

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Донецький національний університет економіки і  
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**О. В. Омельченко, В.В. Перекрест**

## **ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

**Методичні рекомендації  
до виконання курсової роботи**

Ступінь: бакалавр

**Кривий Ріг  
2022**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Донецький національний університет економіки і  
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**О. В. Омельченко, В.В. Перекрест**

## **ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

**Методичні рекомендації  
до виконання курсової роботи**

Ступінь: бакалавр

Затверджено на засіданні  
кафедри загальноінженерних дисциплін  
та обладнання  
Протокол № 5  
від «20» грудня 2022 р.

Схвалено навчально-методичною  
радою ДонНУЕТ  
Протокол № 4  
від «22» грудня 2022 р.

**Кривий Ріг  
2022**

Омельченко О.В., Перекрест В.В.

**О 46** Процеси та апарати харчових виробництв [Текст] : метод. рекомендації до виконання курсової роботи / О.В. Омельченко, В.В. Перекрест; Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, каф. загальноінженерних дисциплін та обладнання. Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2022. 29 с.

В методичних рекомендаціях до виконання курсової роботи з дисципліни «Процеси та апарати харчових виробництв» визначено ціль, задачі, загальні вимоги до виконання та оформлення курсової роботи.

© О. В. Омельченко, В. В. Перекрест, 2022  
© Донецький національний університет  
економіки і торгівлі імені Михайла  
Туган-Барановського, 2022

## ЗМІСТ

Передмова	5
1. Загальні рекомендації щодо виконання курсової роботи	6
2. Тематика курсових робіт	6
3. Структура і зміст курсової роботи	6
4. Оформлення курсової роботи	8
5. Приклад розрахунку курсової роботи	8
6. Критерії оцінювання курсової роботи	25
7. Література	28

## ПЕРЕДМОВА

Курсова робота з дисципліни «Процеси та апарати харчових виробництв», яку виконують здобувачі ВО є підсумок вивчення дисципліни. Курсова робота навчає здобувачів ВО працювати з технічною літературою, розвиває навички самостійного отримання і накопичення знань. Виконання курсової роботи з дисципліни «Процеси та апарати харчових виробництв» є важливим засобом формування у здобувачів вищої освіти професійних компетентностей.

*Мета виконання курсової роботи* – набуття здобувачами ВО навичок самостійної роботи і закріплення знань та умінь, що одержані при вивченні спеціальних дисциплін, а також формування навичок самостійного рішення задач, які встають при розробці та експлуатації апаратів харчових виробництв. Курсова робота дає можливість встановити ступінь засвоєння навчального матеріалу та вміння здобувачів ВО застосовувати знання одержаних під час навчання.

Робота здобувачів ВО над літературою вчить їх логічно мислити, узагальнювати опрацьований матеріал, викладати свої думки з приводу прочитаного та знайти вірне рішення. Така робота дає здобувачам ВО навички наукового пошуку і самостійного викладу тексту курсової роботи.

# 1. ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Процес виконання курсової роботи складається з декількох етапів:

1. Вибір теми курсової роботи, визначення її структури та попередні розрахунки відповідно до заданої конструкції холодильної установки.
2. Робота зі спеціальною технічною вітчизняною та зарубіжною технічною літературою, довідковими даними за обраною темою.
4. Оформлення курсової роботи.
5. захист курсової роботи.

Кожний вид роботи має часові межі згідно з індивідуальним графіком (Додаток), що надається кожному студенту та потребує узгодження з керівником курсової роботи. Невиконання графіку може спричинити зниження оцінки за курсову роботу.

Загальні вимоги до курсової роботи:

- актуальність;
- високий теоретичний рівень роботи;
- комплексність дослідження;
- самостійність та оригінальність конструкторського рішення;
- використання реальних даних;
- точність, грамотність оформлення роботи;
- практична значущість результатів, обґрунтованість висновків та пропозицій.

## 2. ТЕМАТИКА КУРСОВИХ РОБІТ

Тема курсової роботи погоджується з керівником. Здобувач ВО може запропонувати тему курсової роботи і подати її на кафедру для затвердження керівником. Тема курсової роботи повинна бути пов'язана з розрахунком та модернізацією існуючого обладнання.

За прийняті у роботі рішення, правильність розрахунків і оформлення несе відповідальність здобувач ВО, як автор роботи. Керівник здійснює загальне керівництво, допомагаючи студентам вирішити складні технічні питання, стежить за дотриманням нормативів і правил, обсягом та змістом роботи.

## 3. СТРУКТУРА І ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Структура курсової роботи складається з наступних елементів: титул; зміст; вступ; основна частина; висновки; список літератури; додатки.

Робота повинна складатися зі вступу, основної частини, висновків, списку використаних джерел, можливого додатку (таблиць, схем, діаграм, зразків нормативних документів, тощо). Робота повинна бути доповнена таблицями, діаграмами, графіками, відповідними порівняннями автора тощо.

**У вступі** розглядається актуальність вибраної теми, визначається предмет, коло питань, що будуть розглядатись в основній частині роботи, визначається

мета і конкретні завдання.

**Основна частина** – це найбільша за обсягом частина курсової роботи, яка відображає вміння здобувача ВО самостійно описувати, аналізувати та систематизувати теоретичний і практичний матеріал.

У розділах основної частини курсової роботи докладно викладається методика і техніка дослідження та узагальнюються результати. Усі матеріали, що не є принципово важливими, виносяться в додатки.

Зміст розділів основної частини має точно відповідати темі курсової роботи і цілком її розкривати. Розділи курсової роботи повинні показати уміння здобувача ВО стисло, логічно та аргументовано викладати матеріал, виклад і оформлення якого повинні відповідати вимогам до друкованих робіт.

У **висновках** курсової роботи необхідно зробити певні узагальнення у вигляді коротких тез, викласти практичні рекомендації та пропозиції, до яких дійшов автор. Послідовність висновків визначається логікою побудови курсової роботи.

У кінці роботи додається **список використаних джерел**, складений в алфавітному порядку та згідно з правилами бібліографічного оформлення наукових робіт, призначених для публікацій.

Виконання курсової роботи доцільно поділити на такі етапи:

- вибір теми;
- підбір і вивчення літератури;
- збір і обробка матеріалів;
- написання курсової роботи;
- рецензування курсової роботи;
- захист і оцінка курсової роботи.

*Тема курсової роботи* вибирається здобувачем ВО самостійно із запропонованої кафедрою тематики.

Наступний крок - це *підбір літератури*. Необхідну для виконання курсової роботи літературу, здобувач ВО повинен підібрати самостійно. Для загального, початкового ознайомлення із темою корисно використовувати енциклопедичну літературу, довідники, алфавітні та предметні покажчики, відповідні каталоги у бібліотеках. До збору і класифікації статистичних і фактологічних матеріалів слід підходити ретельно. Брати до увагу слід тільки ті статистичні і фактологічні дані, які мають безпосереднє відношення до вибраної теми курсової роботи, причому найважливіші з них, типові і об'єктивні. У список використаної літератури, доданий до курсової роботи, необхідно включити всю літературу, на яку є посилання і виноска по тексту, а також ті важливі джерела, які були вивчені при написанні курсової роботи і знайшли відображення у формулюванні вузлових питань теми, хоча вони і не наведені у посиланнях на сторінках роботи.

Після вивчення відповідної літератури здобувач ВО складає *робочий план курсової роботи*, який в обов'язковому порядку повинен бути погоджений з керівником. План - це логічна основа курсової роботи, від нього залежить структура, зміст, логічний зв'язок частин. План повинен включати: вступ, основну частину та висновки.

Виконану роботу здобувач ВО здає на кафедру для рецензування. *Рецензія*

- це форма контролю і оцінки викладачем проведеної студентом роботи. У рецензії здобувач ВО отримує відповідь на питання, як глибоко він вивчив відповідну тему, яка форма і зміст роботи, її теоретичний рівень. На основі рецензії здобувач ВО робить аналіз своєї роботи: що вдалося, які зроблені помилки, які побажання рецензента з покращання подання теми, за допомогою якої літератури можна доопрацювати тему. Здобувач ВО доопрацьовує роботу і знову її здає на кафедру. Якщо зауваження рецензента враховані, робота допускається до захисту. Студенту необхідно виправити усі вказані помилки.

