

ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ МУФТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

Леміш І., здобувач вищої освіти СВО «Бакалавр»

Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна

Розрахунок муфти насосного агрегату передбачає врахування ряду загальних принципів для забезпечення ефективності та надійності роботи системи [1]. Ось кілька ключових принципів, які слід враховувати [2]: потужність насоса і витрати робочого середовища та робочий тиск; обертальний момент, який передається через муфту, враховуючи обертальний момент насоса та інших елементів системи; вибір типу муфти відповідно до вимог системи та характеристик насоса; компенсацію відхилень між валами; вибір матеріалу для муфт в залежності від умов експлуатації та хімічному впливу; систему змащення для забезпечення нормальної роботи муфти; монтаж муфти згідно рекомендацій виробника та графік регулярного технічного обслуговування для подовження терміну служби муфти; динамічні навантаження, що виникають під час роботи насосного агрегату та жорсткість муфти для оптимального вирішення динамічних завдань.

Врахування цих загальних принципів дозволяє вибрати та налаштувати муфту насосного агрегату так, щоб вона працювала ефективно та надійно у конкретних умовах експлуатації [3].

При розрахунку муфти скористаємось деякими загальними поняттями, а саме [4]: максимальний крутний момент T_{max} Н·мм.; максимальна частота обертання n_{max} об/хв.; радіальне зміщення осей валів не більше 0,2 мм.; кутове зміщення валів не більше $1^{\circ}30$.

Перевірка питомого тиску на пружні елементи проводиться за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot M_p}{D \cdot Z \cdot d_n \cdot l_B} \leq [\sigma]_{cm} \quad (1)$$

де $M_p = 15200$ (Н·мм) – розрахунковий крутячий момент; $D = 90$ (мм) – діаметр кола, на якому розташовані осі пальців; $l_B = 30$ (мм) – довжина втулки; $Z = 6$ - кількість пальців; $[\sigma]_{cm} = 1,5 \dots 2$ МПа – межа міцності для муфти.

Оскільки $\sigma_{cm} < [\sigma]_{cm}$ то умова виконується (Таблиця 1). Здійснимо перевірку пальців на вигин за формулою:

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot M_p \cdot l_n}{D \cdot Z \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq [\sigma]_u \quad (2)$$

де $l_n = 34$ мм – довжина пальця; $[\sigma]_u = 80 \dots 90$ МПа – межа міцності для сталі.

$\sigma_u < [\sigma]_u$, умова виконується. Розрахунок корпусу напівмуфти розраховуватиметься на розтяг у небезпечному перерізі.

Таблиця 1

Зведена таблиця розрахункових даних

Назва параметру	Розрахунок	Отримане значення
Питомий тиск	$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 15200}{90 \cdot 6 \cdot 18 \cdot 30}$	0,1 МПа
Межа міцності для сталі	$\sigma_n = \frac{15200 \cdot 34}{90 \cdot 6 \cdot 0,1 \cdot 18^3}$	1,64 МПа
Допустимий опір при розтягуванні	$\sigma = 0,3 \cdot 260$	78 МПа
Максимальна навантаження	$S = 70 \cdot 9,81$	686,7 Н
Напруження	$\sigma = \frac{686,7}{5,68 \cdot 10^{-4}}$	1,2 МПа

Для розрахунку напівмуфти в небезпечному перерізі повинна виконуватися умова: $\sigma \leq [\sigma]$, за цієї умови σ – опір, що при розтягуванні діє в небезпечному перерізі напівмуфти; $[\sigma]$ – допустимий опір при розтягуванні. Допустимий опір при розтягуванні можна визначити із співвідношення: $\sigma = 0.3 \cdot \sigma_T$, де $\sigma_T = 260 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу, з якого відлита напівмуфта.

Визначаємо напругу, що отримується тиском максимального навантаження на площу з виразу:

$$\sigma = \frac{S}{F} \quad (3)$$

де S – максимальна навантаження, що діє на напівмуфту і оскільки $S = m \cdot g$, де $m=70 \text{ кг}$ – маса насосного агрегату; $F = 5.68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа напівмуфти в небезпечному перерізі; g – прискорення вільного падіння.

Міцність напівмуфти в небезпечному перерізі є допустимою, оскільки виконується умова: $1,2 < 78$ (Таблиця 1).

Коефіцієнт запасу міцності визначаємо з виразу: $\Pi = \frac{[\sigma]}{\sigma}$, де $[\sigma]$ – допустимий опір при розтягуванні; σ - опір, при розтягуванні муфти, що діє в небезпечному перерізі.

Таким чином отримуємо, що $\Pi = 65$. Отриманий коефіцієнт запасу міцності є допустимим.

Проведений розрахунок муфти насосного агрегату засвідчує високий рівень безпеки та міцності конструкції. Виходячи з визначених параметрів, таких як максимальний крутний момент, максимальна частота обертання, радіальне та кутове зміщення валів, були враховані і розраховані ключові параметри муфти.

Перевірка питомого тиску на пружні елементи та перевірка пальців на вигин підтверджують, що умови міцності та надійності конструкції виконані. Врахована межа міцності для муфти перевищує отримані значення питомого тиску та напруження на пальці, що свідчить про великий запас міцності.

Розрахунок напівмуфти в небезпечному перерізі також доводить відповідність конструкції вимогам міцності. Отриманий коефіцієнт запасу міцності підтверджує, що конструкція може ефективно працювати при максимальних навантаженнях і відповідає усім вимогам безпеки та надійності.

Отже, на основі розрахунків можна зробити висновок, що розроблена муфта насосного агрегату відповідає високим стандартам міцності, безпеки та ефективності в роботі системи.

Список використаних джерел.

1. Синявський О.Ю., Савченко В.В., Лавріненко Ю.М., Войтюк Д.Г., Бунько В.Я., Рамш В.Ю. Електропривод виробничих машин і механізмів. К.: ФОП Ямчинський О. В., 2020. 444 с.

2. Воскобойник В.Е, Бородай В.А., Боровик Р.О., Нестерова О.Ю. Основи електропривода виробничих машин та комплексів : навч. посіб. Д.: Національний ТУ «Дніпровська політехніка», 2021. 254 с.

3. Васи́лега П.О. Електропривод робочих машин : підручник. Суми : Сумський державний університет, 2022. 290 с.

4. Гнатов А.В., Аргун Щ.В. Теорія електроприводу. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». Харків: ХНАДУ, 2020. 75 с.

Науковий керівник: Семенов А.О., к.ф-м.н., доцент