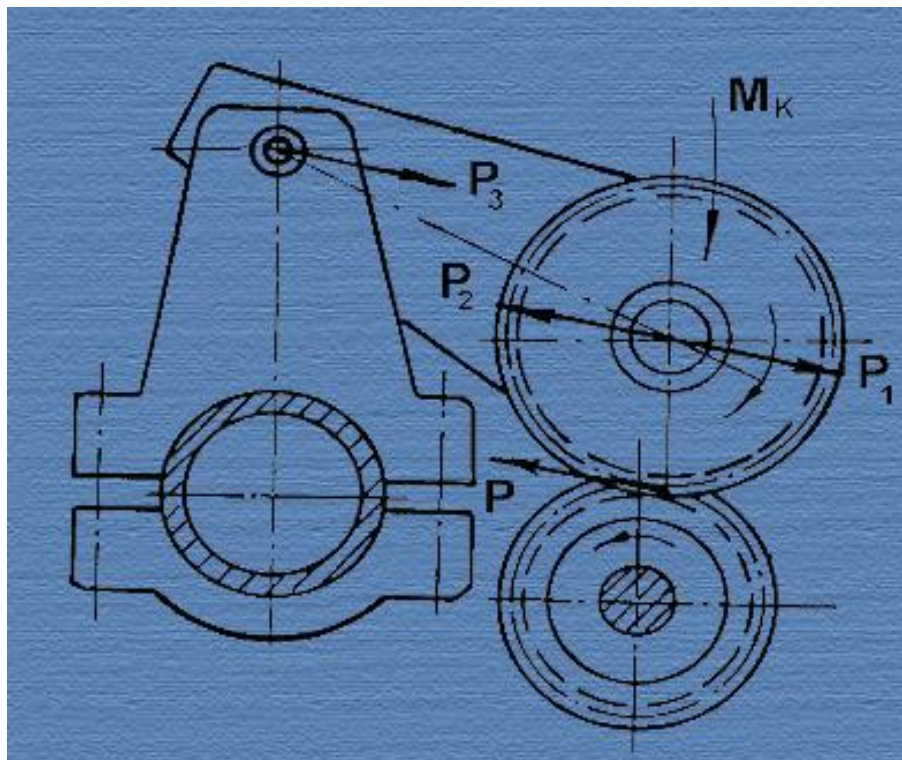


**П.І.Чередніченко, В.Г.Бакалов**

**МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ  
ХІМІЧНИХ ВОЛОКОН І НИТОК  
ІЗ РОЗЧИНІВ ПОЛІМЕРІВ**

**КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ**



НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**П.І.ЧЕРЕДНІЧЕНКО, В.Г.БАКАЛОВ**

**МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ  
ХІМІЧНИХ ВОЛОКОН І НИТОК  
ІЗ РОЗЧИНІВ ПОЛІМЕРІВ**

**КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ**

Навчальний посібник

*Рекомендовано*

*Міністерством освіти і науки України, як навчальний посібник  
для студентів вищих навчальних закладів*

Чернігів 2008

УДК 677.051.1:677.4(075.8)

ББК 65.305я73

Ч46

**Автори:**

**Чередніченко П.І.**, доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедрою “Машини та апарати виробництв хімічних волокон і текстильної промисловості” Чернігівського державного технологічного університету  
**Бакалов В.Г.**, кандидат технічних наук, доцент кафедри “Машини та апарати виробництв хімічних волокон і текстильної промисловості” Чернігівського державного технологічного університету

**Рецензенти:**

**Пипа Б.Ф.**, заслужений діяч науки и техніки України, доктор технічних наук, професор кафедри інженерної механіки Київського національного університету технології і дизайну

**Ступа В.І.**, заслужений діяч науки и техніки України, доктор технічних наук, професор голова правління ВАТ «Хімотекстильмаш»

**Кальченко В.В.**, доктор технічних наук, професор кафедри інтегрованих технологій машинобудування і автомобілів Чернігівського державного технологічного університету

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України, як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (лист №1.4/18-Г-2137 від 30.11.2007р.)*

**Чередніченко П.І., Бакалов В.Г.**

Ч 46 Машини для формування хімічних волокон і ниток із розчинів полімерів. Конструкція, розрахунок і проектування. Навчальний посібник. Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 152 с.

ISBN 978-966-7496-21-0

У посібнику дається призначення, структура, принцип роботи, порівняльний аналіз, технічні вимоги різних механізмів, які встановлені на машинах для формування хімічних волокон. Детально розглядаються робочі елементи, механізми і деталі машин для формування хімічних волокон з розчинів, їхня конструкція і розрахунок.

Для студентів і фахівців, пов'язаних з виробництвом хімічних волокон і розробкою встаткування для формування.

152 с., іл.81, бібліогр. 18

**УДК 677.051.1:677.4(075.8)**

**ББК 65.305я73**

ISBN 978-966-7496-21-0

© П.І.Чередніченко, В.Г.Бакалов

© Чернігівський державний технологічний університет

## ВСТУП

Безперервне зростання виробництва хімічних ниток і поліпшення їхніх фізико-механічних показників можуть бути здійснені тільки на базі всебічного технічного прогресу й оснащення заводів новітніми видами обладнання. Вирішальна роль у технічному переозброєнні даної галузі промисловості, так само як і всього народного господарства країни належить машинобудуванню, яке покликано забезпечити випуск обладнання, що різко підвищує продуктивність праці і якість вироблюваної продукції.

Досвід експлуатації обладнання для виробництва хімічних ниток і волокон свідчить про те, що воно далеко не повністю задовольняє вимогам, які пред'являються. Тому вдосконалення обладнання, а також технологічних режимів одержання хімічних ниток має велике народногосподарське значення. Однак у цей час розробка більшості машин, а також окремих вузлів цих машин недостатньо оснащена обґрунтованою й перевіреною методикою розрахунку й проектування, що відповідає сучасним вимогам.

Досконалим і високоефективним може бути визнано тільки те обладнання, яке при високій продуктивності, малих трудових витратах дозволяє забезпечувати економічне проведення технологічних процесів у строго заданих режимах і найважливіше - випуск високоякісної продукції. Отже, актуальними є питання дослідження й розробки процесів і механізмів, які забезпечують виробництво ниток високої якості.

Представлений навчальний посібник ставить однією зі своїх головних цілей узагальнення й створення наукових основ для вирішення важливої народногосподарської проблеми, пов'язаної з підвищенням якості вироблених ниток і волокон - створенням обладнання для формування хімічних волокон з розчинів.

## Розділ 1

# ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КУРСУ "МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ХІМІЧНИХ ВОЛОКОН І НИТОК ІЗ РОЗЧИНІВ ПОЛІМЕРІВ"

### 1.1 Види хімічних волокон, які формуються з розчинів, їхні основні характеристики і фізико-механічні властивості

Хімічними волокнами називаються волокна, отримані шляхом переробки природних чи синтетичних високомолекулярних сполук. Хімічні волокна, які формуються з розчинів підрозділяються на два види: волокна, отримані шляхом переробки природних високомолекулярних сполук (целюлози), до них відносяться віскозні, мідноаміачні, ацетатні; і волокна, які виробляють із синтетичних полімерів - хлорин, вінол, нітрон і інші. Найбільш важливі фізико-механічні властивості хімічних волокон, які формуються із розчинів, приведені в табл.1.

В залежності від хімічної будови вихідних синтетичних полімерів волокна підрозділяються на карболанцюгові і гетероланцюгові. До карболанцюгових волокон відносяться волокна, в яких основні ланцюги макромолекул побудовані тільки з атомів вуглецю. До них відносяться нітрон, хлорин, вінол, фторлон і інші. Карболанцюгові волокна так само, як і волокна з природних полімерів, формуються, в основному, з розчинів.

До гетероланцюгових волокон відносяться волокна, у яких поряд з атомами вуглецю в основних ланцюгах макромолекул присутні атоми азоту, чи кисню інших елементів. До цих волокон відносяться: капрон, анід, лавсан, поліпропілен і інші. Гетероланцюгові волокна формуються, в основному, з розплавів.

Найбільшого розвитку на даний час одержало виробництво віскозних волокон. На його частку припадає (55 – 60)% світового виробництва хімічних волокон. Причиною настільки великого поширення хімічних віскозних волокон є їхня висока дешевизна, тому що вони виробляються з найбільш дешевої сировини - деревної целюлози і до того ж мають гарні фізико-механічні і споживчі властивості.

Однак, віскозні волокна мають і ряд істотних недоліків до числа яких відносяться: велика теплопровідність, велика гігроскопічність, значна втрата міцності в мокрому стані.

Мідноаміачне волокно по своєму зовнішньому вигляду дуже схоже на натуральний шовк. Завдяки високій еластичності, м'якості, гнучкості і механічній міцності, мідноаміачне волокно знайшло досить широке застосування для виробництва тонкого трикотажу.

Ацетатні - волокна по своєму хімічному складу принципово відрізняються від інших видів гідратцелюлозних волокон. У той час як віскозне і мідноаміачне волокно за своїм хімічним складом являють собою гідратцелюлози, ацетатне волокно складається не з целюлози, а з оцтового ефіру целюлози (ацетилцелюлози). Завдяки цій корінній відмінності впливає ряд особливостей у властивостях ацетатних волокон. Так наприклад, ацетатне волокно не має

Таблиця 1

## Властивості волокон

Волокно	Лінійна шільність (товщина), текс	Щільність, г/см <sup>3</sup>	Міцність			Відносне подовження, %		Набухання в воді, %	Водопоглинання при 20°C і 65%-ній відносній вологості, %
			Сухого волокна, Мн/м <sup>2</sup>	Мокрого волокна	Волокна в петлі	Сухого волокна	Мокрого волокна		
Штучне волокно									
Ацетатне (нитка)	6,7-17	1,32	160-180	65	85	25-35	35-45	20-25	5,2
Триацетатне штапельне	0,33-0,67	1,30	140-160	70	85	22-28	30-40	12-18	2,5
Віскозне штапельне звичайне штапельне високоміцне штапельне високомодульне нитка звичайна нитка високоміцна	0,17-0,67	1,52	320-370	55	35	15-23	19-28	95-120	12,0
	0,17-0,33	1,52	500-620	75	40	19-28	25-29	62-65	12,0
	0,11-0,25	1,52	500-820	65	25	5-15	7-20	55-90	12,0
	6,7-27,7	1,52	320-370	55	45	15-23	19-28	95-120	12,0
Мідноаміачне штапельне нитка	180;250 0,17-0,67 5-13	1,52 1,52	450-820 210-260 230-320	80 65 65	35 70 75	12-16 30-40 10-17	20-27 35-50 15-30	62-70 100 -	12,0 12,5 12,5
Синтетичне волокно									
Поліамідне (капрон) нитка звичайна нитка високоміцна штапельне	1,7; 5; 16 93	1,14 1,14	460-640 740-860	85-90 85-90	85 80	30-45 15-20	30-45 15-20	10-12 9-10	4,5 4,5
	0,18-0,48	1,14	410-620	80-90	75	40-70	40-70	10-12	4,5
	11 29	1,38 1,38	520-620 800-1000	100 100	90 80	18-30 8-15	18-30 8-15	3-5 3-5	0,35 0,35
	0,17-0,83	1,38	400-580	100	40-80	20-30	20-30	3-5	0,35
Поліакрилонітрильне (нітрон) нитка технічна штапельне	29	1,17	460-560	95	72	16-17	16-17	2	0,9
	0,17-0,83	1,17	210-320	90	70	20-60	20-60	5-6	1,0
	0,17-0,33	1,30	470-700	80	35	20-25	20-25	25	3,4
	0,17-0,33	1,38	110-160	100	60-90	23-180	23-180	0	0
Поліпропіленове нитка штапельне	6,7-17 0,4-1	0,90 0,90	300-650 300-490	100 100	80 90	15-30 20-40	15-30 20-40	0 0	0 0
	-	1,0	50-100	100	100	500-1000	500-1000	-	1,0
Природне волокно									
Бавовна	0,11-0,2	1,52	330-400	110	-	10	11	22-34	7,5
Вовняне	0,21-5	1,32	330-400	85	100	22-25	25-30	20	14,0

високої гігроскопічності і не втрачає в мокрому стані значної частини своєї міцності, що властиве віскозним волокнам, має меншу питому вагу, у відношенні блиску подібний з натуральним шовком, має гарний гриф, м'якість, високу еластичність і ряд інших цінних технічних властивостей. До недоліків ацетатних волокон варто віднести їх високу здатність електризуватися та накопичувати заряди статичної електрики досить високого потенціалу.

Волокно нітрон в останні роки стало випускатися в значних кількостях. Воно має відмінні діелектричні властивості, винятково низьку гігроскопічність, майже повну відсутність втрати міцності у вологому стані. Волокно нітрон по своїм властивостям близьке до натуральної вовни, не боїться молі, не гниє, не набухає у воді. Воно міцніше натуральної вовни в 2,6 рази, легше віскозних волокон і бавовни, має високу світлостійкість. Недоліком волокон нітрон є їх погана здатність до фарбування, висока здатність електризуватись.

Волокно хлорин також володіє дуже високою здатністю електризуватись, білизна з нього має лікувальні властивості.

Волокна вінол і фторлон знайшли широке застосування в хімічній промисловості завдяки своїм унікальним властивостям протистояти впливу кислот і лугів. З цих волокон виготовляють фільтр матеріали для агресивних рідин.

## **1.2 Характеристика технологічного устаткування, яке застосовується для формування хімічних волокон з розчину**

Загальна технологічна схема отримання хімічних волокон полягає в приготуванні розчинів волокнотвірних полімерів (природного чи синтетичного походження), роздачі їх на робочі місця машин, продавлюванні розчину через фільтр, формуванні ниток, прийманню їх і обробці.

Різні по своїй хімічній природі волокна вимагають і різних по конструктивному оформленню машин і апаратів для підготовки розчинів, різних умов формування в плані температурних, хімічних і швидкісних режимів, різних пристроїв, що забезпечують обробку.

Цим і можна пояснити існування великої кількості різних машин, що застосовуються у промисловості хімічних волокон.

Виходячи з вимог до хімічних волокон, що залежать як від властивостей волокнотвірного полімеру, так і від конструктивного виконання робочих органів машин для формування і витримування технологічних параметрів, устаткування для формування хімічних волокон з розчинів можна розділити на дві групи: машини для мокрого способу формування і машини для сухого способу формування.

Ці групи машин мають багатомісну конструкцію, тому що кожна нитка в процесі формування повинна послідовно проходити ряд робочих пристроїв і систем, і крім того, мають загальні механізми приводів і системи, що забезпечують необхідні технологічні параметри і дозволяють проводити їхнє регулювання, як у процесі формування так і при заправних і



пусконалагоджувальних роботах.

Діапазон робочих швидкостей машин для формування хімічних волокон з розчинів дуже значний і може досягати величин від 10 м/хв до 800 м/хв. Температура формування може бути від +16 °С до +180 °С. Кількість робочих місць від одного до 400.

В залежності від технологічного процесу і властивостей хімічного волокна нитка при формуванні може рухатися зверху - вниз, знизу - вгору і "П" - подібно з однієї сторони машини на іншу. Нитка на машинах може бути сформована так, щоб не було потреби наступної обробки. Такі процеси здійснюються на машинах неперервної дії.