#### **4. ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

Оформлення курсової роботи здійснюється відповідно до STU DonNUET 02.02-30-2020.

#### **5. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

**Завдання.** Провести Модернізацію сепаратора-вершкововідділювача ОСН-С з метою підвищення продуктивності.

Вихідні дані:

Продуктивність – 5000 л/год;

Частота обертання барабану – 6000 об/хв;

Максимальний діаметр барабана – 520 мм

Кількість тарілок – 69 шт;

Діаметр твірної тарілки:

    більший діаметр тарілки – 150 мм;

    менший діаметр тарілки – 45 мм;

    висота тарілки – 170 мм;

Кут нахилу тарілок –  $60^0$ ;

Діаметр трубки для підводу молока – 40 мм;

Габаритні розміри:

    довжина – 1080 мм;

    ширина – 760 мм;

    висота – 1785 мм;

Електродвигун:

    тип – 4А1804У3;

    потужність – 22 кВт;

    число обертів – 1470 об./хв.;

Маса барабана – 194 кг;

Маса сепаратора – 778 кг.



## 5.1. Технологічний розрахунок

Визначаємо мінімальний розмір частинки, використовуючи формулу для визначення продуктивності сепаратора:

$$M = \frac{1}{2,93^2} \cdot \omega^2 \cdot z \cdot (R_1^3 - R_2^3) \cdot \left( \frac{\rho_M - \rho}{\mu} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot d^2, \quad (5.1.)$$

де  $\frac{(\rho_M - \rho)}{\mu} = 7100 \cdot t_M$ ;

$t_M$  – температура сепарування.

В нашому випадку температура приймається з межі  $t_M = 49-52$  °С, тоді маємо:

$$M = \frac{1}{2,93^2} \cdot \omega^2 \cdot z \cdot (R_1^3 - R_2^3) \cdot 7100 \cdot t_M \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot d^2, \quad \frac{M^3}{c}. \quad (5.2.)$$

$$\text{Звідси } d = \frac{2,93}{\omega} \sqrt{\frac{M}{z(R_1^3 - R_2^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 7100 \cdot t_M}}, \quad \text{при цьому } \omega = \frac{\pi}{30}. \quad (5.3.)$$

Розраховуємо значення кутової швидкості і підставляємо його у формулу визначення мінімального діаметра частинки.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,3 \text{ c}^{-1}; \quad (5.4.)$$

Отже, формула буде мати вигляд:

$$d = \frac{2,93}{628,3} \sqrt{\frac{M}{z(R_1^3 - R_2^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 7100 \cdot t_M}}; \quad \text{де:}$$

$M$  – продуктивність сепаратора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$z$  – кількість тарілок в барабані, шт.;

$R_1$  – більший радіус тарілки, м;

$R_2$  – менший радіус тарілки, м;

$t_M$  – температура сепарування, °С.

Отже,

$$d = \frac{2,93}{628,3} \sqrt{\frac{0,00125}{69 \cdot (0,135^3 - 0,087^3) \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \cdot 7100 \cdot 50}} = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

$$M = \frac{5000}{1000 \cdot 3600} = 0,00125 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Оптимальну відстань між тарілками розраховують за формулою:

$$\delta_{opt} = \frac{1,71}{R_2} \sqrt[4]{\frac{M \cdot (R_1^3 - R_2^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z \cdot \omega^2 \cdot 7100 \cdot t \cdot \cos^2 \alpha}}, \quad \text{м} \quad (5.5.)$$

$$\delta_{opt} = \frac{1,71}{R_2} \sqrt[4]{\frac{0,00125 \cdot (0,135^3 - 0,087^3) \cdot \operatorname{tg} 60}{69 \cdot 628,3^2 \cdot 7100 \cdot 50 \cdot \cos^2 60}} = 0,0007 \text{ м.}$$

Визначаємо розділюючий фактор:

$$F = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot \frac{\omega^2}{M} \cdot z \cdot (R_1^3 - R_2^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (5.6.)$$

$$F = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot \frac{628,3^2}{0,00125} \cdot 69 \cdot (0,135^3 - 0,087^3) \cdot \operatorname{tg} 60^\circ = 141,4 \text{ c}^{-1}.$$

Опір розділення:

$$E = \frac{18}{7100 \cdot t \cdot d_{\text{чac}}^2} = \frac{18}{7100 \cdot 50 \cdot (0,6 \cdot 10^{-6})^2} = 140,84 \cdot 10^6; \quad (5.7.)$$

Відношення тоді складатиме:

$$\frac{F}{E} = \frac{141,4 \cdot 10^6}{140,84 \cdot 10^6} = 1,004 \approx 1.$$

Час перебування молока в міжтарілковому просторі:

$$\tau = \frac{\pi \cdot z \cdot \delta_{\text{omm}} \cdot (R_1^2 - R_2^2)}{M \cdot \cos \alpha}, \text{ c}; \quad (5.8.)$$

$$\tau = \frac{\pi \cdot 69 \cdot 0,0007 \cdot (0,135^2 - 0,087^2)}{0,00125 \cdot \cos 60^\circ} = \frac{0,00027}{0,000625} = 2,59 \text{ c}$$

Тиск, який створює напірний диск:

$$P = \varphi \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (R^2 - 0,5r^2), \text{ Па}; \quad (5.9.)$$

де:  $\varphi$  – коефіцієнт, що враховує втрату тиску;

$\rho$  – густина рідини, що виводиться з сепаратора,  $\text{кг/м}^3$ ;

$R$  – зовнішній радіус напірного диску, м;

$r$  – внутрішній радіус кільця рідини, м, для очищеного молока,  $r = 0,045 \text{ м}$ .

Отже:

$$P = 0,35 \cdot 1030 \cdot 628,3^2 \cdot (0,06^2 - 0,5 \cdot 0,045^2) = 368,2 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Час розгону сепаратора:

$$\tau_{\text{муск}} = \frac{1,2 \cdot I_{\delta} \cdot \omega^2}{2000 \cdot K \cdot N_{\text{дв}} \cdot \eta} = \frac{1,2 \cdot 5,587 \cdot 628,3^2}{2000 \cdot 0,6 \cdot 13 \cdot 0,45} = 377 \text{ c}, \quad (5.10.)$$

де  $I_{\delta}$  – момент інерції барабана;

$N_{\text{дв}}$  – потужність двигуна;

$\eta$  – ККД приводу.

$$I_{\delta} = \frac{M_{\delta} \cdot R^2}{2} = \frac{194 \cdot 0,24^2}{2} = 5,587 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (5.11.)$$

## 5.2 Енергетичний розрахунок

Загальна витрата потужності:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4;$$

1. Середня потужність, необхідна для надання ротору кінетичної енергії в період розгону:

$$N_1 = N_{cp} = \frac{A}{\tau \cdot 1000} = \frac{1103 \cdot 10^3}{377 \cdot 1000} = 2,92 \text{ кВт}; \quad (5.12.)$$

де  $\tau$  – час розгону сепаратора, с;

$A$  – кінетична енергія сепаратора, Дж.

$$A = \frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{5,587 \cdot 628,3^2}{2} = 1103 \cdot 10^3 \text{ Дж}; \quad (5.13.)$$

2. Потужність, що витрачається на надання кінетичної енергії рідині, яка виводиться:

а) без протитиску:

$$N_2 = \varphi \cdot \frac{M \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot \gamma_p}{2 \cdot 1000} \quad (5.14.)$$

де  $M$  – продуктивність сепаратора, м<sup>3</sup>/с;

$R$  – відстань від осі обертання до вихідних отворів, м;

$\gamma_p$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора;

