



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”



РОЗРАХУНОК МАСОНАПУСКНИХ ПРИСТРОЇВ ПАПЕРОРОБНИХ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ З ДИСЦИПЛІНИ
«РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ПАПЕРОРОБНИХ МАШИН»

Київ НТУУ «КПІ» 2008

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**РОЗРАХУНОК МАСОНАПУСКНИХ ПРИСТРОЇВ
ПАПЕРОРОБНИХ МАШИН**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ З ДИСЦИПЛІНИ
«РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ПАПЕРОРОБНИХ МАШИН»

Для студентів спеціальності „Обладнання лісового комплексу”
спеціалізації „Комп’ютерне проектування та програмне управління
обладнання целюлозно-паперового виробництва”

Затверджено
на засіданні кафедри
машин та апаратів
хімічних і нафтопереробних
виробництв
Протокол № 4 від 15.10.08 р.

Розрахунок масонапускних пристроїв папероробних машин:
Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни
„Розрахунки та конструювання папероробних машин” для студентів
спеціальності „Обладнання лісового комплексу” / Укл. О.А. Новохат – К.:
КПІ, 2008. – 16 с.

Укладач

О.А. Новохат, асистент

Відповідальний редактор

Я.М. Корнієнко, доктор техн. наук, професор

Рецензент

В.І. Сівецький, канд. техн. наук, професор

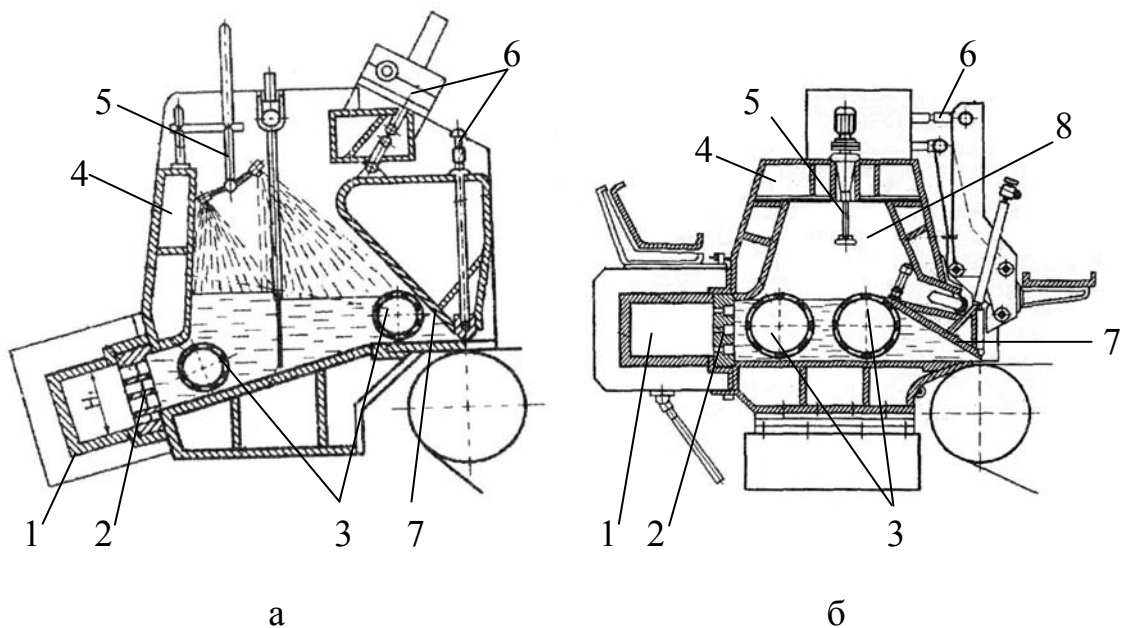
ВСТУП

Масонапускні пристрої (напірні ящики) призначені для напускання волокнистої суспензії на сітку папероробної машини. Розподіляючи волокнисту масу по всій ширині напускання на сітку, масонапускний пристрій повинен забезпечити однакові витрати, швидкість та концентрацію маси по всій ширині потоку, при цьому папероформуючі волокна маси повинні бути дезорієнтовані у всіх напрямках.