При сухому способі формування затвердіння струминок розчину волокнотвірного полімеру і перетворення їх у нитки відбувається у газоповітряному середовищі без зміни хімічного складу полімеру за рахунок випаровування з розчину летучих розчинників.

При мокрому способі формування затвердіння струминок розчину волокнотвірного полімеру і перетворення їх у нитки здійснюється в рідкому середовищі в результаті взаємодії струминок розчину з різними хімічними реагентами, що входять до складу осаджувальної ванни. При цьому відбуваються фізико-хімічні процеси, що супроводжуються хімічними реакціями, які призводять до зміни складу полімеру волокнотвірного розчину.

Конструкції машин для формування хімічних волокон повинні цілком забезпечити всі необхідні умови для проведення технологічного процесу формування з високою стабільністю витримки технологічних параметрів.

На машинах і агрегатах для здійснення неперервних процесів нитки безпосередньо після формування і витягування неперервно проходять усі необхідні наступні технологічні процеси - обробку, сушку, замаслювання, кручення і намотування. Устаткування для неперервного процесу формування може складатися, як з окремих систем і механізмів, що входять у конструкцію машини для формування, так і з декількох спеціальних машин і апаратів, встановлених у лінію послідовно після машини для формування і являють собою агрегат.

### **1.3 Спільність основних принципів розробки машин для формування хімічних волокон з розчинів**

Основною задачею, що стоїть перед розробником устаткування для формування хімічних волокон з розчинів, є створення машин і агрегатів, які цілком відповідають потребам народного господарства і дають найбільший економічний ефект, мають високі техніко-економічні показники, головними з яких є: висока продуктивність і надійність, малі габарити, металоемність, вагу, енергоемність, обсяг і вартість ремонтних робіт, витрати на робочу силу; високій ресурс довговічності, міжремонтні строки, простоту обслуговування, зручність керування, розбирання і збирання й інші.

При розробці машин для формування хімічних волокон необхідно



дотримуватись вимогам технічної естетики й ергономіки. Машини повинні мати композиційну виразність, красивий зовнішній вигляд, конструкція робочих органів і органів керування повинна бути функціонально обґрунтована з урахуванням вимог інженерної психології.

При всій різноманітності умов формування хімічних волокон з розчинів будь-яку конструкцію машини для формування можна чітко розділити на наступні укрупнені складальні одиниці:

1 Пристрої, системи, механізми розподілу, дозування і подачі розчину до філь'єр;

2 Пристрої і системи, що забезпечують умови формування волокна, які необхідні, щоб сформувати волокно з рідких струминок розчину в умовах заданих технологічних параметрів;

3 Механізми і пристрої витягування цілком або частково затверділих ниток, щоб забезпечити при відповідних технологічних параметрах (кратність витягування, швидкість і температуру) одержання необхідних фізико-механічних властивостей;

4 Приймально-намотувальні пристрої, призначені для намотування або укладання волокна, різної форми, структури і ваги відповідно до вимог подальших технологічних операцій.

Пристрої, системи і механізми для розподілу, дозування і подачі розчину волокнотвірного полімеру до філь'єр складаються з трубопроводів (колекторів), насосів, що точно дозують розчин на кожне робоче місце, фільтрів, що забезпечують остаточну фільтрацію розчину, а також зі сполучних трубок, обігрівних систем і ниткоутворювачів.

Пристрої і системи, що забезпечують формування по своєму типу, насамперед, залежать від того, який спосіб формування має місце - сухий чи мокрий. При мокрому способі на машині передбачаються осаджувальні, а в деяких випадках пластифікаційні ванни, по яких циркулюють необхідні для процесу формування робочі розчини. При сухому способі формування на машині передбачені шахти, в яких циркулює парогазова суміш летучого розчинника і гарячого повітря. Шахти можуть досягати значної довжини. Окремі ділянки шахти можуть обігріватися або охолоджуватися.

До пристроїв і систем формування відносяться також усі трубопроводи для подачі і відводу робочих розчинів осаджувальної і пластифікаційної ванн, повітря і теплоносія.

Механізми і пристрої витягування, в основному, складаються з витяжних дисків, що обертаються з різною швидкістю і витягають сформовані нитки. При цьому відбувається додаткова орієнтація макромолекул і зміцнення ниток. Привод витяжних дисків відрізняється великою конструктивною різноманітністю.

Приймально-намотувальні пристрої за принципом роботи мало чим відрізняються від аналогічних пристроїв, застосовуваних на машинах у виробництві натуральних видів волокон. Такими пристроями є: електроверетена, електроцентрифуги, веретена з механічним приводом, бобіни, що мають

індивідуальний регульований привод і бобіни з фрикційним приводом і інші.

Для розкладки нитки застосовуються механізми, робочий орган яких робить зворотно-поступальний рух відносно пакування, що формується, а також вузол кільце-бігунок і кільцева планка з мотальним механізмом, що дозволяють формувати пакування з одночасним крутінням нитки.

В залежності від конструкції і взаємного компонування систем і механізмів машини для формування хімічних волокон з розчинів можуть бути одно чи багатопверховими з рухом ниток, що формуються у вертикальному, горизонтальному або похилому напрямку.

Загальними принципами, що можуть бути покладені в основу при розробці конструкцій машин для формування хімічних волокон з розчинів є: забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних умов для обслуговуючого персоналу, забезпечення високої продуктивності, надійності, довговічності і безвідмовності, забезпечення застосування в розроблювальній конструкції всіх досягнень в області удосконалення технології формування хімічних волокон, з урахуванням можливості переносу позитивного досвіду й окремих механізмів з інших високорозвинених областей техніки (авіації, верстатобудування, автомобілебудування і т.д.), поліпшення умов техніки безпеки, культури обслуговування машин і поліпшення їхнього естетичного вигляду.

При проектуванні особлива увага повинна приділятися технологічності конструкції машини, застосуванню нормалізованих деталей і механізмів і держстандарту. Якщо розробка нової конструкції машини відбувається з використанням машин-аналогів, особливо якщо вони виготовлені на вітчизняних заводах, необхідно прагнути до максимальної уніфікації деталей механізмів і систем, щоб виготовлення машини було простим.

Сучасними тенденціями розвитку й удосконалення машин для формування хімічних волокон з розчинів, які необхідно враховувати при розробці нових конструкцій, є:

- 1 Підвищення швидкості формування;
- 2 Збільшення ваги пакування;
- 3 Зменшення габаритів машин;
- 4 Збільшення кількості робочих місць;
- 5 Механізація й автоматизація трудомістких процесів;
- 6 Створення машин, що забезпечують одностадійні і неперервні процеси формування, обробки і приймання;
- 7 Застосування автоматичного контролю технологічних параметрів і їхнє регулювання;
- 8 Створення удосконалених, раціональних механізмів і систем, що забезпечують скорочення чи об'єднання технологічних операцій і переходів.

## Розділ 2

# ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ І РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ СИСТЕМ ПОДАЧІ РОЗЧИНІВ ПОЛІМЕРУ І РОБОЧИХ РОЗЧИНІВ НА МАШИНИ

### 2.1 Системи подачі розчинів полімеру і робочих розчинів на машини. Розчинопровіди. Розрахунок розчинопрвідів

Системи подачі розчинів полімеру і робочих розчинів призначені для транспортування і їх розподілу по робочих місцях машин для формування хімічних волокон. Слід зазначити, що на сучасних великих виробництвах хімічних волокон кількість встановлених машин досить велика, і щоб забезпечити велику маневреність виробництва і можливість випуску ниток і волокон різного призначення, систему подачі розчинів полімеру і робочих розчинів поділяють на кілька самостійних паралельних потоків.

Розчини полімерів перекачуються на машини об'ємними насосами по звичайних трубопроводах, що конструктивно можуть бути виконані з корозійно стійких труб і мати систему обігріву, необхідну при перекачуванні високов'язких розчинів.

Робочі розчини також подаються на машини по звичайних трубопроводах.

Конструкція системи подачі волокнотвірного полімеру цілком залежить від його стабільності. Розробнику завжди необхідно знати чи хімічно стійкий розчин волокнотвірного полімеру чи ні, при заданих технологічних параметрах його руху по розчинопроводі (час перебування розчину в трубопроводі, температура і тиск).

Якщо розчин стабільний у часі, наприклад розчин ацетилцелюлози чи хлорину, то ніякої особливої системи подачі його і рециркуляції в системі розподілу по робочих місцях машини не потрібно. Досить лише підвести розчин до колектора з будь-якого кінця чи із середини машини, а на вільні його кінці поставити коркові крани для зливу розчину при зупинках машини на ремонт.

Якщо розчин волокнотвірного полімеру нестабільний у часі, і його зрілість і в'язкість змінюються, як це має місце, наприклад у віскозних розчинів, то до системи подачі і розподілу розчину пред'являються наступні вимоги:

- 1 Виключення можливості застою розчину по всій трасі його руху;
- 2 Забезпечення постійного часу проходження розчину від моменту надходження його в колекторні трубопроводи і до моменту формування на кожному робочому місці;
- 3 Забезпечення такого часу проходження розчину до моменту формування, протягом якого він не змінив би своїх фізико-хімічних властивостей чи властивостей стану.

Виконати ці вимоги досить складно, однак, застосовуючи кільцювання розчинопрвідів і примусову рециркуляцію розчинів задовольнити ці вимоги в

тому чи іншому ступені можливо.

В даний час на виробництвах хімічних волокон знайшли застосування дві схеми подачі розчинів волокнотвірних полімерів на машини: з кільцюванням і рециркуляцією на кожному сторонку машини окремо (рис. 1), з кільцюванням, рециркуляцією і роздачею розчину в середини колекторів (рис. 2).

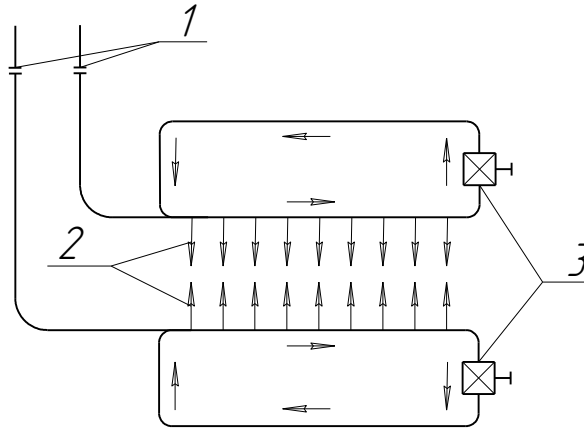


Рис. 1. Схема кільцювання віскозопровіду при подачі віскози з торця машини і рециркуляцією на кожній стороні окремо  
1 - надходження розчину; 2 - роздача розчину по робочих місцях;  
3 - циркуляційні насоси

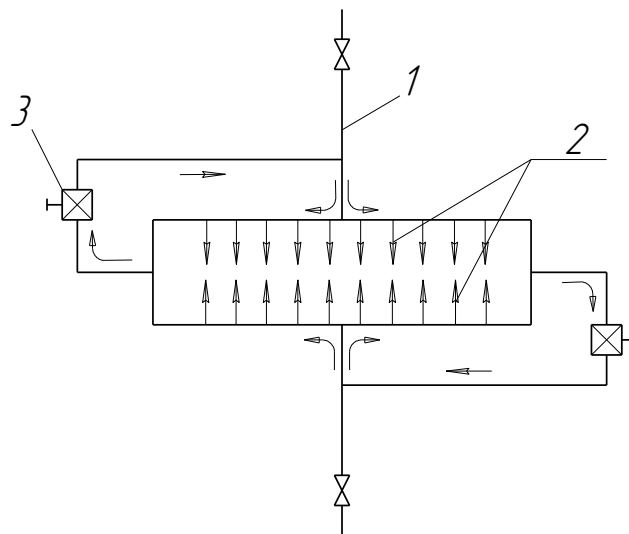


Рис. 2. Схема кільцювання віскозопровіду при подачі віскози в центрі машини й загальній рециркуляції  
1 - надходження розчину; 2 - роздача розчину по робочих місцях;  
3 - циркуляційні насоси

Ці схеми кільцювання розчинопровідів мають свої переваги і недоліки. Схема з кільцюванням трубопроводу на кожному сторонку машини, хоча й вимагає меншої витрати труб, але при цьому циркуляційним насосом не забезпечується надійне перемішування свіжого і циркулюючого розчинів. Крім того, при цій схемі не можна здійснити контроль і керування за переробкою

всього обсягу розчину, який приймає участь у процесі формування.

Схема з кільцюванням, рециркуляцією і роздачею розчину в середини колекторів чи для групи машин вимагає підвищеної витрати труб, але забезпечує більш сприятливі умови для роботи.

Якщо розглянути залежність витрати розчину полімеру від кількості працюючих місць на машині, де не застосовується рециркуляція, то витрата розчину на вході у машину за хвилину буде дорівнювати (рис. 3)

$$Q = K \cdot q, \quad (1)$$

де  $K$  - кількість працюючих філь'ер на машині;  $q$  - витрати розчину за хвилину на кожну філь'еру.

У довільній точці  $X$  витрати розчину в колекторі за хвилину дорівнює

$$Q_X = q(K - X), \quad (2)$$

де  $X$  - число філь'ер, розташованих на ділянці від входу розчину на машину, до довільно обраної точки.

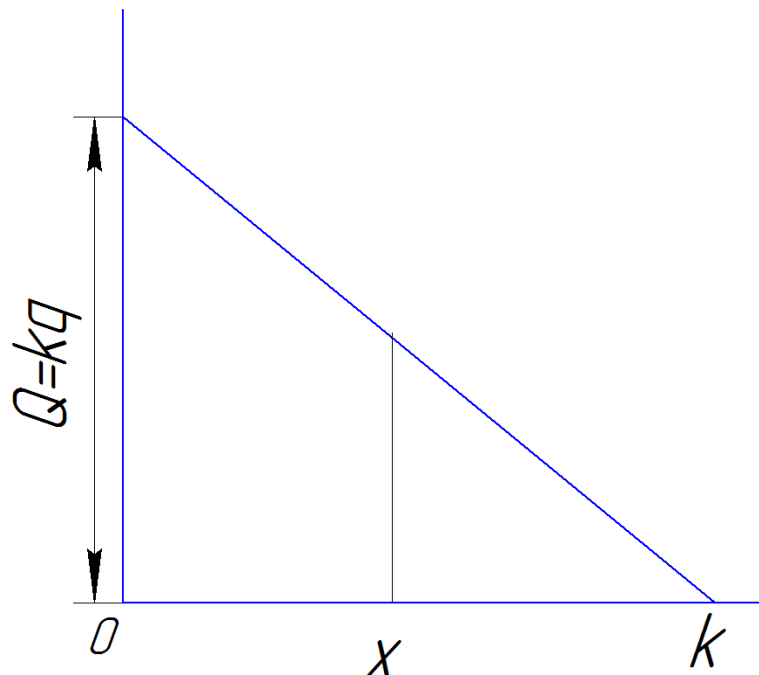


Рис. 3. Графік витрати розчину по довжині колектора машини для формування віскозних ниток без рециркуляції розчину

Швидкість руху розчину полімеру в трубопроводі на вході машини

$$V = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4q \cdot K}{\pi \cdot d^2}, \quad (3)$$

де  $d$  - внутрішній діаметр розчинопроводу.