$\varphi$  – коефіцієнт що враховує реальну швидкість струменя,

$\varphi = 1,0 \dots 1,02$ .

$$N_2 = 1,0 \cdot \frac{0,00125 \cdot 628,3^2 \cdot 0,04^2 \cdot 1030}{2 \cdot 1000} = 0,41 \text{ кВт};$$

б) з протитиском на виході рідкої фракції:

$$N_{2np} = \frac{M \cdot P}{\eta \cdot 1000}; \quad (5.15.)$$

де  $P$  – тиск на виході рідини, створений напірним диском

$\eta$  - ККД напірного диску

$$N_{2np} = \frac{0,00125 \cdot 368200}{0,3 \cdot 1000} = 1,53 \text{ кВт};$$

3. Потужність, необхідна для подолання опору тертя ротора об повітря:

$$N_3 = \beta^{4300} \cdot F_1 \cdot n \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \sum_{i=1}^k F_i \cdot R_{cpi}^3 \cdot \frac{\rho}{g}, \quad (5.16.)$$

де  $\beta$  - емпіричний коефіцієнт;  $\beta = 1,85$ ;

$F_1$  – загальна поверхня тертя ротора, м<sup>2</sup>;

$n$  – частота обертання ротора, об./хв.;

$R_{cpi}$  – середній радіус певної ділянки поверхні тертя ротора, м;

$\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho = 1,2 \dots 1,3 \text{ кг/м}^3$ ;

$k$  – кількість виділених ділянок;

$F_1$  – поверхня тертя певної ділянки,  $m^2$ .

$$N_3 = 1,85 \frac{4300}{0,728 \cdot 6000} \cdot 10^{-6} \cdot 628,3^3 \cdot (0,362 \cdot 0,24^3 + 0,321 \cdot 0,165^3 + 0,321 \cdot 0,09^3) \cdot 1,164 = 3,53 \text{ кВт.}$$

4. Потужність, яка витрачається на подолання тертя в опорах барабана:

$$N_4 = \frac{\mu \cdot m \cdot \pi \cdot d_B \cdot n \cdot g}{60 \cdot 1000}; \quad (5.17.)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя,  $\mu=0,3$ ;

$m$  – маса обертових частин сепаратора, кг;

$d_B$  – діаметр шийки веретена, м;

$n$  – частота обертання вала, об/хв.

$$N_4 = \frac{0,3 \cdot 194 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 6000 \cdot 9,81}{60 \cdot 1000} = 10,76 \text{ кВт.}$$

Загальна потужність:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = 2,92 + 1,53 + 3,53 + 10,76 = 18,74 \text{ кВт.}$$

5. Потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N \cdot 1,1}{\eta}, \text{ кВт}; \quad (5.18.)$$

де  $\eta$  – ККД двигуна (0,8...0,9).

$$N_{\text{дв}} = \frac{18,74 \cdot 1,1}{0,9} = 21,9 \text{ кВт.}$$

Приймаємо двигун потужністю – 22 кВт.

## 5.3 Механічний розрахунок

### 5.3.1. Корпус барабана

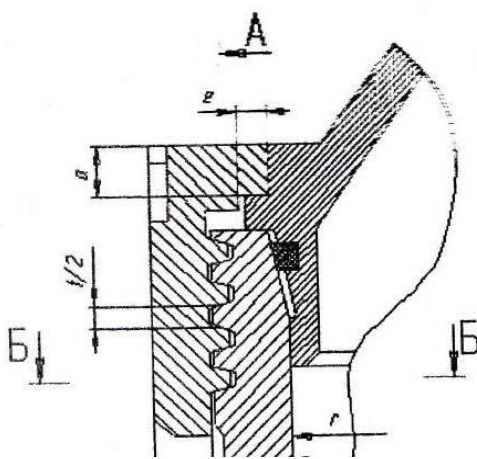


Рис 5.1. З'єднувальне (затяжне) кільце

Барабан сепаратора працює на високих обертах. Відцентрові сили, що при цьому виникають викликають високі напруження у матеріалі з якого виготовлені окремі частини барабана: корпус, кришка, з'єднувальне (затяжне) кільце (Рис 5.1).

В цьому випадку найбільше сумарне напруження буде обчислюватись за формулою:

$$\sigma_t = \frac{\rho \cdot V^2}{4a^2} (3,3 + 0,7a^2) + \frac{\rho_p \cdot V^2}{2} \cdot \frac{1+a^2}{1-a^2}, \quad (5.19.)$$

$$V = \omega r_0 = 628,3 \cdot 0,215 = 135,08 \text{ м/с}$$

де  $V$  – колова швидкість на внутрішньому радіусі стінки корпусу,  
 $\rho$  – густина матеріалу, з якого виготовлений корпус;  
 $\rho_p$  – густина продукту, що сепарується;

$a$  – відношення внутрішнього радіуса стінки корпусу до зовнішнього,  
 $a=r_0/R=0,215/0,24=0,875$ .

$$\sigma_t = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 135,08^2}{4 \cdot 0,875^2} \cdot (3,3 + 0,7 \cdot 0,875^2) + \frac{1030 \cdot 135,08^2}{2} \cdot \frac{1 + 0,875^2}{1 - 0,875^2} = 72,5 \text{ МПа};$$

Товщина стінки корпусу ротора (барабана):

$$h = \frac{r_0}{2} \cdot \frac{\lambda \cdot \psi \cdot \sigma_0}{(\sigma - \sigma_0)}, \quad (5.20.)$$

де  $\lambda$  – відношення густини молока до матеріалу корпусу,  
 $\lambda = \rho_p / \rho = 1030 / 8000 = 0,129$ ;

$\psi$  – степінь заповнення барабана рідиною;

$\sigma_0$  – напруження в стінці, що виникає в наслідок дії відцентрової сили:

$$\sigma_0 = \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 135,08^2}{2} = 73 \text{ МПа}; \quad (5.21.)$$

$$h = \frac{r_0}{2} \cdot \frac{\lambda \cdot \psi \cdot \sigma_0}{([\sigma] - \sigma_0)}; \quad (5.22.)$$

$$h = \frac{0,215}{2} \cdot \frac{0,129 \cdot 1 \cdot 73 \cdot 10^6}{(170 \cdot 10^6 - 73 \cdot 10^6)} = 0,01 \text{ м}$$

Приймаємо  $h=0,01$  м.

### 5.3.2. Кришка барабана

Товщину стінки кришки на різній відстані від осі обертання при  $\psi = 1$  визначаємо за формулою:

$$h = \frac{\lambda \cdot R_x}{2 \cos \alpha \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} - 1 \right)}, \quad (5.23.)$$

де  $R_x$  – відстань від осі обертання, на якій визначається товщина кришки.

$$h = \frac{0,129 \cdot 0,127}{2 \cdot \cos 60^\circ \cdot \left( \frac{170 \cdot 10^6}{73 \cdot 10^6} - 1 \right)} = 0,0123 \text{ м};$$

Приймаємо  $h=20$  мм.

