–1325. URL: <https://doi.org/10.1007/s00231-010-0661-z> (date of access: 24.05.2024).
- 7 Erokhin, M.N., Leonov, O.A., Shkaruba, N.Zh., Amelin, S.S., and Bodunov, D.M., Application of dimensional analysis for calculating the total misalignment between a seal and a shaft, *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2021, vol. 50, no. 6, pp. 524–529. <https://doi.org/10.3103/S1052618821060066>
- 8 Features of the study of threaded joints using the finite element method / O. Y. Faflei et al. *Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas*. 2021. No. 1(50). P. 62–69. URL: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1\(50\)-62-69](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69) (date of access: 22.05.2024).

- 9 Gülich J. F. *Centrifugal Pumps*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2010. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-12824-0>.
- 10 Gülich J. F. *Centrifugal Pumps*. Cham : Springer International Publishing, 2020. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4> (date of access: 22.05.2024).
- 11 Impact of Design Parameters on the Performance of Centrifugal Pumps / M. E. Matlakala et al. *Procedia Manufacturing*. 2019. Vol. 35. P. 197–206. URL: <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2019.05.027> (date of access: 24.05.2024).
- 12 Justification of Keyed Joint Fits / O. A. Leonov et al. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2022. Vol. 51, no. 6. P. 548–553. URL: <https://doi.org/10.3103/s1052618822060073> (date of access: 22.05.2024).
- 13 Li, Q., Yang, L., Zhao, W., Shi, Zh., and Liu, Zh., Design of positioning mechanism fit clearances based on-orbit re-orientation accuracy, *Appl. Sci.*, 2019, vol. 9, no. 21, p. 4712. <https://doi.org/10.3390/app9214712>
- 14 Munteanu M. G., De Bona F., Bressan* F. Shaft design: A semi-analytical finite element approach. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2017. Vol. 46, no. 2. P. 184–195. URL: <https://doi.org/10.1080/15397734.2017.1322976> (date of access: 22.05.2024).
- 15 NGUYEN V. T. T., VO T. M. N. *Centrifugal Pump Design: An Optimization*. *The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics*. 2022. Vol. 17. P. 136–151. URL: <https://doi.org/10.55549/epstem.1176074>.
- 16 Repcic, N., Saric, I., and Muminovic, A., Software for calculation and analysis of ISO system of tolerances, de-viations and fits, *Ann. DAAAM Proc.*, 2012, vol. 23, no. 1, pp. 195–198.
- 17 Simulation Analysis of The Thickness Effect Towards Mechanical Aspects in The Design of Centrifugal Pump Casing / C. Y. Khor et al. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 864. P. 012192. URL: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/864/1/012192>.
- 18 Strength analysis of a large centrifugal dredge pump case / P. Guangjie et al. *Engineering Failure Analysis*. 2009. Vol. 16, no. 1. P. 321–328. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.05.015> (date of access: 22.05.2024).

19 Study of the volute inlet width effect on structural strength of hot water circulating pump / F. Xue et al. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2018. Vol. 163. P. 012109. URL: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/163/1/012109> (date of access: 22.05.2024).

20 Thermal Fluid-Structure Interaction in the Effects of Pin-Through-Hole Diameter during Wave Soldering / M. S. A. Aziz et al. Advances in Mechanical Engineering. 2014. Vol. 6. P. 275735. URL: <https://doi.org/10.1155/2014/275735> (date of access: 24.05.2024).

21 Yao, H.X., Miao, E.M., and Niu, P.C., Selection of hole and axle interference fit tolerance, Appl. Mech. Mater.,2011, vols. 80–81, pp. 475–479.<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.80-81.475>

22 Алямовский А. А. SolidWorks Simulation.Инженерный анализ для профессионалов: зада-чи, методы, рекомендации. М.: ДМК Пресс,2015. 562 с.

23 ГОСТ 13877-96 Штанги насосні й муфти штангові. Технічні умови

24 Копей В. Б. Скінченно-елементний ана-ліз та оптимізація різьбових з'єднань. Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування : збірник нау-кових праць. 2010. № 58. С. 42–47.