У точці  $X$

$$V_X = \frac{4Q_X}{\pi \cdot d^2} = \frac{4q \cdot (K - X)}{\pi \cdot d^2}. \quad (4)$$

В кінці трубопроводу, де  $X = K$

$$V_K = \frac{4Q_K}{\pi \cdot d^2} = \frac{4q \cdot (K - K)}{\pi \cdot d^2} = 0. \quad (5)$$

Час руху розчину по трубопроводу

$$t = \frac{L}{V}. \quad (6)$$

де  $L$  - довжина трубопроводу.

Так як швидкість  $V_K \rightarrow 0$ , то час

$$t = \frac{L}{V} \rightarrow \infty, \quad (7)$$

і, отже, необхідні умови подачі нестабільних розчинів не виконуються.

На практиці звичайно застосовують періодичний злив застою в кінці трубопроводу розчину і це приводить до небажаного зниження норм використання сировини, зайвим витратам, забрудненню цеху, каналізації і стічних вод.

Якщо розглянути вищенаведені залежності з урахуванням рециркуляції розчину в закільцьованому колекторі (рис. 4), то

$$Q_{общ} = Q + Q_{реци}, \quad (8)$$

де  $Q_{реци}$  - обсяг постійно циркулюючого розчину.

Швидкість руху розчину полімеру на вході в машину

$$V = \frac{4Q_{общ}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4(q \cdot K + Q_{реци})}{\pi \cdot d^2} = 0. \quad (9)$$

У точці  $X$

$$V_X = \frac{4[q(K - X) + Q_{реци}]}{\pi \cdot d^2}. \quad (10)$$

В кінці трубопроводу

$$V_K = \frac{4[q(K - K) + Q_{реци}]}{\pi \cdot d^2} = \frac{4Q_{реци}}{\pi \cdot d^2} \neq 0. \quad (11)$$

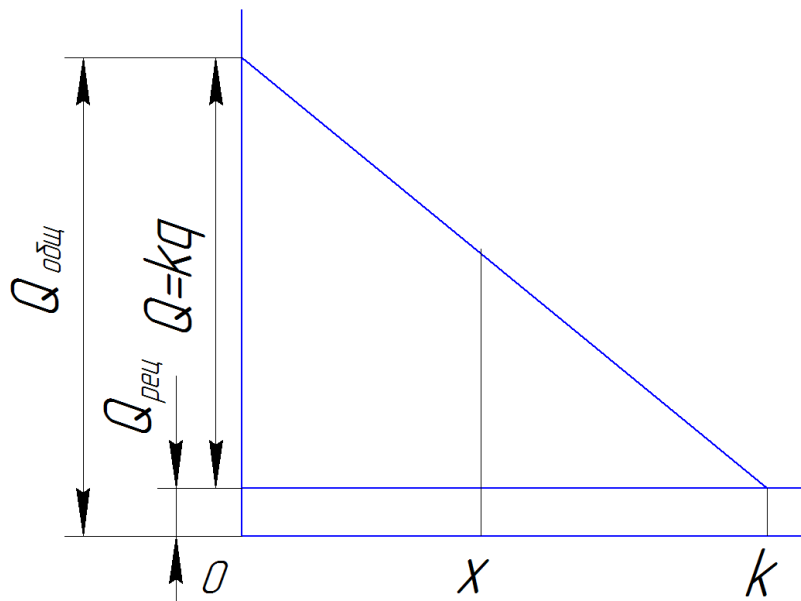


Рис. 4. Графік витрати розчину по довжині колектора машини для формування віскозних ниток з рециркуляцією розчину

Отже, вибираючи визначений обсяг розчину полімеру, який рециркулюється, можна цілком ліквідувати застій його в трубопроводі. Слід зазначити, що усе вищенаведене відноситься і до систем подачі робочих розчинів, якщо вони теж нестабільні в часі.

Звичайно обсяг розчину, який рециркулюється, приймають рівним 10-15 % від годинної витрати розчину на формування.

При проектуванні розчинопроводу необхідно визначити час руху розчину полімеру від першого до останнього місця, а також втрати тиску на цих ділянках. Відповідно до рисунку 1 загальні витрати розчину складаються з двох складових

$$Q = Q_{\phi} + Q_{\text{рец}}, \quad (12)$$

де  $Q_{\phi}$  - витрата розчину для формування, що рівномірно змінюється по довжині машини;  $Q_{\text{рец}}$  - постійні витрати циркулюючого розчину.

Відстань між робочими місцями по довжині машини і витрати розчину на кожному робочому місці, з достатньою для розрахунків точністю, можна вважати постійними.

Тоді дотримуються умови

$$l = \frac{L}{K - 1}, \quad (13)$$

$$Q_1 = Q_2 \cdots = Q_K = \frac{1}{K} Q_{\phi}, \quad (14)$$

де  $L$ - загальна довжина розчинопроводу;  $K$  - число робочих місць на машині;  $l$  - відстань між робочими місцями;  $Q_1, Q_2, Q_3$  - витрата на кожному робочому місці.



З огляду на сталість витрат в межах кожної ділянки загальний час руху буде дорівнювати

$$t = t_{1,2} + t_{2,3} + \dots + t_{K-1,K} = \frac{l\pi d^2}{4Q_{1,2}} + \frac{l\pi d^2}{4Q_{2,3}} + \dots + \frac{l\pi d^2}{4Q_{K-1,K}}. \quad (15)$$

Витрати на окремих ділянках дорівнюють

$$Q_{1,2} = Q_\phi \left( \alpha + \frac{K-1}{K} \right); \quad Q_{1,2} = Q_\phi \left( \alpha + \frac{K-1}{K} \right);$$

$$Q_{K-1,K} = Q_\phi \left( \alpha + \frac{1}{K} \right), \quad (16)$$

де  $\alpha = \frac{Q_{\text{рец}}}{Q_\phi}$ .

З урахуванням рівнянь (14) і (16) рівняння (15) матиме вигляд

$$t = \frac{\pi d^2 L}{4(K-1)Q_\phi} A, \quad (17)$$

де  $A = \frac{1}{\alpha + \frac{K-1}{K}} + \frac{1}{\alpha + \frac{K-2}{K}} + \dots + \frac{1}{\alpha + \frac{1}{K}}$ .

Величину  $A$  необхідно визначити для конкретного числа робочих місць, приймаючи число додатків рівним  $K-1$ . Приблизно величину  $A$  можна визначити по номограмі (рис. 5).

Загальна втрата тиску по всій довжині, що розраховується, розчинопрівіду складається з втрат тиску на окремих ділянках:

$$\Delta p = \Delta p_{1,2} + \Delta p_{2,3} + \dots + \Delta p_{j-i,i} + \dots + \Delta p_{K-1,K}. \quad (18)$$

Для розчинів волокнотвірних полімерів, що підкоряються законам гідродинаміки руху ньютонівської рідини, втрата тиску на окремих ділянках при ламінарному режимі руху може бути визначена по рівнянню Пуазейля

$$\Delta p_{j-i,i} = \frac{128\mu L}{\pi d^2 (K-1)} Q_{i-1,i},$$

де  $\mu$  - динамічна в'язкість розчину полімеру.

Підставляючи значення  $\Delta p_{j-i,i}$  в рівняння (18), після перетворення отримаємо

$$\Delta p = \frac{128\mu L}{\pi d^2(K-1)} \cdot (Q_{peu} + \frac{K-1}{K} Q_\phi + Q_{peu} + \frac{K-2}{K} Q_\phi + \dots + Q_{peu} + \frac{1}{K} Q_\phi) = \frac{128\mu L}{\pi d^4} (Q_{peu} + \frac{1}{2} Q_\phi). \quad (19)$$

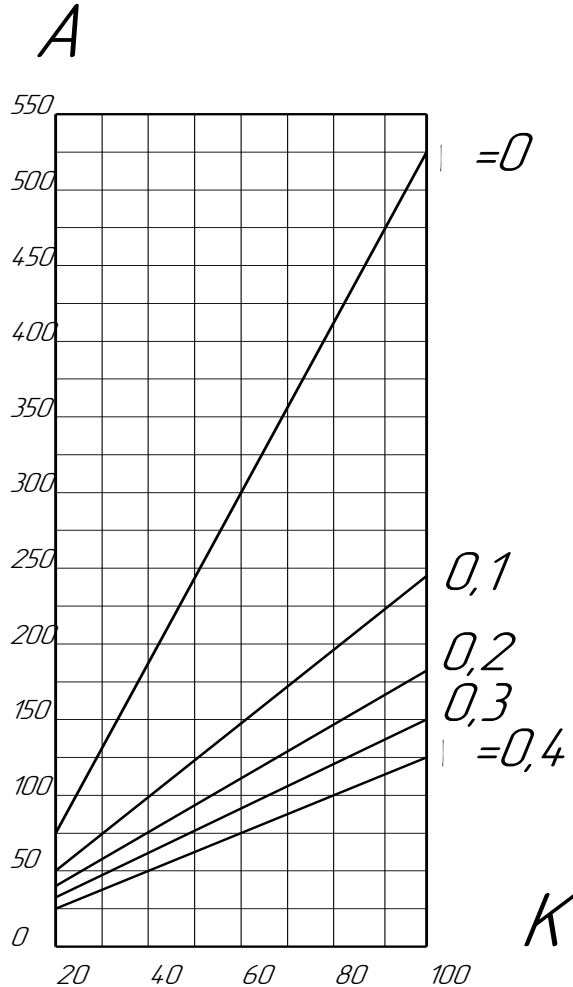


Рис. 5. Номограма для визначення часу руху розчину волокнотвірного полімеру

Якщо циркуляція відсутня, тобто  $Q_{peu} = 0$ , то вираз для визначення втрат напору спроститься і виглядатиме

$$\Delta p = \frac{64\mu L}{\pi d^4} \cdot Q_\phi. \quad (20)$$

При виборі товщини стінки розчинопровіду і конструкції з'єднань і ущільнень необхідно враховувати тиск, що розвивається в середині розчинопровіду, величина його залежить від властивостей волокнотвірного полімеру.

## 2.2 Загальний гідравлічний розрахунок колекторних трубопроводів для подачі розчинів волокнотвірних полімерів і робочих розчинів

Задачею розрахунку колекторних трубопроводів є: визначення втрати напору  $H$  по заданих розмірах трубопроводу і витрати робочих рідин, або ж визначення необхідного діаметру або витрат. Розрахунок колекторного трубопроводу без відгалужень, який складається з  $K$  послідовних ділянок довжиною  $l_i$ , і діаметром  $d_i$  виробляється відповідно до рівняння

$$H = \sum_{i=1}^K \lambda_i \frac{l_i V_i^2}{d_i 2g} + \sum_{i=1}^K \xi_i \frac{V_i^2}{2g} + \alpha \frac{V_K^2}{2g}, \quad (21)$$

де  $H$  - загальна втрата напору в трубопроводі;  $V_K$  - швидкість виходу розчину із колектора;  $\lambda_i, \xi_i$  - коефіцієнти опору тертю і коефіцієнти місцевих опорів у кожній ділянці;  $\lambda \frac{V_K^2}{2g}$  - втрата напору на виході розчину.

Для турбулентного режиму  $\lambda = 1$ .

При витіканні розчинів в атмосферу напір відраховується від вихідного перетину колектора і  $\frac{V_K^2}{2g}$  буде швидкісним напором струминок розчину на виході трубопроводу.

За рівнянням витрат

$$Q = V_i F_i = const, \quad V_i = \frac{F_K}{F_i} V_K, \quad (22)$$

то

$$H = \frac{V_K^2}{2g} \left[ 1 + \sum_{i=1}^K \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \left( \frac{F_K}{F_i} \right)^2 + \sum_{i=1}^K \xi_i \left( \frac{F_K}{F_i} \right)^2 \right], \quad (23)$$

або

$$H = \frac{V_K^2}{2g} (1 + \xi_c), \quad (24)$$

та

$$Q = \mu_c F_K \sqrt{2gH}, \quad (25)$$

де  $\xi_c$  - коефіцієнт опору всього колектора;  $\mu_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_c}}$  - коефіцієнт витрати колектора.

Оскільки колекторні трубопроводи виконуються, в основному, із труб одного діаметра, то

$$H = \frac{V_K^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^K \xi \right), \quad (26)$$

і

$$\xi_c = \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^K \xi. \quad (27)$$

Підсумовування коефіцієнтів місцевих опорів  $\xi$  припустимо якщо місцеві опори розділені стабілізуючими ділянками трубопроводу довжиною не менш  $5d$  тобто  $l \geq 5d$ .

Якщо задачею розрахунку колектора є визначення втрати напору  $H$  по заданих розмірах його, коефіцієнти втрат вибираються відповідно до відомої в даному випадку зони опорів. Значення втрати напору використовується для розрахунку на міцність колектора.

Якщо потрібно визначити витрати чи діаметр колектора і зона опору невідома, то розрахунок необхідно проводити методом послідовних наближень, виходячи з орієнтовно обраних значень коефіцієнтів втрат.

Відомо, що наявність ламінарного чи турбулентного режиму руху рідини в трубопроводі визначається значенням числа Рейнольдса.

$$Re = \frac{VD_r}{\nu}, \quad (28)$$

де  $V$  - середня швидкість руху рідини;  $D_r$  - гідравлічний діаметр перетину,

$$D_r = \frac{4F}{X}, \quad (29)$$

де  $F$  - площа перетину;  $X$  - периметр перетину;  $\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості.

При  $Re < Re_{кр.}$  існує ламінарний режим руху.

При  $Re > Re_{кр.}$  режим руху турбулентний.

Значення  $Re_{кр.}$  для перерізів різної форми близькі між собою і знаходяться в інтервалі

$$Re < Re_{кр.} = 2000 \div 2300.$$

У розрахунках звичайно приймають для ламінарного режиму руху рідини  $Re \leq 2000$ , турбулентного  $Re \geq 3000$ .

Втрати напору  $h_{nm}$  (метри стовпа рідини), чи тиску  $\Delta P$ , (кг/м<sup>2</sup>) по довжині потоку виражаються загальною формулою

$$h_{nm} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \lambda \frac{l}{D_r} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (30)$$

де  $l$  - довжина трубопроводу;  $D_r$  - гідравлічний діаметр перетину;  
 $\gamma$  - питома вага рідини;  $V$  - середня швидкість;  $g$  - прискорення сили ваги;  
 $\lambda$  - безрозмірний коефіцієнт опору тертю.

При ламінарному режимі руху, а саме в цьому режимі транспортується більшість розчинів волокнотвірних полімерів, розподіл швидкостей по перетину трубопроводу підкоряється наступному закону

$$V_M = 2V \left( 1 - \frac{4y^2}{d^2} \right), \quad (31)$$

де  $V_M$ ,  $V$  - місцева і середня швидкості;  $y$  - відстань точки від осі трубопроводу.