### 5.3.3. З'єднувальне кільце

Повний осьовий тиск рідини на кришку:

$$P = \frac{\pi \cdot \rho_p \cdot \omega^2}{4} (R^2 - r^2) \quad (5.24.)$$

де  $R, r$  – радіуси кришки відповідно максимальний і мінімальний.

$$P = \frac{3,14 \cdot 1030 \cdot 628,3^2}{4} \cdot (0,235^2 - 0,080^2) = 155920593 \text{ Н};$$

Конструктивно прийнявши ширину захвату і прийнявши розподілене навантаження зосередженим, визначаємо товщину захвату  $a$  з розрахунку на згин в перерізі А—А :

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{P \cdot e}{2} = \frac{6}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot a^2} \leq [\sigma_{зг}] \quad (5.25.)$$

звідки 
$$a \geq \sqrt{\frac{3 \cdot P \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot [\sigma_{зг}]}}$$

де  $e$  – ширина захвату;

$[\sigma_{зг}]$  – допустиме напруження на згин;

$R$  – зовнішній радіус захвату.

$$a = \sqrt{\frac{3 \cdot 155920593 \cdot 0,001}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,23 \cdot 200 \cdot 10^6}} = 0,093 \text{ м};$$

Перевірка на зріз проводиться наступним чином:

$$a_k \geq \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot [\tau]_{зр}} = \frac{155920593}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,23 \cdot 200 \cdot 10^6} = 0,054 \text{ м}, \quad (5.26.)$$

Зовнішній радіус кільця визначаємо з умови міцності на розтяг в перерізі

$$\text{Б—Б: } R_k \geq \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot [\sigma]_p}} + R_p = \sqrt{\frac{155920593}{3,14 \cdot 520 \cdot 10^6}} + 0,226 = 0,235 \text{ м}; \quad (5.27.)$$

Значення напруження в тангенціальному напрямку:

$$\sigma = \frac{\rho \cdot \omega^2}{4} \left( (3+m) \cdot R_k^2 + (1-m) \cdot R_p^2 \right) \leq [\sigma_p] \quad (5.28.)$$

$$\sigma = \frac{8000 \cdot 628,3^2}{4} \left( (3+0,3) \cdot 0,24^2 + (1-0,3) \cdot 0,26^2 \right) = 187 \cdot 10^6 \text{ Па} \leq 520 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

### 5.3.4. Розрахунок розмірів різьбового зачеплення

Оскільки кут підйому гвинтової лінії різьби  $\alpha$  незначний, різьбу розглядають як закріплену консольну балку довжиною  $h$ , висотою  $t/2$  і шириною  $2\pi r_{p,z}$  з навантаженням на її кінці. Умова міцності:

$$\sigma = \frac{M_{3z}}{W} = P \cdot h \cdot \frac{6}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot z \cdot \left(\frac{t}{2}\right)^2} \leq [\sigma_{3z}] , \quad (5.29.)$$

звідки число витків різьби:

$$z = \frac{12 \cdot P \cdot h}{\pi \cdot r_p \cdot t^2 \cdot [\sigma]_{3z}} = \frac{12 \cdot 155920593 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,235 \cdot 0,01^2 \cdot 110 \cdot 10^6} = 18;$$

Крок різьби визначаємо за формулою:

$$t = 2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,235 \cdot \operatorname{tg} 7^\circ = 0,01 \text{ м}; \quad (5.30.)$$

Вважаючи, що все навантаження сприймається одним витком, визначаємо напруження зминання:

$$\sigma = \frac{P}{\pi \cdot (R_p^2 - r_p^2)} \leq [\sigma]_{3m} , \quad (5.31.)$$

$$\sigma = \frac{155920593}{3,14 \cdot (0,240^2 - 0,235^2)} = 2,1 \text{ МПа} \leq 170 \text{ МПа}.$$

### 5.3.5. Вертикальний вал сепаратора.

Критична швидкість вертикального вала:

$$\omega_{кр} = \frac{l}{L} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} , \quad (5.32.)$$

де  $l$  – відстань між опорами вала;

$L$  – відстань від центра ваги барабану до нижньої опори;

$m$  – маса барабану;

$K$  – масштаб системи горлової опори.  $K = 1,5 \cdot K_1$ ;

$K_1$  – навантаження, що викликає деформацію пружини на одиницю довжини:

$$K_1 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} , \quad (5.33.)$$

$G$  – модуль зсуву;

$d$  – діаметр проволочки, з якої виготовлена пружина;

$n$  – число робочих витків пружини.

$$K_1 = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,006^4}{8 \cdot 6 \cdot 0,035^3} = 50,4 \text{ кН};$$

$$K = 1,5 \cdot 50,4 = 75,6 \text{ кН}.$$

$$\omega_{кр} = \frac{0,45}{0,68} \cdot \sqrt{\frac{75,6 \cdot 10^3}{194}} = 13,06 \text{ с}^{-1};$$

Критичне число обертів за хвилину:

$$n_{кр} = \frac{30 \cdot \omega_{кр}}{\pi} = \frac{30 \cdot 13,06}{3,14} = 124,8 \text{ об/хв.} \quad (5.34.)$$

#### 5.4 Розрахунок відстані між осями отворів в тарілці до осі барабана

Секундна продуктивність сепаратора:

$$V_{\delta} = \frac{4500}{1000 \cdot 3600} = 0,00125 \text{ м}^3 / \text{год}; \quad (5.35.)$$

Максимальний час перебування молока між тарілками при русі від  $R_{\min}$  до  $R_{\max}$ :

$$\tau_c = \frac{\pi \cdot z \cdot \delta \cdot (R_{\max}^2 - R_{\min}^2)}{V_{\delta} \cos \alpha}, \quad (5.36.)$$

де  $z$  – кількість міжтарілкових просторів;

$\delta$  – відстань між тарілками,  $\delta = 0,52 \text{ мм}$ .

$$\tau_c = \frac{\pi \cdot 69 \cdot 0,52 \cdot 10^{-3} \cdot (0,135^2 - 0,087^2)}{0,00125 \cdot \cos 60^{\circ}} = 1,92 \text{ с};$$

Час переміщення молока між тарілками від отворів  $R_0$  до зовнішнього краю  $R_{\max}$ :

$$\tau'_c = \frac{\pi \cdot z \cdot \delta \cdot (R_{\max}^2 - R_0^2)}{V_{\delta} \cos \alpha}, \quad (5.37.)$$

За час  $\tau'_c$  жирова частинка повинна пройти в радіальному напрямі шлях:

$$\Delta R = \frac{\delta}{\sin \alpha} = \frac{0,52}{0,866} = 0,6 \text{ мм}; \quad (5.38.)$$

переміщуючись зі середньою радіальною швидкістю:

$$v = \frac{\Delta R}{\tau'_c}, \quad (5.39.)$$

З іншої сторони середня радіальна швидкість складає:

$$v = \frac{1}{18} \omega^2 \cdot \Delta R \cdot d^2 \cdot \frac{\rho_m - \rho}{\mu} = \frac{1}{18 \cdot 3600 \cdot 10^4} \cdot 628,3^2 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6^2 \cdot 7100 \cdot 50 = 0,046 \text{ м/с};$$

Тоді з формули (5.38.),  $\tau' = \frac{\Delta R}{v} = \frac{0,6}{0,046} = 13,04 \text{ с};$

З формули (5.36.):

$$R_0 = \sqrt{\frac{\pi \cdot z \cdot \delta \cdot R_{\max}^2 - \tau'_c \cdot V_{\delta} \cos \alpha}{\frac{\pi \cdot z \cdot \delta}{V_{\delta} \cos \alpha}}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 69 \cdot 0,52 \cdot 0,135^2 - 13,04 \cdot 0,00125 \cdot 0,5}{\frac{3,14 \cdot 69 \cdot 0,52}{0,00125 \cdot 0,5}}} = 0,104 \text{ м}.$$



Оптимальну відстань між осями тарілок і осями отворів в ній знаходять за Г.Бремером:

$$R_0 = \sqrt{\frac{\varphi R_{\max}^2 + R_{\min}^2}{1 + \varphi}}, \quad (5.40.)$$

де  $\varphi$  – об'ємне відношення легкої фракції до тяжкої.

$$\text{Звідки } \varphi = \frac{R_{\min}^2 - R_0^2}{R_0^2 - R_{\max}^2} = \frac{0,087^2 - 0,104^2}{0,104^2 - 0,135^2} = 0,44.$$

### 5.5 Розрахунок вертикального вала (веретена) на витривалість

При коливаннях елементів конструкцій число циклів напружень велике, у зв'язку з чим необхідно проводити розрахунок на втомну міцність.

Оскільки сили у гвинтовому зубчастому зачепленні істотно менші, ніж сили інерції  $F_{in}$ , то найбільші згинальні напруження будуть виникати в перетині вала – горловий опорі.