Для запобігання утворюваних згустків (флокул) волокна та їх осаду потік маси повинен бути турбулентним. Вектор швидкості у різних точках потоку повинен бути неоднаковим як за величиною, так і за напрямом. Тиск також має бути неоднаковим за всім об'єктом, з утворенням хаотичних пульсацій тиску та швидкості в часі. Потік з нерегулярною зміною його гідродинамічних характеристик від точки до точки забезпечується конструкцією масонапускного пристрою. Необхідно створювати в потоці дрібномасштабну турбулентність, яка характеризується малим розміром вихорів у потоці маси. Тільки в цьому випадку забезпечується ліквідація згустків волокон та досягається рівномірний просвіт паперу [3,4].

Для тихохідних машин із швидкістю до 200 м/хв застосовують відкриті масонапускні пристрої. Важливим елементом такого пристрою є потякорозподілювач, що дозволяє рівномірно розподіляти масу по ширині ящика. Найбільше поширення знайшли конічні багатотрубні потякорозподілювачі. Маса подається у широку частину колектора потякорозподілювача та проходить у порожнину ящика по великій кількості трубок чи по отворах у перфорованій плиті. Проходячи по

колектору, частина маси по трубках надходить у ящик, а залишена маса, яка зменшується за кількістю, йде далі уздовж колектора до його більш вузької частини. Завдяки зменшенню перерізу колектора за ходом маси досягається сталість швидкості по довжині колектора або по ширині машини. Для запобігання застійних явищ у вузькому кінці колектора здійснюють рециркуляцію маси з вузького кінця колектора у широкий. У масонапускних пристроях відкритого типу встановлені поперечні перегородки, в разі огинання яких потік маси стає турбулентним; рухома передня стінка, переміщуючи яку можна регулювати висоту випускної щілини, а також змінювати зону зустрічі струменя маси та сітки; перфорований валик, який обертається для рівномірного розподілу маси та усунення згустків [2,3].



а – напірний ящик відкритого типу; б – напірний ящик закритого типу; 1 – колектор-потокорозподільувач; 2 – перфорована плита; 3 – перфоровані валики; 4 – корпус ящика; 5 – піногасник; 6 – механізм регулювання щілини; 7 – передня стінка; 8 – повітряна подушка

Рисунок 1 – Напірні ящики

За швидкостей машин > 400 м/хв застосовують закриті масонапускні пристрої, у склад яких входять корпус, колекторна камера, перфоровані

вали. Передня стінка пристрою має механізм для зміни її положення. Передбачені також механізми для регулювання положення верхньої випускної щілини. У зв'язку з широким застосуванням формування полотна паперу між двома сітками почали ставити масонапускні пристрої гідродинамічного типу. У двосіткових формуючих пристроях формування проходить значно швидше, ніж в односіткових, на яких завдяки повільному зневоднюванню та трясінню відбувається вирівнювання концентрації та поліпшення просвіту. Для досягнення таких показників за двосіткового формування необхідно, щоб струмінь, який надходить на сітку, мав високу рівномірність розподілу волокон, бо цей розподіл практично вже не змінюється при формуванні на двосіткових формуючих пристроях. Масонапускні пристрої турбулентного типу мають відносно малі розміри поперечних перерізів та відповідно більші швидкості руху маси (8...10 м/с). Дрібномасштабна турбулентність забезпечується проходженням маси крізь багато каналів, які утворені перфорованими плитами з циліндричними каналами або набором трубок чи пакетів пластин, які утворюють вузькі канали. Все це обумовлює малий діаметр утворених вихорів, тобто дрібномасштабну турбулентність, яка виникає за рахунок тертя маси об стінки каналів [2,5].

1. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ МАСОНАПУСКНИХ ПРИСТРОЇВ

1.1 Параметричний розрахунок напірного ящика, поточкорозподілювача та колектора

Об'ємна витрата маси напірним ящиком, м³/с:

$$Q_M = \frac{Q C_K}{\rho_m (C_H - C_P)},$$

де Q - масова продуктивність машини, кг/с; ρ_m - густина маси, кг/м³; C_K - сухість паперу на накаті, %; C_H - концентрація маси в напірному ящику, %; C_P - концентрація маси у реєстровій воді, %.