Епюра розподілу швидкостей являє собою параболоїд обертання. Для ламінарного режиму при круглому діаметрі трубопроводу

$$D_r = d ; \quad R_e = \frac{V \cdot d}{\nu}.$$

Виділивши в поперечному перерізі трубопроводу елементарне кільце (рис. 6), визначаємо його площу. Вона дорівнює

$$dF_y = 2\pi \cdot y \cdot dy, \quad (32)$$

тоді середня швидкість руху часток полімеру у виділеному елементарному кільці

$$V_y = \frac{P_1 - P_2}{4\mu \cdot l} (r^2 - y^2), \quad (33)$$

Елементарні витрати полімеру

$$dQ_y = V_y \cdot dF_y, \quad (34)$$

тоді

$$dQ_y = \frac{P_1 - P_2}{4\mu \cdot l} (r^2 - y^2) \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy, \quad (35)$$

отже

$$Q = \int_0^r dQ_y = \int_0^r \frac{P_1 - P_2}{4\mu \cdot l} (r^2 - y^2) \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy. \quad (36)$$

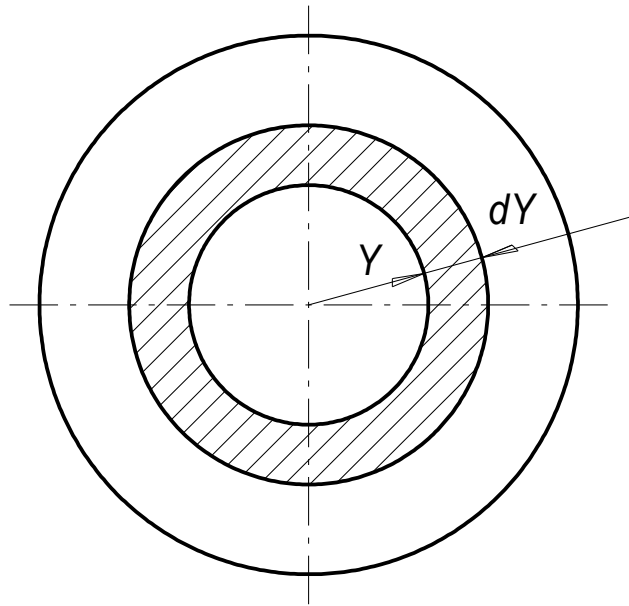


Рис. 6. Перетин трубопроводу для подачі волокнотвірного полімеру

В результаті інтегрування, витрати при ламінарному русі полімеру складають

$$Q = \frac{1}{8} \cdot \frac{\pi(P_1 - P_2)}{\mu \cdot l} r^4 = \frac{1}{128} \cdot \frac{\pi(P_1 - P_2)}{\mu \cdot l} d^4. \quad (37)$$

При цьому середня швидкість буде

$$V_\phi = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{1}{128} \cdot \frac{P_1 - P_2}{\mu \cdot l} d^2. \quad (38)$$

Втрата напорі

$$\begin{aligned} h_{нм} &= \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = 32 \frac{\mu \cdot V \cdot l}{\gamma \cdot d^2} = 32 \frac{\nu \cdot l \cdot V}{g d^2} = \\ &= \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot d^4 \cdot g}. \end{aligned} \quad (39)$$

Це і є закон Пуазейля для визначення втрати напорі при ламінарному руху. Враховуючи, що кінематична в'язкість дорівнює

$$\nu = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \quad (40)$$

визначимо, чому дорівнює безрозмірний коефіцієнт опору тертю при ламінарному русі розчину, полімеру, для чого прирівняємо значення втрат напору, із загального виразу і знайденого закону Пуазейля

$$\frac{32\nu \cdot l \cdot V}{g \cdot d^2} = \lambda \cdot \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2g}$$

Звідки

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (41)$$

Овальні перетини невеликої овалності можуть розраховуватися, як круглі, втрата напору визначається за формулою

$$h_{\text{нм}} = \frac{8 \cdot \pi \cdot \nu \cdot l \cdot V}{gF} \quad (42)$$

Довжина ділянки, на якій відбувається формування ламінарного потоку (рис. 7) при плавному вході розчину в трубу приблизно дорівнює

$$l_M = (0,03 \div 0,04)d \text{ Re} \quad (43)$$

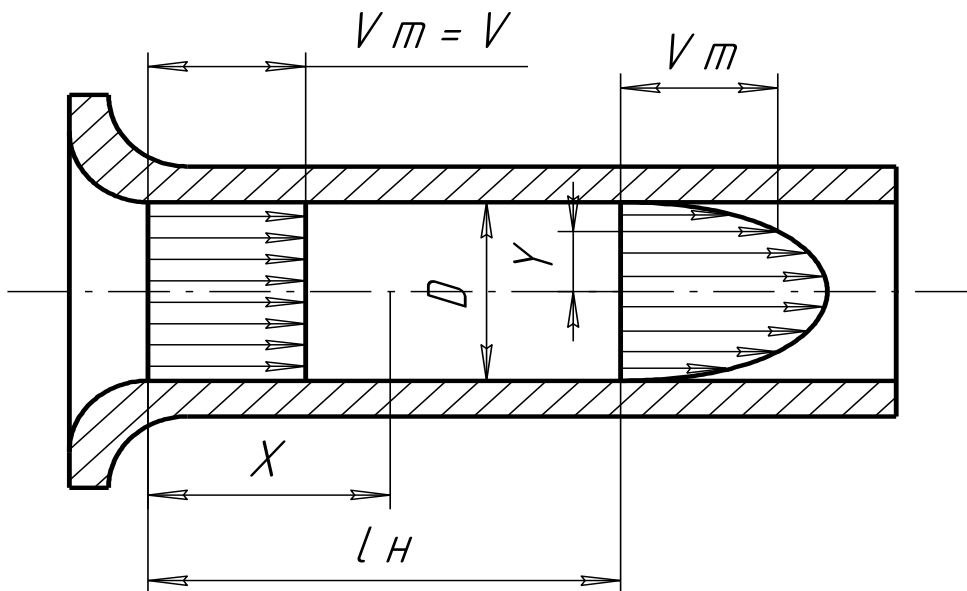


Рис. 7. Ділянка трубопроводу, на якому відбувається формування ламінарного потоку

При розрахунку прямокутної труби (рис. 8), якщо



$$D_r = \frac{4ab}{a+b}; \quad (44)$$

коефіцієнт опору тертя для трубопроводу прямокутного перетину дорівнює

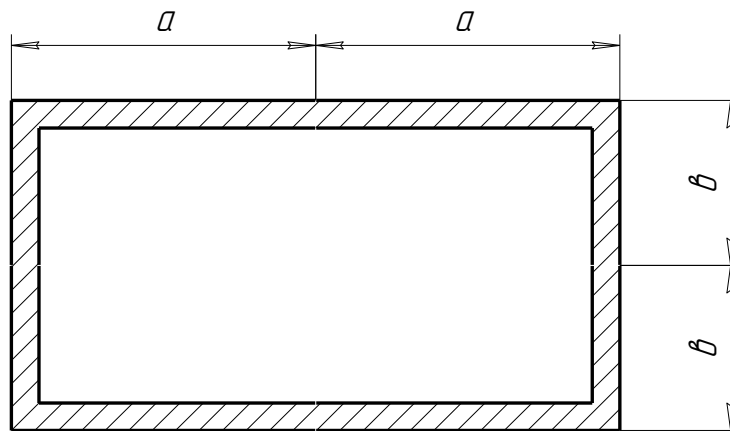


Рис. 8. Перетин прямокутного трубопроводу

$$\lambda = K \frac{64}{\text{Re}}, \quad (45)$$

де  $K$  - коефіцієнт форми.

Залежність коефіцієнта форми  $K$  від  $\frac{a}{b}$  для прямокутного трубопроводу приведена в табл. 2.

Таблиця 2

Залежність коефіцієнта форми  $K$  від  $\frac{a}{b}$  для прямокутного трубопроводу

$\frac{a}{b}$	1	1,25	1,5	2	3	4	5	10	$\infty$
$K$	0,889	0,888	0,919	0,971	1,068	1,139	1,192	1,322	1,5

Втрата напору в прямокутному трубопроводі визначається за формулою

$$h_{mn} = \frac{28,45 \cdot \nu \cdot l \cdot V}{g(2a)^2}. \quad (46)$$

При  $\frac{a}{b} \geq 1$  втрата напору в такій прямокутній трубі розраховується як втрати напору, коли розчин рухається в плоскій щілині.

При турбулентному режимі руху, втрата напору по довжині трубопроводу

будь-якого перетину виражається загальною формулою

$$h_{nm} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \lambda \frac{lV^2}{D_r 2g}. \quad (47)$$

Для круглої труби діаметра  $d$

$$h_{nm} = \lambda \frac{lV^2}{D_r 2g} = 0,0827 \cdot \lambda \cdot l \frac{Q^2}{d^5}. \quad (48)$$

Середня швидкість потоку (формула Шезі)

$$V = C\sqrt{R \cdot i}, \quad (49)$$

де  $R$  - гідравлічний радіус перетину

$$R = \frac{F}{X}, \quad (50)$$

де  $F$  - площа перетину трубопроводу;  $X$  - периметр;

$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$  - швидкісний множник.

Для круглої труби  $R = \frac{d}{4}$ .

Гідравлічний ухил  $i$  дорівнює

$$i = \frac{\lambda \cdot V^2}{d \cdot 2g} = 0,0827 \lambda \frac{Q^2}{d^5} = A Q^2 = \frac{Q^2}{K^2}, \quad (51)$$

де  $A$  - питомий опір;  $K$  - витратна характеристика чи модуль витрати.

При розрахунках втрат напору при турбулентному режимі руху робочих розчинів необхідно розрізняти три області, через які проходить турбулентний потік в міру наростання критерію Рейнольдса:

1 Область гладкого тертя -  $\lambda$  безрозмірний коефіцієнт опору тертю залежить тільки від  $Re$ ;

2 Перехідна область -  $\lambda$  залежить від  $Re$  і стану поверхні (шорсткості стінок трубопроводу);

3 Область цілком шорсткуватого тертя -  $\lambda$  визначається шорсткістю стінок і не залежить від  $Re$  (квадратичний закон опору).

Величина  $\lambda$  визначається для гідравлічно гладких труб, до яких відносяться суцільнотягнені мідні, латунні, свинцеві, вініпластові, скляні, визначається по формулі Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}, \quad (52)$$

або при  $Re \geq 5000$  по формулі Філоненко

$$\lambda = \frac{0,3025}{(\lg Re - 0,903)^2}. \quad (53)$$

Сталеві труби в квадратичній області можуть розраховуватися по формулі Нікурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{\Delta} + 1,14\right)^2}, \quad (54)$$

або за близькою до неї формулою Шифрінсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0,25}, \quad (55)$$

де  $\Delta$  - еквівалентна абсолютна шорсткість;  $\frac{\Delta}{d}$  - відносна шорсткість труби;

$\frac{d}{\Delta}$  - відносна гладкість труби.

Середні значення  $\Delta$ :

1 Трубопроводи з нових суцільнотягнених труб  $\Delta = 0,6 \pm 0,1$  мм.

2 Трубопроводи із суцільнотягнених і зварених труб при незначній корозії  $\Delta = 0,2$  мм.

3 Сталеві трубопроводи зі значною корозією внутрішніх стінок  $\Delta = 1 \div 2$  мм.

Трубопроводи для подачі розчинів на машини для формування хімічних волокон мають, як правило, досить складну конфігурацію й оснащені рядом необхідних пристроїв: кранами, засувками, колінами, відводами, вентилями і т.д. Усі ці пристрої викликають зміну перерізу потоку розчину або його напрямку, що супроводжується інтенсивним вихроутворенням, різкою зміною поля швидкостей по перерізу потоку й обумовлює додаткові, так звані місцеві втрати напору.

Загальна формула для визначення втрати напору при місцевих опорах

$$h_{nm} = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (56)$$

де  $V$  - середня швидкість у трубопроводі за місцем втрат;  $\xi$  - коефіцієнт місцевого опору, що залежить від геометричної форми місцевого опору, числа Рейнольдса, а в деяких випадках від шорсткості на ділянці місцевого опору і структури потоку перед місцевим опором.

Для  $Re > 1 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^5$  (область звичайної експлуатації трубопроводів при малов'язких рідинах) величина майже не залежить від  $Re$ . Вплив місцевих опорів на поле швидкостей може поширюватися по потоку на значні відстані, однак основна величина місцевих втрат створюється на ділянці

$$l_0 = (4 \div 5) \cdot d \quad (57)$$

за місцевим опором.

При послідовному розташуванні місцевих опорів з інтервалами  $l \geq l_0$  між ними загальна величина місцевих втрат може бути визначена з достатньою для практики точністю шляхом підсумовування всіх окремих втрат.

Коефіцієнт  $\xi$  для різних місцевих опорів наприклад: вхід у трубопровід з ємності, раптове розширення, конічний дифузор, раптовий стиск, трійник, коліно, відвід, фітинг на різьбленні, вентиль, засувка, кран і т.д. приводиться в довідниках по гідравлічних розрахунках.

Практично, визначення діаметра циліндричного трубопроводу, по якому перекачують розчини полімерів чи робочі розчини, проводять у такий спосіб.

Секундні витрати

$$Q_c = FV = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V. \quad (58)$$

Годинні витрати

$$Q_c = 3600 \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V, \quad (59)$$

де  $F$  - площа перетину трубопроводу;  $d$  - діаметр труби, внутрішній;  
 $V$  - середня швидкість руху розчину.

Швидкість руху розчину по розчинопроводі залежить від напору, в'язкості розчину, конструкції розчинопроводу і на основі численних досліджень приймається:

- для самопливних розчинопроводів до 1,25 м/сек (у залежності від в'язкості розчину);
- для напірних трубопроводів, по яких перекачують робочі розчини від 1 до 3 м/сек.;

- для колекторів, по яких подаються розчини волокнотвірних полімерів на машини для формування хімічних волокон від 0,1 до 0,5 м/сек.  
Діаметр трубопроводу підраховується за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4Q_4}{3600\pi \cdot V}} \quad (60)$$

### 2.3 Рух підігрітого розчину полімеру в колекторі. Закон розподілу температури по довжині колектора

Швидкість руху високов'язких розчинів волокнотвірних полімерів по розчинопроводах машин для формування хімічних волокон порівняно невисока, тому можна розглядати, власне кажучи, задачу ламінарного руху підігрітого розчину полімеру по розчинопроводу (колектору) з врахуванням тепловідводу через стінки.

Припустимо, що в початковому перетині  $A$  (рис. 9), розглянутого колектора температури розчину  $t_A$ , а температура навколишнього середовища  $t_0$ . Витрата розчину,  $Q$ . Для визначення втрат напору необхідно з'ясувати закон зміни температури по довжині колектора.