Відцентрова сила інерції ротора

$$F_{in} = m \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \beta, \quad (5.41.)$$

де  $m$  - маса ротора,  $m = 44$  кг;

$\omega$  - кутова швидкість обертання ротора,  $\omega = 628,3$  с<sup>-1</sup>;

$e$  - ексцентриситет маси, приймаємо  $e = 0,002$  м;

$\beta$  - коефіцієнт динамічності системи.

$$\beta = \frac{1}{|1 - (\omega / \omega_{кр})^2|} \quad (5.42.)$$

$\omega_{кр}$  – критична швидкість вертикального вала.

$$\beta = \frac{1}{|1 - (628,3 / 13,06)^2|} = 0,0043.$$

$$F_{in} = 194 \cdot 628,3^2 \cdot 0,002 \cdot 0,0043 = 658,6H.$$

### 5.6 Розрахунок гвинтової передачі

Таблиця 5.1. Розрахунок гвинтової передачі.

Параметри	Позначення і розрахункові формули	Числове значення
Вихідні дані		
Модуль, мм	$m$	5
Кут схрещення осей, °	$\Sigma$	90

Передаточное число	$u$	11
Нормальный вихідний контур:		
кут профіля, °	$\alpha$	20
коефіцієнт висоти головки	$H_a$	1,0
коефіцієнт радіального зазора	$c$	0,25
коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої	$\rho_f$	0,38
Коефіцієнт зміщення		
шестерня	$x_1$	0
колеса	$x_2$	0
Розрахунок		
1. Число зубців:		
колеса	$z_2$ – приймається	55
шестерні	$z_1 = z_2 \cdot u$	10
2. Кут нахилу лінії зуба:		
шестерні	$\beta_1$	59°40'50"
колеса	$\beta_2$	30°19'10"
3. Напрямок лінії зуба:		
шестерні	—	правий
колеса	—	правий
4. Дільний діаметр		
шестерні	$d_1 = mz_1 / \cos \beta_1$	50
колеса	$d_2 = mz_2 / \cos \beta_2$	275
5. Міжосьова відстань, мм	$a = 0,5(d_1 + d_2)$	162,5
6. Ширина зубчастого вінця		
шестерні	$b_1 \approx 3\pi m \cdot \sin \beta_1$	54
колеса	$b_2 \approx 3\pi m \cdot \sin \beta_2$	94
7. Осьовий крок, мм:		
шестерні	$p_{x1} = \pi m / \sin \beta_1$	16
колеса	$p_{x2} = \pi m / \sin \beta_2$	28
8. Крутний момент, Н·м	$T_2 = 9550 \cdot P \cdot \eta / n$	0,623
9. Колове зусилля, Н	$F_t = 2T_2 / d_2$	24,92
10. Радіальне зусилля, Н	$F_r = 2T_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha / (d_2 \cdot \cos \beta)$	10,5
11. Осьове зусилля, Н	$F_a = 2T_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 / d_2$	14,4

### 5.7 Визначення реакцій в опорах вала (рис 5.2.)

$$F_{iH} = 658,6 \text{ Н}; \quad F_r = 10,5 \text{ Н};$$

$$F_t = 24,92 \text{ Н}; \quad F_a = 14,4 \text{ Н};$$

$$d_1 = 50 \text{ мм.}$$

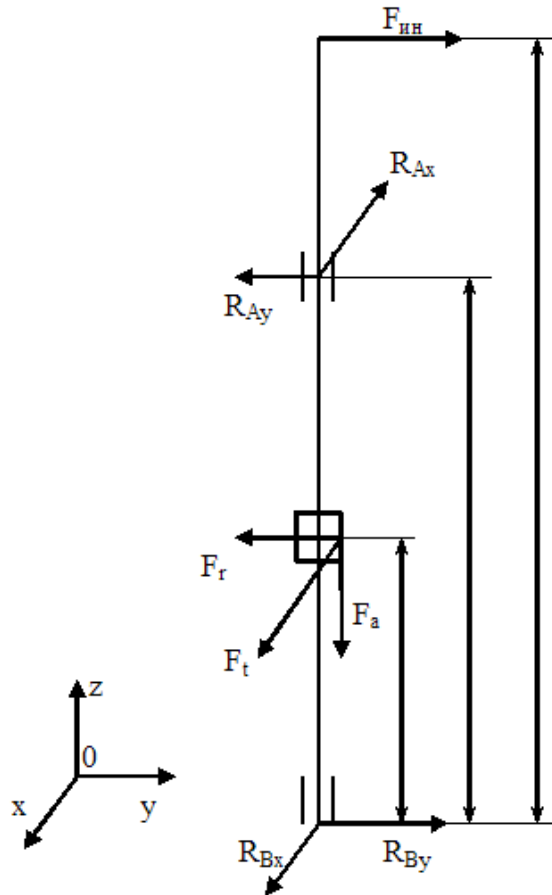


Рис 5.2. Епюра розміщення зусиль на вертикальному валу

В площині  $xOz$ .

$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_t \cdot c - R_{Ax} \cdot a + F_{ин} \cdot L = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{24,92 \cdot 218 + 658,6 \cdot 650}{420} = 1032,2 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{ин} \cdot (L - a) - F_t \cdot (a - c) - R_{Bx} \cdot a = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{658,6 \cdot (650 - 420) - 24,92 \cdot (420 - 218)}{420} = 348,8 \text{ Н};$$

В площині  $yOz$ .

$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_{ин} \cdot L - R_{Ay} \cdot a - F_r \cdot c + F_a \cdot d/2 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{658,6 \cdot 650 - 10,5 \cdot 218 + 14,4 \cdot 50/2}{420} = 1014,7 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{ин} \cdot (L - a) + F_r \cdot (a - c) + F_a \cdot d/2 - R_{By} \cdot a = 0;$$

$$R_{By} = \frac{658,6 \cdot (650 - 420) + 10,5 \cdot (420 - 218) + 14,4 \cdot 50/2}{420} = 366,6 \text{ Н};$$

Оскільки сила інерції циркулює за найбільші навантаження на опори А і В, прийняті максимальні реакції:  $R_A=1032,2$  Н;  $R_B=366,6$  Н.

Найбільший згинальний момент, що діє на вертикальний вал, буде дорівнювати:

$$M_{\max} = F_{\text{ин}} \cdot l = 658,6 \cdot 0,218 = 143,54 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.43.)$$

$$\text{Напруження згину } \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = M_{\max} / W, \quad (5.44.)$$

де  $W$  – осьовий момент опору вала в горловій опорі.

$$W = 0,1 \cdot \pi \cdot d^3 = 0,1 \cdot \pi \cdot (0,050)^3 = 39,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (5.45.)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = 143,5 / (39,1 \cdot 10^{-6}) = 3670077 \text{ Па} = 3,67 \text{ МПа};$$

Середня напруга  $\sigma_m$  дорівнює амплітуді циклу  $\sigma_a$ .

$$\sigma_m = \sigma_a = 31,62 \text{ МПа};$$

Для вала, виконаного з легованої сталі 40ХН, межа витривалості при симетричному циклі напружень дорівнює:

$$\sigma_{-1} \approx 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120) \text{ МПа}; \quad (5.46.)$$

$$\sigma_{-1} \approx 0,35 \cdot 820 + 100 = 387 \text{ МПа}; \quad (5.47.)$$

Границя текучості  $\sigma_T = 650$  МПа. (Рис 5.3.)

Коефіцієнт запасу втомної міцності  $n = OB / OA \approx 8 > 1$ , значить, конструкція витримає будь-яке число циклів навантаження.