Швидкість виходу маси з напускної щілини, м/с:

$$V_B = \mu\sqrt{2gH},$$

де $g = 9,81$ м/с²; H - висота напору, м; μ - коефіцієнт витрати маси ($\mu = 0,97\dots 0,98$) [5].

Висота стовпа маси у напускному пристрої залежно від швидкості, м:

$$H = (0,012\dots 0,014)(60V_B)^2 \cdot 10^{-3},$$

де V_B - швидкість виходу маси, м/с.

При розрахунках поточкорозподілювачів намагаються дотримуватись швидкості маси 2...4 м/с. Колектори поточкорозподілювачів виконують трубчастими та прямокутного поперечного перерізу.

Вхідний переріз колектора, м²:

$$F_0 = \frac{Q_M}{0,9V_K},$$

де Q_M - об'ємна витрата маси, що подається до напірного ящика, м³/с; V_K - швидкість маси у колекторі, м/с; 0,9 – коефіцієнт збільшення вхідного перерізу з урахуванням рециркуляції маси у поточкорозподілювачі [2].

Ширину перерізу колектора (за сталої висоти) визначають за табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Визначення ширини колектора

$l/\sqrt{F_0}$	Ширина колектора	
	На відстані 0,8 від входу	На кінцевому перерізі
5	0,34 B_0	0,16 B_0
10	0,36 B_0	0,17 B_0
15	0,37 B_0	0,18 B_0
20	0,39 B_0	0,19 B_0

Примітка: l - довжина колектора; B_0 – ширина камери колектора на вході.

Знайшовши відношення $l/\sqrt{F_0}$, за табл. 1 визначають ширину колектора у точці, яка відповідає відстані $0,8l$ від вхідного перерізу, а також ширину кінцевого перерізу.

Потокорозподілювачі можуть виконуватися з колекторами круглого перерізу. В цьому випадку діаметр початкового перерізу колектора, м:

$$D_0 = 1,19 \sqrt{\frac{Q_M}{V_K}}$$

Круглий колектор виконують із трьох конічних відрізків, перший з яких проходить від початку колектора до $0,6$ його довжини, другий до $0,9$ його довжини, а третій – до кінця колектора. Площу початкового перерізу визначають за початковим діаметром, а потім знаходять відношення $l/\sqrt{F_0}$. Діаметр проміжних перерізів колектора визначають за табл. 1.2 [2,4].

Таблиця 1.2 – Визначення діаметрів колектора по довжині

$l/\sqrt{F_0}$	Діаметр колектора у перерізі по довжині		
	$0,6 l$	$0,9 l$	l
5	0,71	0,5	0,4
10	0,72	0,52	0,41
15	0,73	0,53	0,42
20	0,74	0,54	0,43

Колектор круглого перерізу з'єднують з порожниною масонапускного пристрою трубками. Треба вибирати діаметр трубок так, щоб швидкість була в 2-3 рази більша за швидкість у початковому перерізі колектора. На

кожний метр довжини колектора установлюють звичайно 5...8 трубок. Довжина трубок повинна дорівнювати менше, ніж 10...12 їх діаметрів.

Діаметр трубок, м:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_M}{\pi n V_T}},$$

де V_T - швидкість маси у трубках, м/с;

n - кількість трубок, шт.

1.2 Параметричний розрахунок перфорованих валів

Головними характеристиками перфорованих валів є діаметр отворів та живий переріз (відношення площі отворів до площі циліндричної зовнішньої поверхні вала). Живий переріз, м²:

$$\varphi = \frac{\pi d^2}{2t_1 t_2},$$

де d - діаметр отворів, м; t_1 та t_2 - відповідно крок отворів на зовнішньому напрямі та по довжині вала, м.