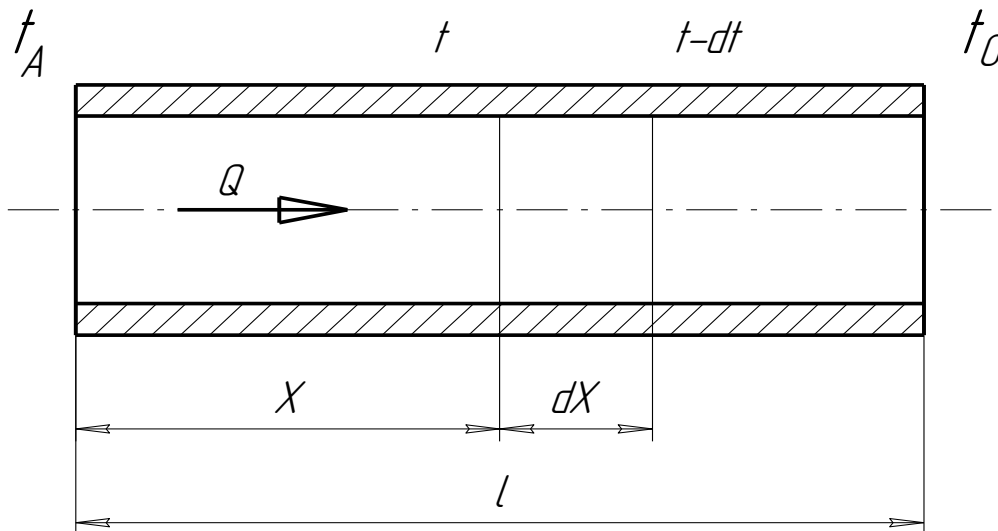


Рис. 9 Поздовжній перетин розчинопроводу

Будемо вважати тепловий режим сталим. Виділимо елемент колектора довжиною  $dx$  і складемо баланс тепла на цій ділянці.

Нехай на вході у виділений елемент розчин має температуру  $t$ , а на виході  $t - dt$ . Тоді втрати тепла на ділянці  $dx$  внаслідок охолодження дорівнює

$$-Q \cdot \gamma \cdot C \cdot dt, \quad (61)$$

де  $C$  - питома теплоємність розчину;  $\gamma$  - щільність розчину.

Якщо температура зовнішнього середовища  $t_0$ , то кількість тепла відданого на ділянці  $dx$  в зовнішнє середовище через стінки колектора дорівнює

$$k \cdot \pi \cdot D(t - t_0) dx, \quad (62)$$

де  $k$  - повний коефіцієнт тепловіддачі від розчину в зовнішнє середовище через стінки колектора;  $D$  - зовнішній діаметр колектора.

Позначивши коефіцієнт тертя при русі розчину в колекторі через  $\lambda$  одержимо, використовуючи відомі співвідношення гідравліки, що втрата напору на ділянці  $dx$  дорівнює

$$dh = \lambda \frac{V^2}{2g} \frac{1}{D_s} dx = i \cdot dx, \quad (63)$$

де  $V$  - середня швидкість руху розчину в колекторі;  $i$  - гідравлічний ухил. Робота сил тертя, що відповідає втраті напору, визначається з рівності

$$dA = Q \cdot \gamma \cdot dh = Q \cdot \gamma \cdot i \cdot dx. \quad (64)$$

Або в теплових одиницях

$$dA = \frac{Q \cdot \gamma \cdot dx}{I} = \frac{Q \gamma \cdot i}{I} dx, \quad (65)$$

де  $I$  - механічний еквівалент тепла.

Очевидно, що отримане тепло йде на підігрів розчину на ділянці  $dx$ , отже, рівняння балансу тепла в диференціальній формі на виділеній ділянці колектора буде

$$-Q\gamma \cdot C dt + \frac{Q\gamma \cdot i}{I} = k\pi D(t - t_0) dx. \quad (66)$$

Приймаючи коефіцієнт теплопередачі постійним по довжині колектора, одержимо

$$-dt = \left[ \frac{k\pi \cdot D}{Q\gamma \cdot C} (t - t_0) - \frac{i}{CI} \right] dx. \quad (67)$$

Або після перетворень

$$-dt = \frac{k\pi \cdot D}{Q\gamma \cdot C} \left[ t - t_0 - \frac{Q \cdot \gamma \cdot i}{k\pi \cdot DI} \right]. \quad (68)$$

Позначивши

$$\frac{k\pi \cdot D}{Q\gamma \cdot C} = a ; \quad \frac{Q \cdot \gamma \cdot i}{k\pi \cdot D \cdot I} = \epsilon ;$$

Одержимо

$$- dt = a(t - t_0 - \epsilon) dx . \quad (69)$$

Інтегруючи цей вираз будемо мати

$$t - t_0 - \epsilon = C_1 \cdot e^{-ax} . \quad (70)$$

Постійну  $C_1$  знаходимо з початкових умов.

При  $x = 0$  ;  $t = t_A$  ; тому  $C_1 = t_A - t_0 - \epsilon$  .

Остаточно, закон розподілу температури в розчині по довжині колектора має вид

$$t = t_0 + \epsilon + (t_A - t_0 - \epsilon) \cdot e^{-ax} . \quad (71)$$

Якщо зневажити теплотою, що розвивається внаслідок тертя розчину об стінки колектора, тому що вона дуже незначна, то одержимо, враховуючи, що в цьому випадку

$$t = t_0 + (t_A - t_0) \cdot e^{-ax} . \quad (72)$$

Віднімаючи з рівняння загального закону розподілу температури в розчині (71), що рухається в колекторі отримане рівняння (72) одержимо той приріст температури  $\Delta t$  на довжині колектора  $X$  , що обумовлений тертям

$$\Delta t = \epsilon(1 - e^{-ax}) . \quad (73)$$

Зображуючи графічно залежність температури розчину від довжини колектора тобто  $t = f(x)$  одержимо криві (рис. 8). Заштрихована частина графіка означає нагрівання, яке обумовлене внутрішнім тертям розчину.

Звичайно довжина колектора на машинах для формування хімічних волокон вибирається в залежності від числа робочих місць і кроку. Якщо ця довжина дорівнює  $l$  то використовуючи знайдену залежність закону розподілу температури легко знайти температуру наприкінці колектора. Вона дорівнює

$$t_\epsilon = t_0 + \epsilon + (t_A - t_0 - \epsilon)e^{-a\epsilon} . \quad (74)$$

Чи без врахування тертя

$$t'_B = t_0 + (t_A - t_0)e^{-al} . \quad (75)$$



Так як колекторні трубопроводи на машинах для формування хімічних волокон з розчинів встановлюються в більшості випадків без теплоізоляції, то використовуючи приведену методику проводять розрахунок температури в середині машини і наприкінці її з метою встановлення, як дотримуються стандартні умови формування по робочих місцях.

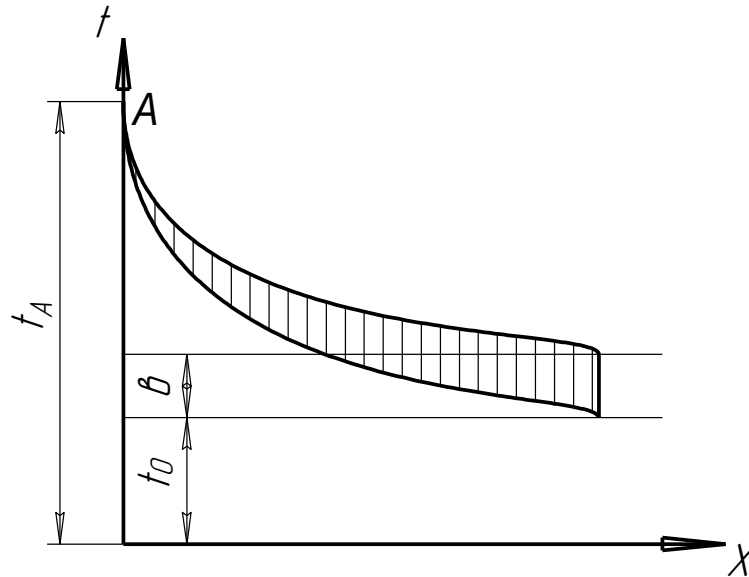


Рис. 10. Залежність зміни температури розчину від довжини колектора

#### 2.4 Гідралічний розрахунок колектора на підставі закону розподілу температури розчину по його довжині

На підставі закону розподілу температури по довжині колектора при подачі по ньому розчину волокнотвірного полімеру

$$t'_B = t_0 + (t_A - t_0) e^{-al}$$

можна провести наближений гідралічний розрахунок колектора.

По заданій виходячи, з технологічних параметрів, температурі  $t_A$  та отриманій обчисленням температурі  $t'_B$  визначаємо середню температуру по формулі, що враховує експонентний закон розподілу температури по довжині колектора

$$t_{cp} = \frac{1}{3} t_A + \frac{2}{3} t'_B, \quad (76)$$

а потім за графіком - в'язкість розчину волокнотвірного полімеру - температура, знаходимо дійсну в'язкість розчину при середній температурі. По цій в'язкості, користаючись формулою Пуазейля, визначаємо втрати тиску в колекторі

$$h_{nm} = 128 \frac{\mu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot D_e^4}. \quad (77)$$

Якщо розглянути окремий випадок руху розчину полімеру в трубопроводі з гарною теплоізоляцією, що практично виключає втрати тепла, то тоді в загальному рівнянні балансу тепла необхідно прийняти  $K = 0$ , а все тепло, яке розвивається від тертя піде на нагрівання розчину, отже

$$dt = \frac{i}{cI} dx. \quad (78)$$

Інтегруючи цей вираз будемо мати

$$t = \frac{ix}{cI} + C_0. \quad (79)$$

Постійну інтегрування знайдемо виходячи з граничних умов

$$x = 0; \quad t = t_A.$$

Отже  $C_0 = t_A$ , а тому

$$t = t_A + \frac{ix}{cI}. \quad (80)$$

Якщо ж доводиться вирішувати питання про тепловіддачу в навколишнє середовище при подачі розчинів полімеру по колектору, що не має теплоізоляції, то варто враховувати, що за даними ВНИИВА, коефіцієнт теплопередачі для сталевих труб при русі в них віскозних розчинів  $K = 50$  ккал/(м<sup>2</sup>\*год\*град).

## **2.5 Розрахунок трубопроводів для подачі робочих розчинів на міцність в умовах впливу корозійного середовища, перемінного тиску і гідравлічного удару**

Розрахунок трубопроводів для подачі робочих розчинів складається з гідравлічного розрахунку і розрахунку на міцність. Гідравлічні розрахунки проводяться за методикою, яку викладено в попередніх параграфах, а методика розрахунків трубопроводу на міцність буде викладена нижче.

Розрахунок на міцність трубопроводу, має на меті визначити товщину його стінок і проводиться на підставі величини робочого тиску в системі, що у звичайному випадку дорівнює втраті напору, знайденого при гідравлічному розрахунку.

Припускаючи, що звичайний трубопровід можна вважати тонкостінною оболонкою у формулу для визначення товщини стінки трубопроводу вводяться коефіцієнти, що враховують корозію, а також відхилення товщини стінок

трубопроводу від номіналу.

Таким чином

$$S = C_1 \cdot S_0, \quad (81)$$

де  $S$  - товщина стінки трубопроводу з урахуванням корозії і різностінності;

$C_1$  - коефіцієнт, що враховує корозію і різностінність  $C_1 = (1,15 \div 1,25)$ ;

$S_0$  - розрахункова товщина стінки трубопроводу, для якої при  $\frac{d_2}{d_1} < 1,7$  справедливо рівняння

$$S_0 = K \frac{d_2 \cdot P}{2 \cdot \sigma_s}, \quad (82)$$

де  $d_2, d_1$  - зовнішній і внутрішній діаметр трубопроводу;  $\sigma_s$  - границя текучості обраного матеріалу для трубопроводу;  $P$  - робочий тиск у трубопроводі;  $K$  - коефіцієнт запасу міцності.

Для трубопроводів, що подають робочі розчини на машини для формування хімічних волокон

$$K = (1,7 \div 2,5).$$

Якщо трубопровід піддається дії перемінного тиску чи гідравлічного удару, то товщину його стінки необхідно розраховувати по максимальному тиску  $P_{MAX}$  тобто користуватися формулою

$$S_0 = K \frac{d_2 \cdot P_{MAX}}{2 \cdot \sigma_s}. \quad (83)$$

Щоб визначити максимальний тиск, що розвивається в трубопроводі в результаті гідравлічного удару використовують формулу, запропоновану Н.Е.Жуковським

$$P_{MAX} = P_{y\delta} = V \cdot \rho \cdot a, \quad (84)$$

де  $P_{y\delta}$  - ударний тиск у трубопроводі;  $V$  - швидкість руху розчину в трубопроводі;  $\rho$  - щільність розчину;  $a$  - швидкість поширення звуку в трубопроводі.

Швидкість поширення звуку в трубопроводі вибирається з таблиць чи за формулою

$$a = \frac{\sqrt{\frac{B}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{B \cdot d_2}{E \cdot S_1}}}, \quad (85)$$

де  $B$ - об'ємний модуль пружності розчину;  $\rho$  - щільність розчину;  $E$ - модуль пружності матеріалу трубопроводу;  $S_1$ - товщина стінки трубопроводу;  $d_2$  - зовнішній діаметр трубопроводу.

Формула Жуковського справедлива при дуже швидкому закритті пристроїв, що перекривають трубопровід, тобто коли час закриття

$$t_{\text{закр.}} \leq \frac{2l}{a}. \quad (86)$$

Для колекторних трубопроводів, які складаються із послідовно з'єднаних окремих труб довжиною  $l_1, l_2, \dots, l_n$ , обчислення ударного тиску проводиться по тій же формулі Жуковського, у якій швидкість поширення звуку підраховується по виразу

$$a = \frac{l_1 + l_2 + \dots + l_n}{\frac{l_1}{a_1} + \frac{l_2}{a_2} + \dots + \frac{l_n}{a_n}}, \quad (87)$$

а швидкість руху розчину дорівнює

$$V = \frac{l_1 V_1 + l_2 V_2 + \dots + l_n V_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n}. \quad (88)$$

При порівняно повільному закритті клапана, засувки, вентиля для трубопроводів, у яких  $l \leq 500d$  максимальний тиск  $P_{\text{MAX}}$  визначається з виразу

$$P_{\text{MAX}} = \varphi \cdot P, \quad (89)$$

де 
$$\varphi = 1 + \frac{V \cdot \rho}{mPg} (1 + 0,2\sqrt{2}); \quad (90)$$

$m$  - коефіцієнт, що враховує швидкість закриття клапана, засувки, крана, вентиля і т.д.;  $P$  - робочий тиск;  $V$  - швидкість руху розчину;  $\rho$  - щільність розчину;  $g$  - прискорення сили ваги.

Для засувок, що швидко закриваються  $m = 25$ .

Для засувок, що закриваються нормально  $m = 50$ .

Для засувок, що закриваються повільно  $m = 75$ .

Щоб виключити можливість появи вібрацій у колекторних трубопроводах необхідно враховувати, щоб частота змушених коливань трубопроводу не збігалася з власною частотою. Власна частота поперечних коливань колекторного трубопроводу, закріпленого на кінцях і заповненого розчином дорівнює

$$n_0 = 0,0363 \sqrt{\frac{EI}{ml^2}}, \quad (91)$$

де  $I$  - момент інерції перетину трубопроводу;

$$I = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{64}, \quad (92)$$

$E$  - модуль пружності матеріалу трубопроводу;  $l$  - довжина трубопроводу;  $m$  - загальна маса труби і розчину.