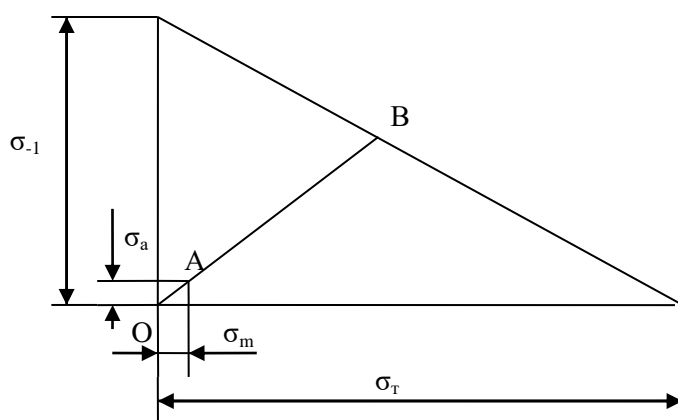


Рис 5.3. Графічне визначення коефіцієнта запасу втомної міцності

## 5.8 Перевірка підшипників горлової опори

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$R_E = V \cdot X \cdot R \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 1032,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1238,64 \text{ Н}; \quad (5.48)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність:

$$C_{\text{тр}} = R_E \sqrt[3]{573 \cdot \omega \cdot L_{10h} / 10^6}, \quad (5.49)$$

де  $L_{10h}$  – бажана довговічність підшипника, год; прийнято  $L_{10h} = 10^4$  год.

$$C_{\text{тр}} = 1238,64 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 628,3 \cdot 10^4 / 10^6} = 18984 \text{ Н};$$

$C_{\text{табл}}=27000$  Н для підшипника №1211 ГОСТ 8338-75.

### 5.9. Конструктивний розрахунок барабана сепаратора

Коефіцієнт запасу міцності для барабану, враховуючи його як безшовну трубу, прийmemo рівним  $n_T = 2$ . Тоді допустима напруга при розтязі буде дорівнювати  $[\sigma] = 800/2 = 400$  МПа.

Кутова швидкість обертання барабану

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628 \text{ рад/с.} \quad (5.50)$$

Лінійна швидкість рідини у внутрішній поверхні циліндрової обичайки.  $V = 628 \cdot 0,13 = 81,6$  м/с.

Коефіцієнт заповнення

$$\psi = (1 - 0,055^2 / 0,15^2) = 1 - 0,179 = 0,821.$$

$\psi > 1$ , але при розрахунку сепаратора можна приймати  $\psi = 1$ .

Визначаємо тиск, який спричиняє обертаюча рідина на стінку обичайки:

$$p = 0,5 \rho_{\text{ж}} \omega^2 R^2 (1 - R_1^2 - R^2) = 0,5 \rho_{\text{ж}} V^2 \psi \quad (5.51)$$

де  $\rho_{\text{ж}}$  - щільність робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  - кутова швидкість обертання барабана, рад/с;

$R$  - внутрішній радіус циліндричної поверхні обичайки, м;

$R_1$  - внутрішній радіус циліндричної поверхні рідини, м;

$V$  - лінійна швидкість рідини у внутрішній поверхні циліндричної обичайки, м/с;

$\psi$  - ступінь заповнення барабана рідиною.

$$p = 0,5 \cdot 1080 \cdot 81,6 \cdot 1 = 36 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Допустима щільність матеріалу обичайки барабану  $p = 7850$  кг/м<sup>3</sup>, знайдемо напругу в стінці обичайки від сил інерції

$$\sigma_0 = 7850 \cdot 628^2 \cdot 0,15^2 = 532 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Відношення щільностей рідини та матеріалу барабана

$$\lambda = 1080/7850 = 0,138.$$

Знаходимо сумарну окружну нормальну напругу в стінці оболонки по формулі:

$$\sigma_t = 0,5 \rho_{\text{ж}} V^2 \psi \cdot R / \delta + \rho \omega^2 R^2 = \sigma_0 (0,5 \lambda \psi \cdot R / \delta + 1), \quad (5.52)$$

де  $\delta$  - товщина стінки обичайки, м;

$\rho$  - щільність матеріалу оболонки, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  - відношення щільностей рідини і матеріалу обичайки;

$\sigma_0$  - добуток лінійної швидкості в квадраті на щільність обичайки (напруга від сил інерції самої обичайки), Па;

$$\sigma_t = 523 \cdot 10^5 (0,5 \cdot 0,138 \cdot 1 \cdot 0,15/0,01 + 1) = 532 \cdot 10^5 (0,897 + 1) = 992 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Зусилля на днище від тиску рідини дорівнює:

$$Q = 0,25 \pi \rho_{\text{ж}} V^2 R^2 \psi^2 \quad (5.53)$$

$$Q = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1080 \cdot 81,6^2 \cdot 0,15^2 \cdot 1 = 95400 \text{ Н.}$$

Меридіальна напруга в обичайці буде дорівнювати

$$\sigma_m = Q / (2\pi R \delta) = 0,125 \rho_{ж} V^2 (R / \delta) \psi^2 = 0,125 \sigma_0 \lambda \psi^2 R / \delta \quad (5.54)$$

$$\sigma_m = 0,125 \cdot 523 \cdot 10^5 \cdot 0,138 \cdot 1^2 \cdot 0,15 / 0,01 = 117 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Порівнюючи дану напругу з окружною напругою, дійдемо висновку, що  $\sigma_t > \sigma_m$ .

Відповідно до третьої теорії тривкості (гіпотезою найбільших дотичних напруг) приймаємо  $\sigma_e = \sigma_t \leq [\sigma]$ , звідки знаходимо товщину стінки корпусу барабана

$$\delta = 0,5 \lambda \cdot \psi \cdot K \cdot \sigma_0 / ([\sigma] - \sigma_0) \quad (5.55)$$

Якщо користуватися третьою теорією тривкості, то в якості еквівалентної напруги слід вибрати окружну напругу. Ця напруга менше допустимої. Отже, всі вихідні параметри залишаються без змін.

Для розрахунку циліндрового корпусу барабану на щільність з розрахунком його спряження з плоским масивним днищем знайдемо крайові сили та крайові моменти в місті спрягання, коефіцієнт затухання - Кц.

$$P_0 = -[p(2 - \mu)] / 2K_u = -[36 \cdot 10^5 (2 - 0,3)] / (2 \cdot 35,7) = -85700 \text{ Н / м}; \quad (5.56)$$

$$M_0 = p(2 - \mu) / 4K_u^2 = [36 \cdot 10^5 (2 - 0,3)] / (4 \cdot 35,7^2) = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м / м}; \quad (5.57)$$

$$K_u = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2) / \sqrt{r \cdot \delta}}, \quad r = R_{cp} = R + 0,5 \cdot \delta \quad (5.58)$$

$$K_u = \sqrt[4]{3(1 - 0,3^2) / \sqrt{0,135 \cdot 0,01}} = 35,7 \text{ м}^{-1}$$

Знаходимо далі внутрішні зусилля від тиску, крайових сил та моментів в місті спрягання:

$$S_u^P = 0,5 p \cdot r;$$

$$S_u^P = 0,5 \cdot 36 \cdot 10^5 \cdot 0,135 = 243000 \text{ Н / м};$$

$$T_u^P = p \cdot r;$$

$$T_u^P = 36 \cdot 10^5 \cdot 0,135 = 48600 \text{ Н / м};$$

$$T_u^{P_0} = 2K_u \cdot r \cdot P_0;$$

$$S_u^{P_0} = 0;$$

$$T_u^{P_0} = 2 \cdot 35,7 \cdot 0,135 (-85700) = -829686 \text{ Н / м};$$

$$T_u^{M_0} = 2K_u^2 \cdot r \cdot M_0;$$

$$S_u^{M_0} = 0;$$

$$T_u^{M_0} = 2 \cdot 35,7^2 \cdot 0,135 \cdot 1200 = 412934 \text{ Н / м};$$

$$M_u^{M_0} = M_0;$$

$$M_u^{M_0} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м / м};$$

$$K_c = 0,3 \cdot 1200 = 360 \text{ Н} \cdot \text{м / м}.$$

Сумарні внутрішні навантаження

$$S_c = 243000 \text{ Н};$$

$$T_c = 486000 - 829668 + 412934 = 69267 \text{ Н/м};$$

$$M_c = 1200 \text{ Н·м/с};$$

$$K_c = 0,3 \cdot 1200 = 360 \text{ Н·м/с};$$

Меридіальні та кільцеві напруги в місті спрягання будуть дорівнювати:

$$\sigma_s = S / \delta \pm 6M / \delta^2;$$

$$\sigma_s = \frac{243000}{0,01} \pm \frac{6 \cdot 1200}{0,01^2} = 243 \cdot 10^5 \pm 720 \cdot 10^5 = \begin{bmatrix} +963 \cdot 10^5 \\ -477 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \text{ Па};$$

$$\sigma_T = T / \delta \pm 6K / \delta^2;$$

$$\sigma_T = \frac{69267}{0,01} \pm \frac{6 \cdot 360}{0,01^2} = 69 \cdot 10^5 \pm 216 \cdot 10^5 = \begin{bmatrix} +285 \cdot 10^5 \\ -147 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \text{ Па};$$