25 НП 306.2.227-2020 Загальні вимоги безпеки до улаштування та експлуатації обладнання й трубопроводів атомних станцій

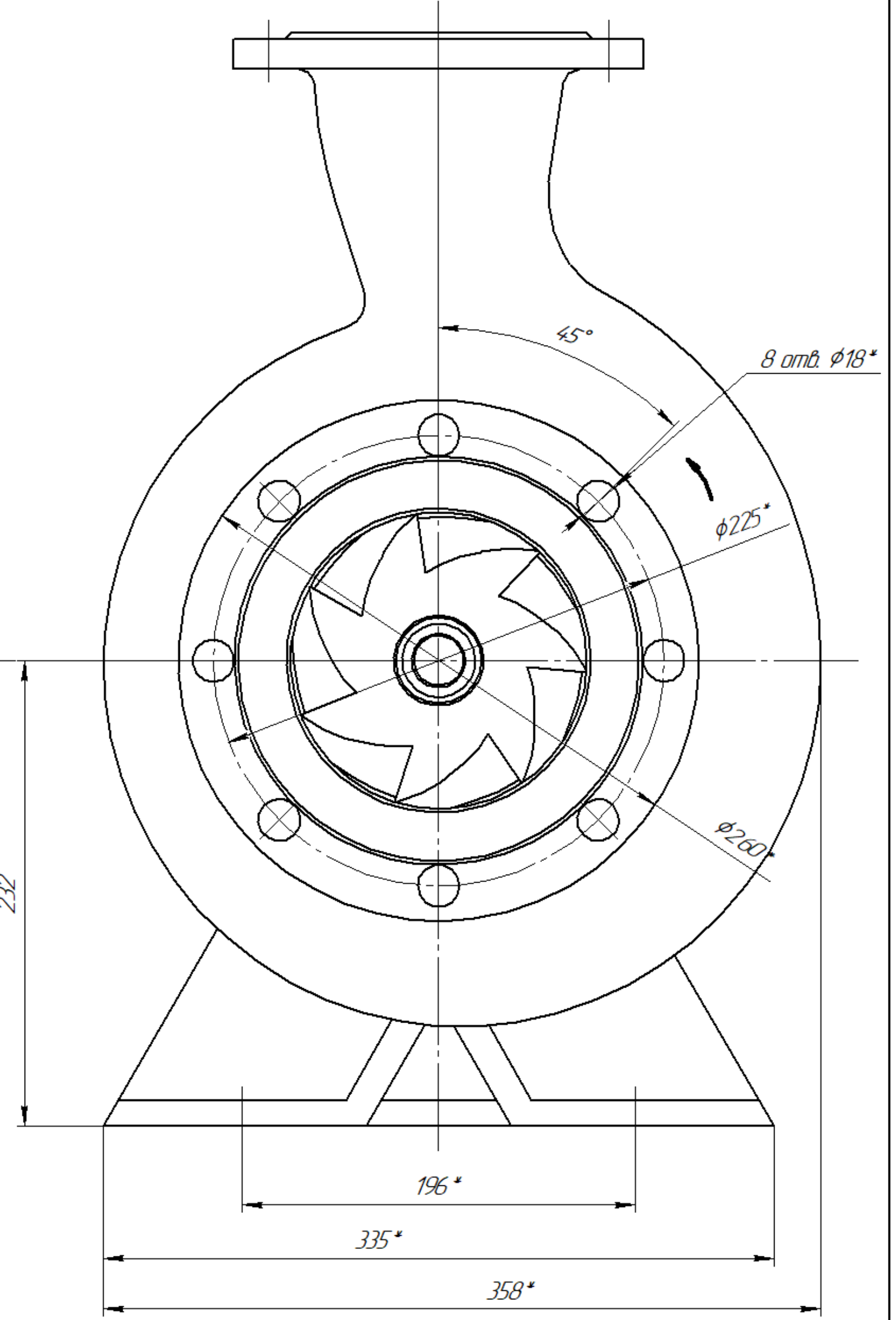
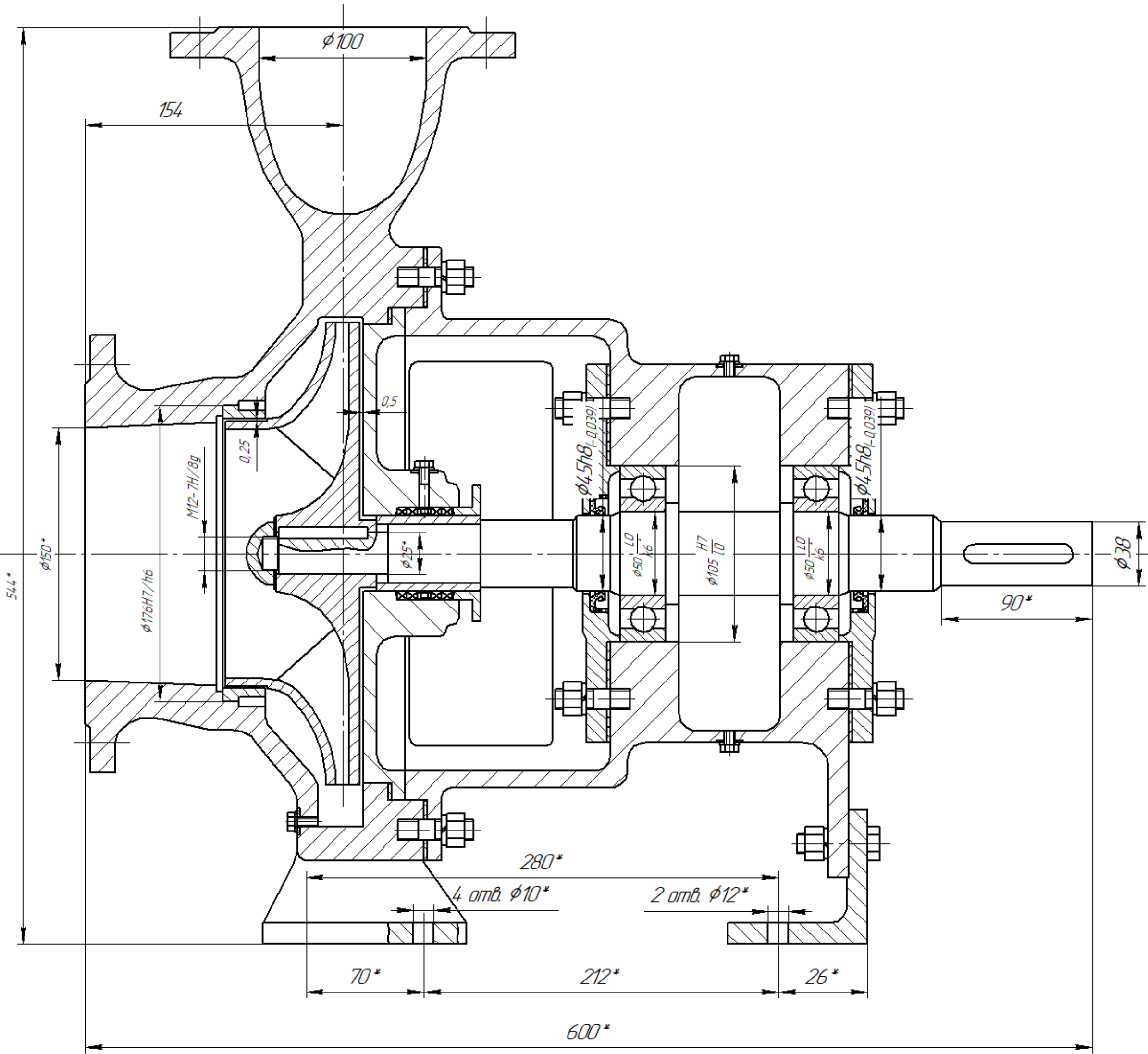
26 СОУ НАЕК 158:2020 Забезпечення технічної безпеки. Технічні вимоги до влаштування та безпечної експлуатації обладнання і трубопроводів атомних електричних станцій з реакторами ВВЕР