Довжина прольоту, між опорами колектора визначається в залежності від прогину багатоопорної балки, що допускається, за рівнянням

$$l_0 = \sqrt{\frac{12\sigma_K \cdot W}{100g}}, \quad (93)$$

де  $l_0$  - довжина прольоту;  $\sigma_U$  - напруження, що допускається, на вигин (для сталевих труб  $\sigma_U = 25$  МН/м<sup>2</sup>);  $W$  - момент опору труби;  $g$  - вага 1 пог. метра трубопроводу заповненого розчином.

Розрахункове навантаження на опору визначається за рівнянням

$$Q_{верт} = 15 \cdot g \cdot l. \quad (94)$$

Відстань між рухливими опорами залежить від внутрішнього діаметра трубопроводу. Рекомендується витримувати наступні відстані:

Внутрішній діаметр труби, мм	50	76	100	125	150	200	250
Відстань між опорами, м	3	4	4,5	5	6	7	8

## 2.6 Загальні питання розрахунку на міцність ємнісних елементів машин і апаратів виробництв хімічних волокон з розчинів

Усі ємнісні елементи машин і апаратів виробництва хімічних волокон з розчинів, що виготовляються з вуглецевих і легованих конструкційних сталей для роботи в умовах статичних навантажень під внутрішнім тиском понад 0,07 МН/м<sup>2</sup>, під вакуумом і під зовнішнім надлишковим тиском піддаються в

обов'язковому порядку розрахунку на міцність.

Ці розрахунки, як правило, додаються до паспортів машин і апаратів і є обов'язковими документами.

При проектуванні будь-якого ємнісного елемента насамперед відбувається виріб матеріалу у відповідності зі специфікою майбутньої роботи. Номінальні напруження  $\sigma^*$ , що допускаються, і модуль пружності  $E_t$  для сталей у залежності від розрахункової температури стінки вибирається відповідно до держстандарту або за довідниками.

Якщо для ємнісного елемента застосовується матеріал, на який не маєтся сертифіката чи нема даних у довідниках, то номінальне напруження, що допускається, приймається рівним найменшому, обумовленому по: тимчасовому опору

$$\sigma^* \leq \frac{\sigma_{\epsilon}^t}{n_{\epsilon}}; n_{\epsilon} = 2,6, \quad (95)$$

границі текучості

$$\sigma^* \leq \frac{\sigma_T^t}{n_T}; n_T = 1,5, \quad (96)$$

межі тривалої міцності

$$\sigma^* \leq \frac{\sigma_{\delta}^t}{n_{\delta}}; n_{\delta} = 1,5, \quad (97)$$

де  $n_{\epsilon}, n_T, n_{\delta}$  - відповідні запаси міцності.

Модуль пружності в залежності від температури при якій працює ємність чи апарат і матеріали визначаються за графіком (рис. 11).

Номінальні напруження, що допускаються, приведені в табл. 3.

Таблиця 3

Номінальні напруження, що допускаються

Розрахункова температура стінки, °С	Марка сталі								
	Ст.2	Ст.3	Ст.4	20 20К	25 25К	16М	15Х М	18Н1 0Т	1Х18Н13М25 ЭИ-405
20	134.0	149.0	164.0	167.0	183.0	153.0	172.0	147.0	147.0
200	250	120.0	134.0	147.0	152.0	160.0	142.0	158.0	140.0
240	300	112.0	123.0	134.0	140.0	153.0	137.0	152.0	138.0
260	350	107.0	118.0	129.0	133.0	145.0	134.0	145.0	136.0
280	400	102.0	112.0	-	127.0	138.0	121.0	138.0	133.0
300	420	98.0	108.0	-	121.0	132.0	117.0	134.0	130.0
320	440	-	-	-	115.0	125.0	-	132.0	126.0
500	700	-	-	-	34.0	34.0	-	-	31.0

Перевірку за тривалою міцністю при розрахунку посудин і апаратів проводять в випадках, коли робоча температура стінки перевищує:

- для вуглецевих сталей ..... 420<sup>0</sup>С,
- для низьколегованих сталей ..... 450<sup>0</sup>С,
- для аустенітних нержавіючих сталей ..... 550<sup>0</sup>С.

Для сталевого лиття значення номінальних допустимих напружень, вказаних в табл. 3 має бути збільшено: для відливок, що піддаються індивідуальному контролю в 1,25 рази, для решти відливок в 1,4 рази.

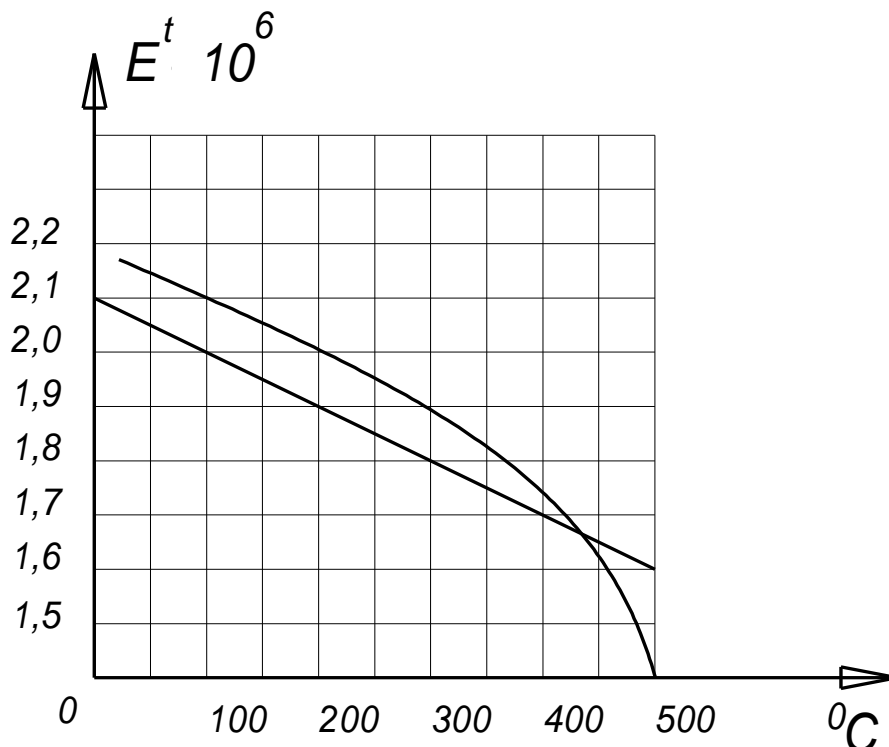


Рис. 11. Залежність модуля пружності матеріалу від робочої температури

У сучасних умовах основним методом виготовлення ємнісної апаратури є зварювання. Подовжні і поперечні шви обичайок сталевих посудин і апаратів повинні бути тільки стиковими. З'єднання внапусток й у тавр днищ і обичайці допускається тільки лише при товщині стінки відбортованої частини не більше 16 мм.

Як відомо, при розрахунку зварних з'єднань на міцність вводяться коефіцієнти міцності швів, котрі для стикових швів з двостороннім проваром, виконаних автоматичним дуговим електрозварюванням під шаром флюсу, а також для з'єднань у тавр із забезпеченням двостороннього суцільного провару рівні  $\varphi = 1$ ; для стикових швів, що зварюються тільки з однієї сторони автоматичним зварюванням під шаром флюсу  $\varphi = 0,8$ ; для стикових швів доступних для зварювання тільки з однієї сторони і виконуваних вручну  $\varphi = 0,7$ , і т.д.

При розрахунках посудин і ємностей необхідно також застосовувати поправочний коефіцієнт  $\eta$ , що враховує клас і групи експлуатації по їхнім



наступним ознаках:

I - клас - посудини й апарати, в яких обробляються і зберігаються вибухо і пожежонебезпечні продукти, а також продукти з високою токсичністю.

II - клас - посудини й апарати, призначені для інших продуктів.

I група - посудини й апарати з обігрівом відкритим полум'ям, топковими газами чи відкритими електронагрівниками.

II група - посудини й апарати, що не обігріваються, а також з обігрівом, але ізольовані від прямого нагрівання чи контакту з топковими газами, що обігріваються парою, підігрітою повітрям.

Поправочний коефіцієнт приведений в табл. 3 а.

Таблиця 3а

Номінальні напруження, що допускаються

Групи експлуатації	Класи експлуатації	
	I	II
I – сосуди і апарати, що обігріваються	$\eta = 0,75$	$\eta = 0,90$
II – сосуди і апарати, що не обігріваються	$\eta = 0,90$	$\eta = 1,0$

Для того, щоб розрахувати посудину чи апарат необхідно знати робочий тиск. Під робочим тиском  $P$  у посудині чи апараті потрібно розуміти максимальний надлишковий тиск, що виникає при нормальному протіканні робочого процесу. Розрахунковим тиском  $P_p$  є, як правило робочий тиск  $P$ . В особливих випадках розрахунковий тиск може бути прийнятий більший, ніж робочий, що у технічній документації повинно бути спеціально вказано.

Для перевірки міцності і герметичності, виготовлені і змонтовані, посудини і апарати піддаються гідравлічним випробуванням. Значення пробних тисків приведені в табл. 4.

Таблиця 4

Номінальні напруження, що допускаються

Найменування посудин і апаратів	Розрахунковий тиск, $P_p$ , МН/м <sup>2</sup>	Випробувальний тиск при іспитах $P_{пробн.}$ , МН/м <sup>2</sup>
Усі посудини й апарати крім литих	Нижче 0.5	$1,5 P_p$ , але не менш 0.2
Те ж	0.5 і вище	$1,25 P_p$ , але не менш $P_p + 0.3$
Литі посудини й апарати	Незалежно від $P_p$	$1,5 P_p$ , але не менш 0.3

Розраховуючи посудини й апарати на міцність, необхідно враховувати корозійний вплив робочого середовища на матеріал з якого виготовлені

елементи конструкцій. Звичайно до розрахункових товщин обичайок, днищ, трубних решіток і інших елементів у технічно обґрунтованих випадках дається прибавка на компенсацію корозії, що позначається буквою  $C$ . Ця прибавка приведене в довідкових таблицях і залежать від швидкості корозії даного матеріалу при впливі на нього різних корозійних середовищ. При двосторонньому контакті з корозійним середовищем збільшення на корозію  $C$  відповідно збільшується.

Крім прибавки на корозію  $C$  в розрахунках приймається додаткова добавка  $C_0$  на округлення товщин елементів, що розраховуються до найближчих розмірів стандартного листового прокату. Інколи, в технічно обґрунтованих випадках є ще одна прибавка  $C_1$  по технічними монтажним та іншим розумінням з обов'язковим обґрунтуванням цієї прибавки в технічній документації.

## **2.7 Розрахунки на міцність конструктивних елементів ємнісної апаратури**

До конструктивних елементів ємнісної апаратури відносяться: корпуса (обичайки), днища (еліптичні, конічні, сферичні, плоскі), трубні ґрати, фланцеві з'єднання, укріплені отвори, люки, лази, байонетні затвори й інші.

Усі ці елементи дуже важливі і підлягають розрахунку на міцність.

Фізико-механічні процеси, здійснювані в хімічних апаратах вимагають насамперед наявності ємності, обмеженої корпусом. Ці корпуси, за умовами процесів, що протікають у них, повинні бути досить міцними й у більшості випадків - герметичними.

Головним складеним елементом корпуса є обичайка - найбільш матеріалоемний відповідальний вузол (деталь) будь-якого хімічного апарата.

Форма корпуса, а отже й обичайки визначається хіміко-технологічними вимогами, а також з конструктивних понять, і може бути циліндричною, коробчастою, конічною, сферичною. Найбільше поширення в промисловості хімічних волокон одержали апарати циліндричної форми, а отже і циліндричних обичайок, що відрізняються простотою конструкції, розрахунку, раціональною витратою матеріалу і простотою виготовлення. Тому, при конструюванні апаратів, якщо це не йде в розріз з якими-небудь особливими вимогами, пропонованими до апарата, рекомендується застосовувати циліндричні обичайки.

У залежності від призначення циліндричні апарати знаходять застосування як у горизонтальному, так і у вертикальному виконанні, однак, перевага при конструюванні і при експлуатації віддається вертикальному типу з метою виключення додаткових згинаючих напруг у корпусі від сили ваги апарата і його вмісту.

Складальними елементами корпусів є також днища, що, як правило, органічно зв'язані з обичайкою і виготовляються з того ж матеріалу. Форма днища визначається обичайкою, що сполучається з ним, хіміко-технологічними

вимогами, тиском середовища в апараті, конструктивними поняттями і буває: еліптичною, півкульовою, сферичною, конічною, плоскою, круглою і прямокутною.

Днище це власне кажучи вузол (деталь), що обмежує корпус (обичайку) знизу, зверху, чи з боків у залежності від розташування апарата і нероз'ємне, як правило, з нею зв'язана.

Однією з найбільш раціональних форм днищ для циліндричних апаратів є еліптична форма. Ці днища виготовляються методом штампування і застосовуються відповідно до нормалей і стандартів.

З усіх роз'ємних нерухомих міцно-щільних з'єднань, застосовуваних для ємнісної апаратури, найбільше поширення мають фланцеві з'єднання. За допомогою фланців приєднуються до апаратів всілякі кришки, труби, стикуються між собою складові корпуси, трубопроводи і т.д.

Матеріал для виготовлення фланців вибирається виходячи з умов експлуатації апарата, конструкції фланцевого з'єднання також визначається умовами його роботи. Технологія виготовлення фланців залежить від матеріалу фланця, його конструкції, способу приєднання і тиску робочого середовища.

За формою фланці найчастіше бувають круглими - ця форма фланців забезпечує простоту технології їхнього виготовлення.

Кожне фланцеве з'єднання повинне бути міцним, герметичним, твердим і доступним для огляду, збирання і розбирання.

Конструктивно фланці підрозділяються на цільні, вільні і різбові.

При конструюванні ємнісних апаратів, використовуваних у виробництві хімічних волокон, дуже часто, крім фланцевих з'єднань доводиться мати справу з різніми нерухомими міцно-щільними з'єднаннями: різбовими, байонетними, бігельними. Міцно-щільний характер цих з'єднань обумовлений звичайно наявністю надлишкового тиску чи вакууму, в апараті.

Ущільнення нерухомих міцно-щільних роз'ємних з'єднань досягається стиском з визначеною силою, що забезпечує герметичність поверхонь що ущільнюються, безпосередньо одна з другою, чи через розташовану між ними прокладку з більш м'якого матеріалу. Стиск, як правило, відбувається за допомогою болтів чи шпильок при фланцевих з'єднаннях, за допомогою різьби в нарізних сполученнях, за допомогою бігеля в бігельних і т.д.