Втрати ΔP , Па напору при русі потоку крізь перфорований вал можна вважати як

$$\Delta P = \xi \frac{V_1^2 \rho}{2},$$

де ξ - коефіцієнт опору, який залежить від живого перерізу вала;

V_1 - швидкість маси у зоні знаходження вала, м/с;

ρ - густина маси, кг/м³.

Значення живого перерізу та коефіцієнта опору наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Визначення живого перерізу та коефіцієнта опору

Живий переріз	35	40	45	50	55
Коефіцієнт опору	10,3	6,9	4,8	3,3	2,3

Зусилля від проходження потоку, яке діє на перфорований вал, Н:

$$P = 10^3 \Delta P D L ,$$

де Q_M - кількість маси, яка проходить крізь вал, м³/с; D, L - відповідно діаметр та довжина вала, м.

Для розрахунку вала на міцність та жорсткість визначають загальне зусилля, яке діє на вал, Н:

$$P_C = \sqrt{P_B^2 + P^2 + 2PP_B \cos \gamma} ,$$

де P_B - вага вала, Н; P - зусилля від потоку маси, Н; γ - кут між напрямом дії сили P_B та P , град.

Прогин перфорованого вала, м:

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{P_C l^3}{EI} ,$$

де E - модуль пружності, Н/м²; I - момент інерції поперечного перерізу перфорованого вала, м⁴,

$$I = I_{\text{сц}} (\delta - 0,01\delta) = 0,99I_{\text{сц}} \delta = 0,123\pi\delta D^3 ,$$

де $I_{\text{сц}}$ - момент інерції суцільної труби, м⁴, δ - товщина стінки вала, м.

Прогин перфорованого вала не повинен бути більшим за 1 мм. Напругу у стінці перфорованого вала, як правило, не визначають, бо якщо прогин вала менший за допустимий, то напруга мала [1,4].

1.3 Втрати напору при русі потоку у порожнині напірного ящика

Найбільші втрати напору виникають при русі волокнистої суспензії крізь отвори перфорованих плит, при цьому звичайно обчислюють тільки втрати напору від місцевих опорів на вході та виході потоку у отвори плит, а також при русі потоку по ступінчастим переходам трубок перфорованої плити. Втрати напору з урахування місцевих опорів, Па:

$$h = \xi \frac{V_1^2 \cdot \rho}{2} ,$$

де V_1 - швидкість маси в отворах плити на вході суспензії, м/с;
 ξ - коефіцієнт місцевих опорів; ρ - густина суспензії, кг/м³.

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{W_1}{W_0} \right)^2 + \left(1 - \frac{W_1}{W_2} \right)^2 + \left(\frac{W_1}{W_2} \right)^2 \left(1 - \frac{W_2}{W_3} \right)^2,$$

де W_0 та W_3 - відповідно площа поверхні вхідного та вихідного боків плити, м²; W_1 та W_2 - відповідно площі перерізів отворів перфорованої плити для I та II ступенів, м².

Коефіцієнт місцевого опору звичайно становить 0,9...1,0 [2].

1.4 Параметр випускної щілини

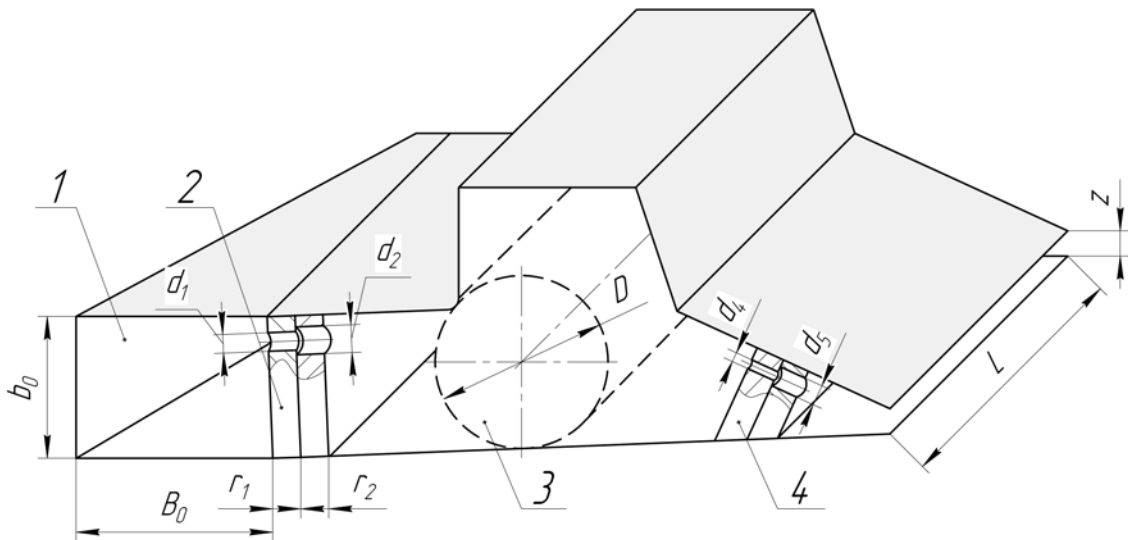
Випускна щілина утворена верхньою та нижньою губами напірного ящика. Верхня губа має механізм для регулювання її положення відносно нижньої, завдяки чому змінюється величина відкриття щілини $h_{щ}$, м:

$$h_{щ} = \frac{q}{10,9(C_{ящ} - C_p)\xi},$$

де q - маса 1 м², кг/м²; $C_{ящ}$ та C_p - відповідно концентрації волокна в масі у напірному ящику та регістровій воді, %; ξ - коефіцієнт стиску струменя ($\xi = 0,9$ для щілини з похилою верхньою стінкою; $\xi = 0,8$ для щілини з вертикальною губою) [2].

2. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Мета розрахунку: розрахувати напірний ящик турбулентного типу з колектором поточкорозподільвача прямокутного перерізу та перфорованою плитою. Для турбулізації потоку маси застосовують другу плиту із ступінчастими отворами.



1 – колекторна камера; 2 – перфорована плита; 3 – перфорований валик; 4 – турбулізуючий елемент

Рисунок 2 – Масонапускний пристрій

2.1 Вихідні дані:

продуктивність машини Q , кг/с	2,33
робоча швидкість машини V_M , м/с	7,3
швидкість маси у колекторі V_1 , м/с	0,8...2,5
концентрація маси в напірному ящику C_H , %	0,6
концентрація маси у реєстровій воді C_p , %	0,2
сухість паперу на накаті C_K , %	95
висота камери колектора b_0 , м	0,3
ширина камери колектора на вході B_0 , м	0,85
величина отвору випускної щілини z , м	0,005...0,08
ширина напуску маси L , м	4,65

2.2 Параметричний розрахунок.

2.2.1 Об'ємна витрата маси, що надходить на сітку, м³/с:

$$Q_M = \frac{QC_K}{\rho_m(C_H - C_P)} = \frac{2,33 \cdot 95}{1000 \cdot (0,6 - 0,2)} = 0,553.$$

Примітка: при концентрації волокна менше 1% $\rho_m \approx \rho_{\text{води}}$.

2.2.2 Об'ємна витрата маси, яка надходить до колектора поточкорозподільвача, з урахуванням циркуляції (10 %), м³/с:

$$Q_K = \frac{Q_M}{0,9} = \frac{0,553}{0,9} = 0,615.$$

2.2.3 Колекторна камера звужується від вхідного кінця до вихідного і має переріз прямокутного профілю.

Площа вихідного перерізу, м²:

$$F_0 = b_0 B_0 = 0,3 \cdot 0,85 = 0,255.$$

2.2.4 Швидкість маси у колекторній камері, м/с:

$$V_1 = \frac{Q_K}{F_0} = \frac{0,615}{0,255} = 2,4,$$

що відповідає заданим рекомендованим значенням швидкості.

2.2.5 Визначають відношення $l/\sqrt{F_0}$:

$$\frac{l}{\sqrt{F_0}} = \frac{4,65}{\sqrt{0,255}} \approx 10.$$

2.2.6 З табл. 1.1 визначаємо ширину колектора:

$$B_1 = 0,36 \times B_0 = 0,36 \times 0,85 = 0,315 \text{ м}$$

$$B_2 = 0,17 \times B_0 = 0,17 \times 0,85 = 0,141 \text{ м}.$$

2.3 Визначення коефіцієнтів гідравлічного опору перфорованої плити колектора.