27 Козяр М.М Фещук Ю.В Парфенюк О.В. Комп'ютерна графіка: SolidWorks : посібник. Херсон : Олді-плюс, 2018. 252 с.

28 Срібнюк С. Книга Насоси і насосні установки : підручник. "ЦУЛ", 2019. 312 с.

ДОДАТОК А
СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ НАСОСУ

К 50-20 Д П



- 1 Розміри для довідок
- 2 При складанні насоса посадочні поверхні, різьблення (різьбових кінців шпильок які ввинчуються) змастити тонким шаром мастила
- 3 Мастило в картер кронштейна залити до середини нижніх кульок підшипників.
- 4 Вісь відводу при збиранні повинна збігатись.
- 5 Перевірити одертання ротора. Він повинен вільно одертатися від руки без зачіпань.
- 6 Вільний об'єм підшипників і парожниін заповнити змащувальною рідиною Литол - 24 ДСТУ 21150-87 Витрата змащувальної рідини на один підшипник - 0,2 кг.
- 7 Клеїмувати знак ВТК

Перв. примен.
Спроб. №
Підп. і дата
Инд. № дробл.
Взам. инв. №
Підп. і дата
Инд. № подл.

				СумДУДПЕ020000СК			
Изн. Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	Насос консольний К 50-20 Складальне креслення	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Вірченко М І				Д П	85	1:2
Проб.					Лист	Листов	1
Т.контр.					СумДУ гр. КМ-01-2		
Н.контр.							
Утв.							