Знаходимо еквівалентні напруги для внутрішніх і зовнішніх волокон корпусу барабана:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_2^2 + \sigma_1^2 - \sigma_2 \cdot \sigma_1} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_e^e = \sqrt{(963 \cdot 10^5)^2 + (285 \cdot 10^5)^2 - 963 \cdot 10^5 \cdot 285 \cdot 10^5} = 856 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\sigma_e^n = \sqrt{(477 \cdot 10^5)^2 + (147 \cdot 10^5)^2 - 477 \cdot 10^5 \cdot 147 \cdot 10^5} = 423 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Напруги не перевищують припущених.

Розрахуємо на міцність днище барабана, попередньо знайшовши:  $R_2 = 70$  мм;  $R_{cp} = 0,13 + 0,005 = 0,135$ ;

Найбільше навантаження з зовнішній корпус плоскої кільцевої ділянки днища, умова тривкості для якого має вигляд:

$$\sigma_\delta = \rho \omega^2 R^2 (0,175 + 0,825k_1^2 + 0,375\lambda k_2 k_3) \leq [\sigma]; \quad (5.59)$$

$$k_1 = R_2 / R_{cp}; (R_{cp} = R + 0,5\delta); k_2 = R_2 / \delta$$

де  $k_3$  - коефіцієнт, що є функцією відношенні геометричних розмірів корпусу і кільцевою ділянкою днища, орієнтовно приймається рівним 0,254.

$$k_1 = 0,070 / 0,135 = 0,519; \quad k_2 = 0,07 / 0,01 = 7; \quad k_3 = 0,254,$$

$$\sigma_\delta = 7850 \cdot 628 \cdot 10^2 \cdot 0,15^2 (0,175 + 0,825 \cdot 0,519^2 + 0,375 \cdot 0,138 \cdot 7^2 \cdot 0,254) = 541 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Розмір напруги менше припущеної. Небезпечним перетином будемо вважати циліндричний перетин кришки на радіусі  $R_{кр} - b = 141 - 7,5 = 133,5$  мм. Тригонометрична функція  $\cos 36^\circ = 0,809$ .

Умовний розмір  $\psi_1$  приймаємо рівній одиниці. Тоді отримуємо

$$\delta_{кр} = [0,135 / (2 \cdot 0,809)] \cdot 0,138 \cdot 1 \cdot 523 \cdot 10^5 / (4000 \cdot 10^5 - 523 \cdot 10^5) = 0,000171 \text{ м};$$

З огляду на задану товщину стінки циліндричної частини корпусу барабана, товщину стінки конічної кришки конструктивно можливо прийняти

рівними: у широкого краю  $\delta_{кр.в.} = 10$  мм і у вузького краю  $\delta_{кр.в.} = 6$  мм.

Припустима напруга при вигині борта сполучного кільця приймемо рівною напрузі, що припускається при розтягу, тобто  $[\sigma] = (\sigma) = 400$  МПа.

Фактичну напруга при вигині борта:

$$\sigma_u = M_u / W = (q \cdot b / 2) [6 / 2\pi \cdot R_{кр} \cdot \delta_o^2] \leq [\sigma_u] \quad (5.60)$$

де  $M_u$  - момент згинання, Н·м;

$W$  - момент опору, м<sup>3</sup>;

$R_{кр}$  - радіус небезпечного аналізованого циліндричного перетину борта (вважаємо, що він відповідає зовнішньому радіусу кришки), м;

$[\sigma_u]$  - допустима напруга для матеріалу кільця в аналізованому небезпечному перетині при вигині, Па.

$$\sigma_u = (95,4 \cdot 10^3 \cdot 0,0075 / 2) \cdot [6 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,015^2)] = 107,7 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Отримане значення напруги менше припущеного. Умова виконана.

Зробимо перевірку борта на зріз. Припустиму напругу при зрізі приймемо рівною  $[\tau_{cp}] = 0,8[\sigma] = 0,8 \cdot 400 \cdot 10^5 = 3200 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

Борт перевіряють також на зріз за умовою

$$\tau_{cp} = Q / (2\pi R_{кр} \delta_o^2) \leq [\tau_{cp}] \quad (5.61)$$

де  $[\tau_{cp}]$  - допустима напруга при зрізі, Па.

$$\tau_{cp} = 95,4 \cdot 10^5 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,015) = 71,83 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Знайдене значення напруги зрізу задовольняє умові тривкості.

Міцність кільця з умови його роботи на розтяг, знаходимо з урахуванням  $R_p = 141 + 6,5 = 147,5$  мм.

$$\sigma = (Q / \pi)(R_k^2 - R_p^2) \leq [\sigma] \quad (5.62)$$

$$\sigma = (95,4 \cdot 10^3 / 3,14) / (0,1575^2 \cdot 0,1475^2) = 99,6 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Отримане значення напруги гарантує тривкість кільця в зазначеному небезпечному перетині.

Окружну напруга в кільці від дії відцентрових сил (при  $\mu=0,3$ ) визначаємо

$$\sigma_t = 0,25\rho\omega^2[(3 + \mu)R_k^2 + (1 - \mu)R_p^2] \leq [\sigma] \quad (5.63)$$

$$\sigma_t^k = 0,25 \cdot 7850 \cdot 628^2 [(3 + 0,3) \cdot 0,1575^2 + (1 + 0,3) \cdot 0,1475^2] = 751 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Умова міцності різьблення:

При вигині одного витка ( $z=1$ ) з виразу:

$$\sigma_u^p = M_u / W = Qh [6 / (2\pi R_p z (t/2)^2)] \leq [\sigma_u] \quad (5.64)$$

$$\sigma_u^p = 95,4 \cdot 10^3 \cdot 0,0065 \cdot (6 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,1475 \cdot 1 \cdot (0,012/2)^2)) = 1116 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

при зм'ятті одного витка по виразу з урахуванням

$$\sigma_{cm} = (Q / \pi) / (R_p^2 - R_g^2) \leq [\sigma_{cm}] \quad (5.65)$$

$$\sigma_{cm} = (95,4 \cdot 10^3 / 3,14) / (0,1475^2 - 0,141^2) = 162 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$



Кут підйому гвинтової лінії різьблення в залежності:

$$t = 2\pi R_p \operatorname{tg} \varphi \quad (5.66)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg}(0,012 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,1475)) = 0,742^\circ = 44,3'$$

Всі умови тривкості виконані. Отримані напруги менші відповідних припустимих напруг. Найбільша напруга виявилася в стінці циліндричної оболонки барабану сепаратора.

## 6. КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

**Оцінювання курсової роботи.** Курсова робота (загальна оцінка) оцінюється за критеріями, поданими у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Шкала оцінювання курсової роботи

Оцінка		
100-бальна шкала	Шкала ECTS	Національна шкала
90-100	A	5, «відмінно»
80-89	B	4, «добре»
75-79	C	
70-74	D	3, «задовільно»
60-69	E	
35-59	FX	2, «незадовільно»
0-34	F	

Якість виконання курсової роботи та відповіді студента на захисті максимально оцінюються у 60 та 40 балів відповідно (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Розподіл балів за виконання та захист курсової роботи

Виконання курсової роботи	Захист роботи	Загальна оцінка
до 60 балів	до 40 балів	до 100 балів

Оцінювання якості виконання курсової роботи здійснюється згідно критеріїв, наведених у таблиці 6.3.