2.3.1 Для розрахунку конструктивно приймаємо розміри перфорованої плити. Товщина $S = 0,135$ м, діаметри отворів I ступеня $d_1 = 0,012$ м та II ступеня $d_2 = 0,018$ м, довжина отворів I ступеня

$r_1 = 0,065$ м, довжина отворів II ступеня $r_2 = 0,07$ м, кількість отворів $n = 465$.

2.3.2 Швидкість маси у отворах діаметром d_1 , м/с:

$$V_2 = \frac{4Q_M}{\pi d_1^2 n} = \frac{4 \cdot 0,553}{3,14 \cdot 0,012^2 \cdot 465} = 10,52.$$

2.3.3 Визначаємо втрати напору для проходження маси крізь отвори в плити. Коефіцієнт місцевого опору при вході маси із колектора у отвори:

$$\xi_1 = 0,5 \left(1 - \frac{W_1}{W_0} \right)^2,$$

де W_1 - сумарна площа отворів діаметром d_1 , м²;

W_0 - площа перерізу колектора, м².

$$W_1 = \frac{\pi d_1^2 n}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,012^2 \cdot 465}{4} = 0,0525,$$

$$W_0 = Lb_0 = 4,65 \cdot 0,3 = 1,39.$$

Тоді

$$\xi_1 = 0,5 \left(1 - \frac{W_1}{W_0} \right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{0,0525}{1,39} \right)^2 = 0,463.$$

2.3.4 Коефіцієнт місцевого опору при переході маси із отворів діаметром d_1 у отвори діаметром d_2 :

$$\xi_2 = \left(1 - \frac{W_1}{W_2} \right)^2,$$

де W_2 - сумарна площа отворів діаметром d_2 , м²;

$$W_2 = \frac{\pi d_2^2 n}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,018^2 \cdot 465}{4} = 0,118,$$

Тоді

$$\xi_2 = \left(1 - \frac{W_1}{W_2} \right)^2 = \left(1 - \frac{0,0525}{0,118} \right)^2 = 0,308.$$

2.3.5 Коефіцієнт місцевого опору ξ_3 при вході маси із отворів діаметром d_2 у порожнину ящика:

$$\xi_3 = \frac{d_1^4}{d_2^4} \left(1 - \frac{W_2}{W_3} \right)^2,$$

де W_3 - площа перерізу потоку у порожнині ящика, $W_3 = 0,94 \text{ м}^2$ (приймають конструктивно).

Тоді коефіцієнт місцевого опору ξ_3 :

$$\xi_3 = \frac{d_1^4}{d_2^4} \left(1 - \frac{W_2}{W_3} \right)^2 = \frac{0,012^4}{0,018^4} \left(1 - \frac{0,118}{0,94} \right)^2 = 0,15.$$

2.3.6 Коефіцієнти гідравлічного опору турбулізуючого елемента обчислюємо аналогічно. Приймаємо, що турбулізуючий елемент має ступінчасті отвори з діаметром на I ступені $d_4 = 0,011 \text{ м}$, та II ступені $d_5 = 0,017 \text{ м}$, число отворів $n_1 = 498$.

2.3.7 Коефіцієнт місцевого опору при вході маси до плити:

$$\xi_4 = 0,5 \left(1 - \frac{W_6}{W_5} \right)^2,$$

де W_6 - сумарна площа отворів діаметром d_4 , м^2 ;

W_5 - площа каналу висотою $l = 0,1 \text{ м}$ (перед елементом), м^2 .

$$W_6 = \frac{\pi d_4^2 n_1}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,011^2 \cdot 498}{4} = 0,047,$$

$$W_5 = Ll = 4,65 \cdot 0,1 = 0,465.$$

Тоді

$$\xi_4 = 0,5 \left(1 - \frac{W_6}{W_5} \right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{0,047}{0,465} \right)^2 = 0,4.$$