Конструктивно ущільнення можуть виконуватися без самоущільнення і із самоущільненням, тобто коли для посилення ущільнення використовується внутрішній надлишковий тиск. В апаратах, застосовуваних у виробництві хімічних волокон у більшості випадків застосовується перший тип ущільнення тобто без самоущільнення. Найбільше застосування знайшло вживання прокладок, що встановлюються, як у випадку низького, середнього і високого тиску, так і у випадку вакууму.

При виборі типу ущільнень варто мати на увазі, що прокладки, при необхідності багаторазового розбирання з'єднання (без зміни прокладок) повинні бути з високоеластичних матеріалів - гуми, шкіри, пластикату. Кілька розбирань без зміни прокладки допускають пароніт, фібра, фторопласт. Разової

дії є прокладки з картону, азбестового картону, металу. Форма прокладок може бути різноманітна, але в апаратах, застосовуваних на виробництві хімічних волокон, вона в переважній більшості випадків - кругла, кільцева.

Відповідно до вимог Держтехнадзору розрахунки на міцність елементів ємнісної апаратури необхідно проводити відповідно до ДСТУ 1429-69, допускається також виконувати розрахунки на міцність, використовуючи матеріали видання комітету стандартів і рекомендованої довідкової літератури.

## 2.8 Розрахунок на міцність тонкостінних обичайок, що працюють під внутрішнім тиском

1 Товщина обичайки (рис. 12) виконавча,  $S$

$$S = \frac{P_p \cdot D}{2\sigma^* \eta \cdot \varphi - P_p} + C + C_0 + C_1. \quad (98)$$

2 Тиск, що допускається виконавчою товщиною обичайки,  $[P]$

$$[P] = \frac{2(S - C)\sigma^* \cdot \eta \cdot \varphi}{D + S - C}. \quad (99)$$

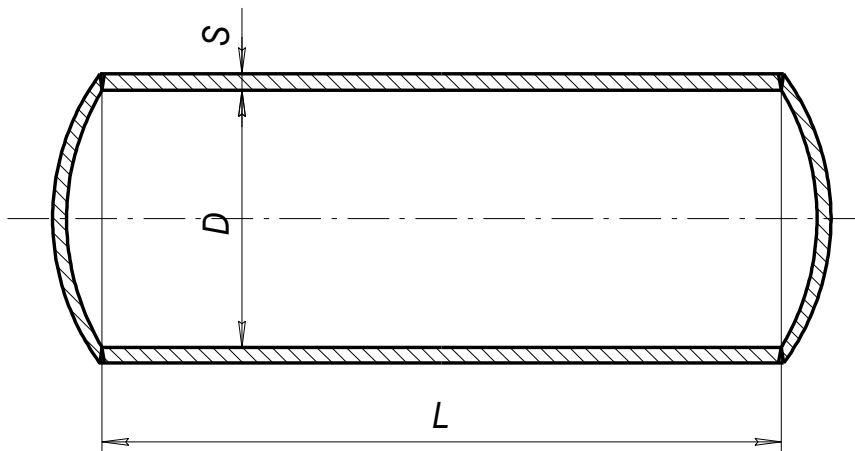


Рис. 12. Тонкостінна обичайка

3 Розрахунковий тиск,  $P_p$  - приймається рівним робочому.

4 Внутрішній діаметр обичайки,  $D$  - визначається розрахунком геометричних розмірів апарата, по заданому обсягу з обліком найбільш прийнятної його висоти.

5 Номінальна напруга, що допускається  $\sigma^*$  - визначається з таблиць чи розраховується в залежності від марки обраного для апарата матеріалу і температури стінки.

6 Коефіцієнти класу апарата і зварного шву,  $\eta$  і  $\varphi$  - визначаються з таблиць виходячи з конкретних умов роботи апарата і технології його

ВИГОТОВЛЕННЯ.

7 Збільшення на компенсацію корозії, на округлення розрахункових товщин до найближчих більших значень сортаментів за ДСТУ і прийняті по технологічних умов,  $C$ ,  $C_0$ ,  $C_1$  – визначаються з дослідних даних.

8 Границі застосування формули по пункту 1.

$$\beta = \frac{2(S - c)}{D} \leq 0,5. \quad (100)$$

## 2.9 Розрахунок на міцність товстостінних обичайок, що працюють під внутрішнім тиском

1 Товщина обичайки (рис. 13) виконавча  $S$

$$S = (0,5 + C)\gamma + C. \quad (101)$$

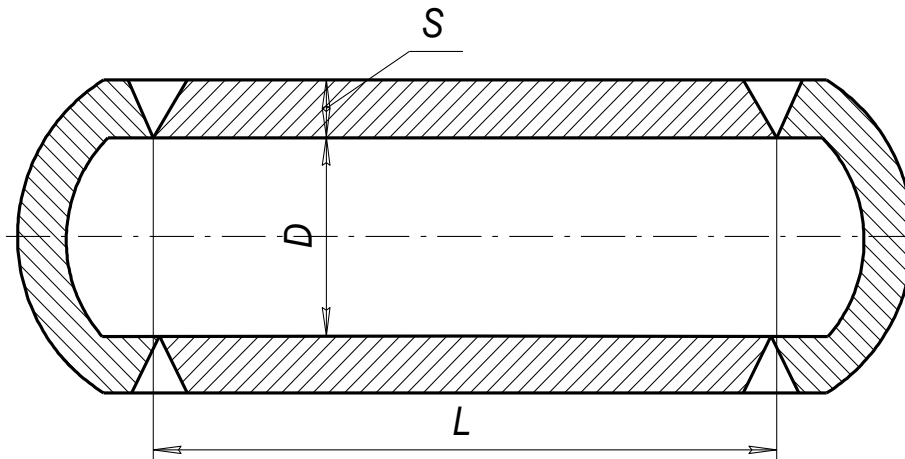


Рис. 13. Товстостінна обичайка

2 Тиск, що допускається виконавчою товщиною обичайки,  $[P]$

$$[P] = 2,3[\sigma] \lg \frac{D + 2S}{S + 2C}. \quad (102)$$

3 Товщина стінки обичайки відносна

$$\gamma = 10 \frac{P_p}{2,3[\sigma]} - 1. \quad (103)$$

4 Розрахунковий тиск  $P_p$  - приймається рівним робочому.

5 Напряга, що допускається  $[\sigma]$

$$[\sigma] = k \cdot \sigma^* \quad (104)$$

6 Номінальна напруга, що допускається  $\sigma^*$  - визначається з таблиць або з розрахунків.

7 Діаметр обичайки внутрішній  $D$  - призначається конструктивно.

8 Поправочний коефіцієнт  $k$  - вибирається з таблиць.

9 Збільшення  $C$  - визначаються відповідно до дослідних даних.

10 Границі використання формул розрахунку

$$\gamma \leq 2 \quad (105)$$

## 2.10 Розрахунок на міцність обичайок, що працюють під зовнішнім тиском

1 Товщина обичайки (рис. 14), виконавча  $S$

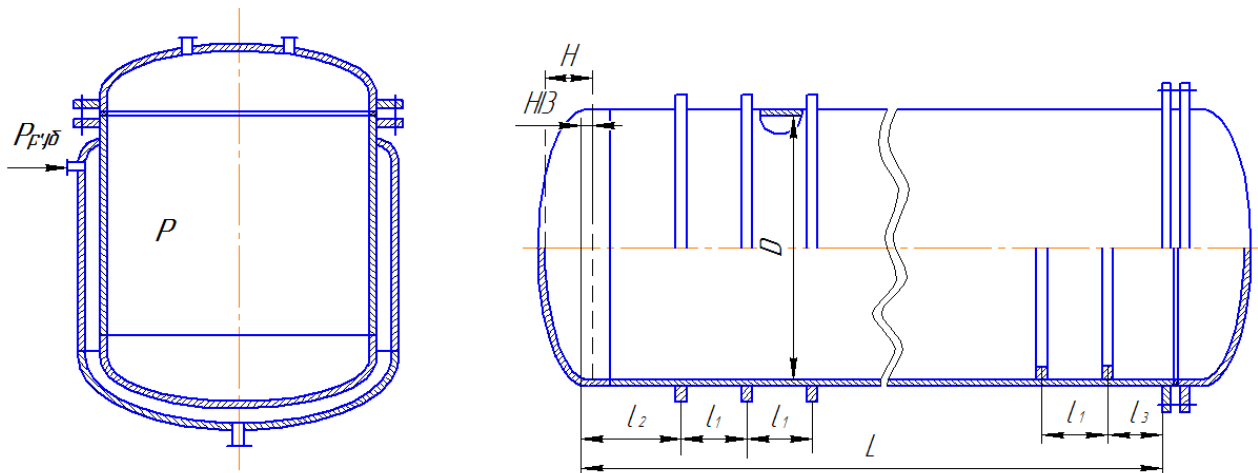


Рис. 14. Тонкостінна обичайка, що працює під зовнішнім тиском

$$S = 0,47 \frac{D}{100} \left( \frac{P_p}{10^{-6} E_t} \right)^{0,4} + C + C_0 + C_1 \quad (106)$$

2 Тиск, що допускаються виконавчою товщиною обичайки  $[P]$

$$[P] = 6,49 \cdot 10^{-6} E_t \frac{D}{l} \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right] \cdot \sqrt{\frac{100(S - C)}{D}} \quad (107)$$

3 Розрахунковий тиск  $P_p$  - приймається рівним робочому.

4 Внутрішній діаметр обичайки  $D$  - визначається конструктивно.

5 Довжина обичайки розрахункова  $l$  - визначається виходячи з геометричних розрахунків ємності апарата, з урахуванням залежностей, приведених на рис. 14.

6 Збільшення до розрахункової товщини стінки обичайки  $C$ ,  $C_0$ ,  $C_1$  - визначаються відповідно до умов роботи апарата.

7 Модуль пружності при розрахунковій температурі стінки  $E_t$  - визначається з таблиці чи графіку, рис. 11.

8 Границі застосування формул по пунктах 1,2,  $\beta$ ,  $\frac{l}{D}$

$$\beta = \frac{2(S - C)}{D} \leq \frac{1}{30}; \quad (108)$$

$$1,5\sqrt{\beta} \leq \frac{l}{D} \leq \frac{1}{\sqrt{\beta}}; \quad (109)$$

$$0,3 \frac{E_t}{\sigma_T^t} \sqrt{\beta}^3 \leq \frac{l}{D}. \quad (110)$$

## 2.11 Розрахунок на міцність циліндричної обичайки, при дії осьової стискаючої сили

1 Товщина обичайки (рис. 14) виконавча  $S$

$$S = \frac{l}{\sqrt{K_C}} \sqrt{\frac{N}{E_t} + C + C_0 + C_1}.$$

2 Розрахункова осьова стискаюча сила  $N$  – визначається статичним розрахунком.

3 Осьова стискаюча сила, що допускається  $[N]$

$$[N] = K_S \cdot E^t (S - C)^2. \quad (111)$$

4 Модуль подовжньої пружності при розрахунковій температурі визначається з табл. 3 чи графіку, рис. 11.

5 Збільшення до розрахункової товщини обичайки  $C$ ,  $C_0, C_1$  - визначаються відповідно до умов роботи апарата.

6 Розрахункова довжина обичайки  $l$  - визначається відповідно до геометричного розрахунку апарата рис. 14.

7 Параметр стискаючої навантаження  $K_C$  визначається в залежності від

відношення  $\frac{D}{2(S-C)}$

$\frac{D}{2(S-C)}$	$K_C$	$\frac{l}{\sqrt{K_C}}$
250	0,43	1,53
500	0,36	1,67
750	0,29	1,86
1000	0,24	2,04
1500	0,22	2,13
2000	0,19	2,30
2500	0,17	2,43

8 Границі застосування формул по пунктах 1,2

$$\frac{l}{D} \geq 1. \quad (112)$$

## 2.12 Розрахунок на міцність еліптичних відбортованих днищ судин і апаратів, що працюють під внутрішнім чи зовнішнім тиском

1 Товщина днища виконавча (рис. 15)  $S$

$$S_1 = \frac{P_p \cdot D}{4\sigma^* \eta \cdot k \varphi z} \cdot \frac{D}{2h} + C + C_0 + C_1.$$

2 Тиск, що допускається виконавчою товщиною днища  $[P]$

$$[P] = \frac{8(S_1 - C) \varphi \cdot k \eta \cdot z \sigma^*}{D + 2 \frac{h}{D} (S - C)} \cdot \frac{h}{D}.$$

3 Розрахунковий тиск  $P_p$  - приймається рівним робочому.

4 Номінальна напруга, що допускається  $\sigma^*$  - приймається з технічних характеристик матеріалу і температури стінки посудини.

5 Збільшення  $C, C_0, C_1$  - визначаються виходячи з умов роботи апарата сортаменту листового прокату, що є в найменуванні й умов виготовлення і монтажу.



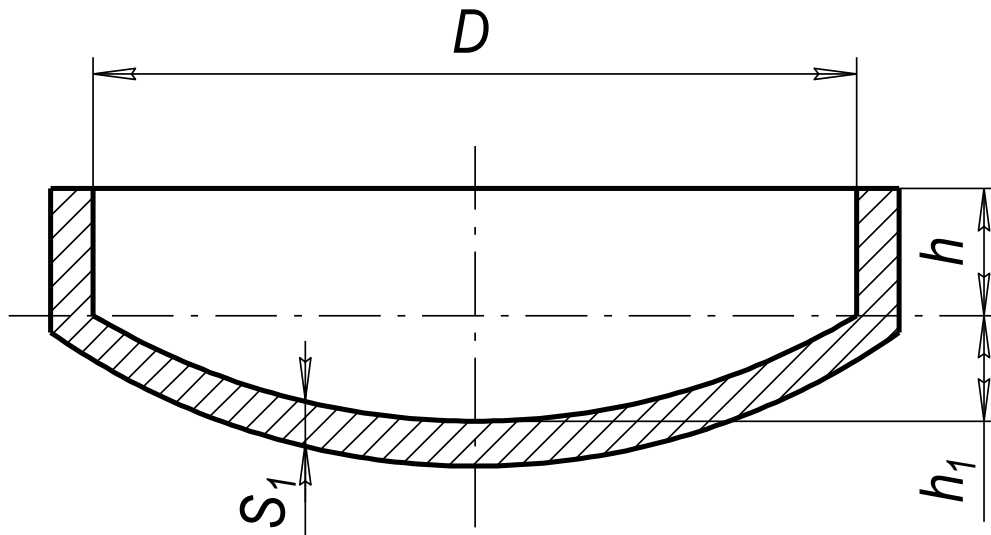


Рис. 15. Еліптичне днище

6 Висота опуклої частини днища внутрішня  $h$  – визначається конструктивно. Найбільш прийнятне значення  $h \geq 0,2D$ .

7 Коефіцієнт міцності звареного шва  $\varphi$  визначається з умов зварювання апарата.

8 Коефіцієнт класу і групи апарата  $\eta$  - визначається з умов експлуатації.

9 Конструктивний коефіцієнт  $K$  визначається з умов:

- а) при внутрішньому тиску днища - днища глухі  $K = 1$ , днища з неукріпленим отвором  $K = 0,95$ ,
- б) при зовнішньому тиску  $K = 0,63$ , днища з неукріпленим отвором  $K = 0,6$ .