Таблиця 6.3. Шкала оцінювання якості курсової роботи

Бали	Критерії оцінювання
54-60	В роботі повно та послідовно розкрито зміст теми, творчо, самостійно досліджено проблеми, проаналізовано широке коло фактичних даних та матеріалів за останні роки. Висновки повні та обґрунтовані. Повністю дотримано вимоги до оформлення. Курсова робота виконувалася згідно графіку.
48-53	В роботі зміст розкрито на достатньо високому творчому рівні, змістовно розглянуто окремі питання плану, зібрано та проаналізовано фактичний матеріал за останні роки. Висновки

	повні та обґрунтовані. Однак в роботі мають місце окремі неточності, незначні помилки, недоліки в оформленні. Курсова робота виконувалася згідно графіку.
45-47	В роботі зміст розкрито на достатньо високому творчому рівні, досить змістовно розглянуто окремі питання плану, зібрано та проаналізовано фактичний матеріал за останні роки. Висновки досить повні та обґрунтовані. В роботі мають місце окремі неточності, незначні помилки, недоліки в оформленні. Курсова робота виконувалася з незначними відхиленнями від графіку.
42-44	В роботі в основному правильно, але недостатньо повно розкрито зміст основних питань, відсутня належна глибина аналізу теоретичного та фактичного матеріалу, роботі притаманні окремі стилістичні та граматичні помилки, є порушення щодо оформлення курсової роботи. Курсова робота виконана із запізненням.
36-41	В роботі зміст розкрито не досить повно, не досить обґрунтовані власні висновки, не було використано джерела інформації за останні роки. Висновки не досить повні, відсутні рекомендації. Є значні зауваження до оформлення. Курсова робота виконана із значним запізненням.
21-35	В роботі допущено суттєві помилки у викладенні програмного матеріалу, використано доволі вузьке коло літературних джерел, практично не наводяться фактичні та статистичні данні, немає їх аналізу. Оформлення не відповідає вимогам. Курсова робота виконана із значним запізненням.
0-20	Курсова робота виконана із значним запізненням та не відповідає висунутим вимогам.

**Захист роботи.** Заключним етапом є захист курсової роботи. Результати захисту курсової роботи оцінюється відповідно до критеріїв та за діючою шкалою оцінювання знань студента.

Студентам, які не захистили курсову роботу, призначається повторний захист.

Оцінювання захисту виконання курсової роботи здійснюється згідно критеріїв, наведених у таблиці 6.4.

Таблиця 6.4. Шкала оцінювання захисту курсової роботи

Кількість балів	Критерії оцінювання
36-40	Під час захисту давались правильні, чіткі та конкретні відповіді на більш, ніж 90% запитань.
32-35	Здобувач ВО правильно відповів на 80-90% питань.
30-31	Здобувач ВО відповів на 75% питань, був не в усьому послідовним.
28-29	Відповіді під час захисту були не завжди правильними. В цілому здобувач ВО відповів на 70-74% запитань.

24-27	Здобувач ВО відповів на 60-69% питань, був не послідовним у відповідях.
14-23	Здобувач ВО відповів на 20-60% запитань. Відповіді нечіткі та непослідовні.
0-13	Під час захисту не виділено головні моменти теми, давались невірні відповіді на запитання.

При написанні курсової роботи неминучі труднощі й помилки, які здобувач ВО долає за допомогою керівника курсової роботи. Однак є ряд типових недоліків, яких можна уникнути.

**Недоліки** курсових робіт, що найбільш розповсюджені:

- відсутність обґрунтування цілей і завдань курсової роботи;
- використання застарілих джерел і неактуальної інформації;
- незбалансований зміст;
- відсутність зв'язку між змістом роботи та загальними висновками;
- публіцистичний стиль викладання матеріалу;
- відсутність алгебраїчної та геометричної інтерпретації;
- відсутність графічних ілюстрацій;
- відсутність зв'язку між змістом роботи й матеріалами, розміщеними в додатках;
- відсутність зв'язку між змістом роботи та бібліографічним списком;
- неправильне оформлення списку літератури.

## 7. ЛІТЕРАТУРА

1. Марценюк, О.С. Процеси і апарати харчових виробництв : підруч. / О.С. Марценюк, Л.М. Мельник. К.: НУХТ, 2011. 407 с.
2. Процеси і апарати харчових виробництв : навч. посіб. / [Малежик І.Ф., Циганков П.С., Немирович П.М. та ін.] : за ред. проф. І. Ф. Малежика. К.: НУХТ, 2003. 400 с.
3. Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування : навч. посіб. / [Малежик І.Ф., Марценюк О.С., Мельник Л.М. та ін.] : за ред. проф. І.Ф. Малежика. К.: НУХТ, 2012. 543 с.
4. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабораторний практикум : навч. посіб. / [Малежик І.Ф., Зав'ялов В.Л., Зоткіна Л.В. та ін.] : за ред. проф. І.Ф.Малежика. К. НУХТ, 2006. 224 с
5. Процеси и апарати харчових виробництв: підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. Харків : Харк. держ. акад. технол. та орг. харчування. 2002. 420 с.
6. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості: підручник /Мирончук В. Г., Гулий І. С., Пушанко М. М. та ін.; за ред. В.Г. Мирончука. Вінниця: Нова книга, 2007. 648 с.
7. Технологічне обладнання харчових виробництв: метод. вказівки до викон. курсового проекту галузі знань 0505 «Машинобудування та матеріалообробка» напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» (спец. «Обладнання переробних і харчових виробництв») ден. та заоч. форм навч. /В.Л. Яровий, Р.Л. Якобчук, Д.М. Люлька. Київ: НУХТ, 2010. 28 с.
8. Черниш, П.Г. Технологічне обладнання зернопереробних підприємств:конспект лекцій для студ. спец. 7.090221 ден. та заоч. форми навч. /П.Г. Черниш. К.: НУХТ, 2007. 86 с.
9. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва: навч. посібник / П. С. Берник, З. А. Стоцько, І. П. Паламарчук, В. В. Яськов. Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004. 336 с.
10. Теплообмінні процеси та обладнання переробного та харчового виробництва: навчальний посібник / І. П. Паламарчук, П. С. Берник, З. А. Стоцько, В. В. Яськов. Львів: Бескид Біт, 2006. 368 с.
11. Богомоллов, О.В. Курсове та дипломне проектування обладнання переробних і харчових підприємств : навч. посібник / О.В. Богомоллов, П.В. Гуревкий, В.П. Богомоллова. Х.: Еспанда, 2005. 432 с.
12. Єресько, Г.О. Технологічне обладнання молочних виробництв / Г. О. Єресько, М. М. Шинкарик, В. Я. Ворощук. Київ: Фірма «ІНКОС», Центр навчальної літератури, 2007. 344 с.
13. Пушанко, М.М. Центрифугування цукрових утфелів. Теорія і практика: монографія. / М.М. Пушанко, В.А. Лагода, Н.М. Пушанко, А.Ю. Гуменюк. Київ.: Вища освіта, 2010. 439с.
14. Рвачов, В.В. Технологічне обладнання харчових виробництв. Механічне обладнання : навчальний посібник для студентів механічних фахів / В.В. Рвачов. Одеса:Астропринт, 2001. 320 с.

Навчальне видання

*Омельченко Олександр Володимирович*  
*Перекрест Володимир Вікторович*

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ  
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

**ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

Формат 60×84/8. Ум. др. арк. 2.  
Донецький національний університет  
економіки і торгівлі  
імені Михайла Туган-Барановського  
50042, Дніпропетровська обл.,  
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої  
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.