2.3.8 Швидкість V_4 , для якої знайшли ξ_4 , можна визначити як

$$V_4 = V_2 \frac{K}{W_6},$$

де

$$K = \frac{d_1^2}{d_2^2} W_2 = \frac{0,012^2}{0,018^2} \cdot 0,118 = 0,052$$

Отже швидкість V_4 , м/с:

$$V_4 = V_2 \frac{K}{W_6} = 10,52 \frac{0,052}{0,047} = 11,64.$$

2.3.9 Коефіцієнт опору при переході маси із отворів діаметром d_4 у отвори діаметром d_5 :

$$\xi_5 = \left(1 - \frac{W_6}{W_7}\right)^2,$$

де W_7 - сумарна площа отворів діаметром d_5 , м².

$$W_7 = \frac{\pi d_5^2 n_1}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,017^2 \cdot 498}{4} = 0,113.$$

Тоді

$$\xi_5 = \left(1 - \frac{W_6}{W_7}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,047}{0,113}\right)^2 = 0,34.$$

2.3.10 Коефіцієнт опору при переході маси із перфорованої плити у порожнину ящика з пластинами:

$$\xi_6 = \frac{d_4^4}{d_5^4} \left(1 - \frac{W_7}{W_8}\right)^2,$$

де W_8 - площа перерізу каналів, м².

$$W_8 = a_K b_K n_1,$$

$a_K = b_K$ - розміри каналів (приймають $a_K = b_K = 0,025$ м),

$$W_8 = a_K b_K n_1 = 0,025 \cdot 0,025 \cdot 498 = 0,311.$$

Тоді

$$\xi_6 = \frac{d_4^4}{d_5^4} \left(1 - \frac{W_7}{W_8}\right)^2 = \frac{0,011^4}{0,017^4} \left(1 - \frac{0,113}{0,311}\right)^2 = 0,071.$$

2.4 Визначення сумарного опору.

2.4.1 Загальні втрати напору від гідравлічного опору, Па:

$$h_n = \frac{V_2^2 \cdot \rho_m}{2} \left[\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \frac{K}{W_5} (\xi_4 + \xi_5 + \xi_6) \right] =$$
$$= \frac{10,52^2 \cdot 1000}{2} \left[0,463 + 0,308 + 0,15 + \frac{0,052}{0,465} (0,4 + 0,34 + 0,071) \right] = 5,9 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

2.4.2 Втрати напору на гідравлічний опір напірного ящика, Па:

$$h_{\Gamma} = K_0 h_n + h_H = 1,1 \cdot 5,9 \cdot 10^4 + 0,95 \cdot 10^4 = 7,44 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

де K_0 - коефіцієнт, що враховує гідравлічний опір крім перфорованих плит ($K_0 = 1,1$) [3].

h_H - напір для піднімання маси із колектора до масонапускного каналу (приймають в залежності від напірного ящика, $h_H = 0,95 \cdot 10^4$ Па).

2.4.3 Швидкісний напір, Па:

$$h_K = \frac{V_M^2 \rho_m}{2} = \frac{7,3^2 \cdot 1000}{2} = 2,7 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

2.4.4 Сумарний напір, необхідний для роботи ящика, Па:

$$H = h_{\Gamma} + h_K = 7,44 \cdot 10^4 + 2,7 \cdot 10^4 = 10,14 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Мазарський С.М. и др. Оборудование ЦБП. – М.: Лесн. пром.-сть, 1968. – 456 с.
2. Оборудование ЦБП / Под. ред. В.А.Чичаева. – М.: Лесн. пром.-сть, 1981. Т. 2. – 263 с.
3. Эйшлин И.Я. и др.. Бумагоделательные и отделочные машины. – М.: Лесн. пром.-сть, 1970. – 624 с.
4. Зубец А.Д. и др. Курсовое и дипломное проектирование оборудования предприятий ЦБП. – М.: Лесн. пром.-сть, 1989. – 176с.
5. Примаков С.П., Барбаш В.А. Технологія паперу і картону: Навч. посіб./ Друге видання, переробл. — Київ: ЕКМО, 2008. – 425 с.