10 Коефіцієнт неукріпленого отвору  $Z$  - визначається виходячи із співвідношення.

$$Z = 1 - \frac{d}{D}. \quad (113)$$

11 Границі застосування розрахункових формул по пунктах 1, 2

$$\beta = \frac{2S_1}{D} \leq 0,25; \quad (114)$$

$$\frac{d}{D} \geq 0,6, \quad (115)$$

де  $D$  і  $d$  – діаметр днища внутрішній, вибирається конструктивно й уточнюється за ДСТУ, і діаметр отвору в днищі.

## 2.13 Розрахунок на міцність конічних днищ

1 Товщина днища виконавча (рис. 16)  $S$  – приймається при розрахунку найбільше з двох значень

$$S_1 = \frac{P_P \cdot D \cdot Y}{4\sigma^* \varphi \eta} + C + C_0 + C_1; \quad (116)$$

$$S_1 = \frac{P_P \cdot D_P}{2 \cos \alpha (\sigma^* \varphi \eta - P_P)} + C + C_0 + C_1. \quad (117)$$

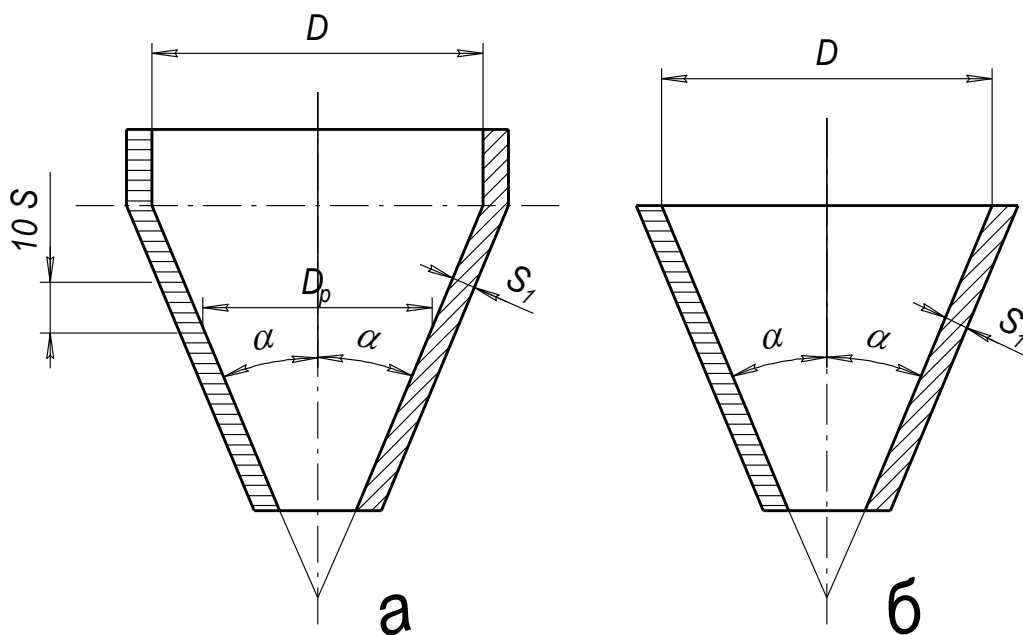


Рис. 16. Днища конічні  
а – відбортоване, б – не відбортоване

2 Тиск, що допускається виконавчою товщиною стінки конічного днища,  $[P]$  - приймається найменшим із двох значень

$$[P] = \frac{4(S_1 - C)\sigma^* \cdot \varphi \cdot \eta}{D \cdot Y}; \quad (118)$$

$$[P] = \frac{2 \cos \alpha (S_1 - C)\sigma^* \cdot \varphi \cdot \eta}{D_P + (S - C)2 \cos \alpha}. \quad (119)$$

3 Тиск розрахунковий  $P_P$  - приймається рівним робочому тиску плюс статичний тиск від впливу середовища в середині апарата.

4 Внутрішній діаметр  $D$  - визначається конструктивно.

5 Номінальна напруга, що допускається,  $\sigma^*$  - визначається в залежності від матеріалу і робочої температури.

6 Збільшення до товщини днища  $C, C_0, C_1$  - визначаються в залежності від умов роботи апарата, сортаменту і технології виготовлення і монтажу.

7 Діаметр розрахунковий  $D_p$  - визначається як:

а) для відбортованих днищ

$$D_p = D - 2[ R(1 - \cos \alpha) + 10 \cdot S \cdot \sin \alpha ] ;$$

б) для не відбортованих днищ

$$D_p = D .$$

8 Внутрішній радіус відбортівки  $R$  - визначається як:

а) для відбортованих днищ

$$R = (0,01 \div 0,5) D ;$$

б) для не відбортованих днищ

$$R = 0,01 D .$$

9 Половина кута конуса  $\alpha$  - визначається конструктивно, але не повинно перевищувати значення

$$\alpha > 70^\circ .$$

10 Коефіцієнт міцності звареного шва  $\alpha$  - визначається за умовами зварювання апарата.

11 Коефіцієнт форми днища  $Y$  - вибирається з табл. 5 в залежності від  $\alpha$  і відношення  $\frac{R}{D}$  ;

12 Коефіцієнт класу, і групи апарата  $\eta$  вибирається в залежності від умов роботи апарата.

13 Границі застосування формул по пунктах 1 і 2

$$\beta = \frac{2S_1}{D_p} \leq \frac{1}{2 \cos \alpha} . \quad (120)$$

Коефіцієнт форми днища Y

$\frac{R}{D}$	0,0 1	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,3	0,4	0,5
10	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
20	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
30	2,7	2,4	2,2	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,1	1,1	1,1
45	4,1	3,7	3,3	3,0	2,6	2,4	2,2	1,9	1,8	1,4	1,1	1,1
60	6,4	5,7	5,1	4,7	4,0	3,5	3,2	2,8	2,5	2,0	1,4	1,1
75	13, 6	11,7	10,7	9,5	7,7	7,0	6,3	5,4	4,8	3,1	2,0	1,1

## 2.14 Розрахунок на міцність плоских днищ судин і апаратів

Плоскі, круглі днища рекомендується застосовувати:

а) в кованих і литій апаратурі, коли, не потрібно застосування конічного чи сферичного днища;

б) у звареній апаратурі, що працює під тиском при

$$D > 400 \text{ мм};$$

в) у звареній апаратурі вертикального виконання, що розташовується на суцільній підставці і працює без тиску під наливом.

1 Товщина, днища виконавча  $S_1$

$$S_1 = 0,93(S - C) \sqrt{\frac{0,19P_P}{K\sigma^* \eta} \left(\frac{D}{S_1 - C}\right)^2 - 1 + C + C_0 + C_1}. \quad (121)$$

2 Тиск, що допускається виконавчою товщиною днища,  $[P]$

$$[P] = \frac{[(S_1 - C)^2 + 0,865(S_1 - C)]\sigma^* \cdot \eta \cdot K}{0,164D^2}. \quad (122)$$

3 Розрахунковий тиск  $P_P$  приймається рівним робочому.

4 Номінальна напруга  $\sigma^*$  - визначається виходячи з матеріалу і температури стінки апарата.

5 Внутрішній діаметр обичайки чи судини  $D$  - визначається конструктивно.

6 Товщина стінки виконавча обичайки  $S$  - визначається за методикою розрахунку, обичайок.

7 Збільшення до товщини днища  $C, C_0, C_1$  - визначаються виходячи з умов роботи апарата, сортаменту й умов виготовлення.

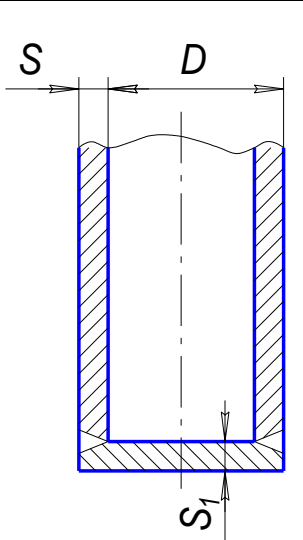
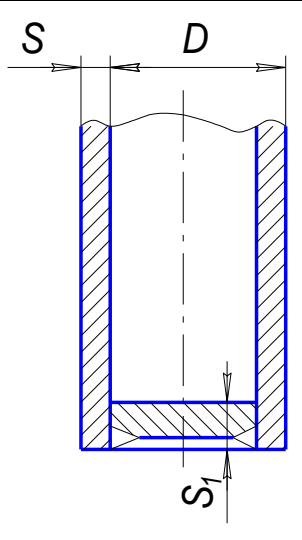
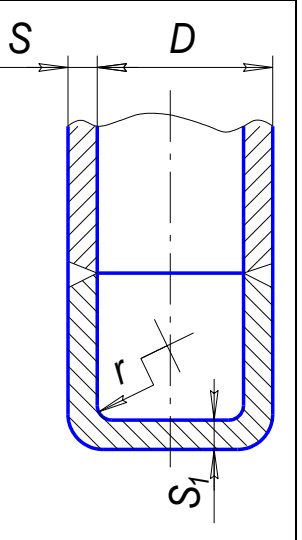
8 Коефіцієнт конструкції днища  $K$  - приймається виходячи з конструктивного виконання апарата відповідно до табл. 6.

9 Поправочний коефіцієнт  $\eta$  - визначається виходячи з умов експлуатації апарата.

10 Границі застосування формул по пунктах 1 і 2

$$S_1 \geq S$$

Таблиця 6

Коефіцієнт форми днища			
Конструкція днища			
Коефіцієнт $K$	0,75	0,5	0,85

## 2.15 Розрахунок зміцнення отворів

В обичайках і днищах хімічних апаратів дуже часто потрібні різного роду отвори для штуцерів, уведень труб, люків, лазів і т.д.

Такі отвори можуть бути неукріпленими та укріпленими.

Неукріпленими вважаються отвори під розвальцьовування труб, під різьблення, а також отвори, що ущільнюються будь-якими затворами під штуцери й ін. при відсутності зміцнювальних елементів.

Діаметр неукріплених отворів у циліндричних і конічних обичайках не повинний перевищувати 0,6 внутрішнього діаметра циліндра чи конуса в місці отвору, а абсолютна величина його повинна бути не більш 200 мм. Розташовувати отвір еліптичної форми на циліндричних обичайках рекомендується так, щоб малий діаметр еліпса був би спрямований вздовж твірної циліндра.

Зміцнення отворів звичайно здійснюється втулками, накладками і бобишками. Основні розміри зміцнювальних елементів товщина втулок, діаметр накладок, висота, і діаметр бобишок визначається виходячи з умов

рівності перетину матеріалу стінки, що зміцнюється, номінальної розрахункової товщини, що видаляється при утворенні отворів, перетину зміцнювальних елементів, що додаються, виготовлених з тих же матеріалів, що і стінки, що зміцнюються. У випадку невиконання цієї умови - навіть при наявності зміцнюючих елементів – отвори вважаються укріпленими тільки лише частково.

1 Діаметр неукріпленого отвору, що допускається  $[d]$

а) для циліндричних елементів

$$[d] \geq 3,75 \sqrt{D \left\{ [S - C] - \frac{P_p D}{2[\sigma] - P_p} \right\}}, \quad (123)$$

б) для опуклих, еліптичних чи сферичних відбортованих днищ

$$[d] \leq 0,95 \left[ 1 - \frac{P_p}{4[\sigma]} \left( \frac{D}{S - C} \cdot \frac{D}{2h} - 1 \right) \right]. \quad (124)$$

2 Внутрішній діаметр циліндричного елемента чи днища  $D$  визначається розрахунком габаритів апарата чи приймається відповідно до вихідних даних.

3 Товщина стінки  $S$  елемента, у якому виконується неукріплений отвір, визначається розрахунком.

4 Внутрішня висота, опуклої частини днища  $h$  приймається по вихідним даним.

5 Збільшення на корозію  $C$  визначаються з умов експлуатації апарата.

6 Розрахунковий тиск  $P_p$  приймається рівним робочому.

7 Напруження, що допускається  $\sigma^*$  приймається рівним

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^*.$$

8 Номінальне напруження, що допускається  $\sigma^*$  визначається з технічних умов на прийнятий матеріал і умов експлуатації.

9 Поправочний коефіцієнт  $\eta$  визначається виходячи з умов експлуатації.

Отвори, що мають найбільший діаметр у просвіті, що перевищує припустиме значення діаметра, неукріпленого отвору, підлягають обов'язковому зміцненню посиленням штуцером чи накладкою, надійно з'єднаними зі стінкою, що зміцнюється, у якій виконується отвір.

Елементи зміцнення отворів конструктивно виконуються як показано на (рис. 17), розташування отворів в опуклому днищі показано на (рис. 18)

Розраховуються елементи зміцнення отворів у такий спосіб:

1 Товщина стінки посилюючого штуцера  $S_1$

$$S_1 \geq \frac{d}{2} \left( \frac{2S_p - S}{L} + \frac{P_p}{[\sigma]} \right). \quad (125)$$

2 Товщина зміцнювальної насадки з урахуванням зміцнювальної дії штуцера  $S_H$

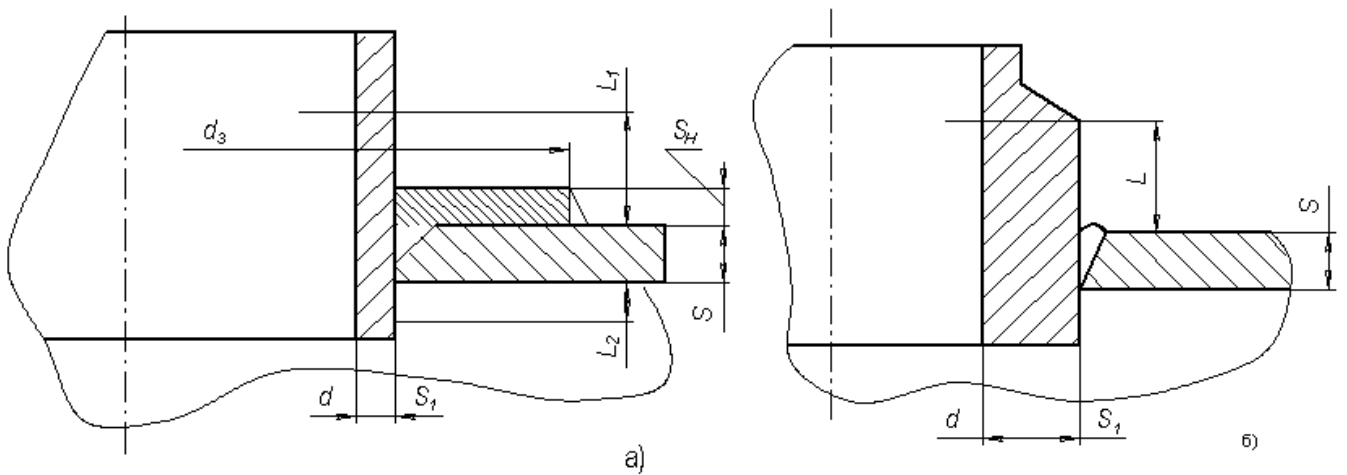


Рис. 17. Елементи зміцнення отворів  
а – з посиленням штуцером, б – з накладкою

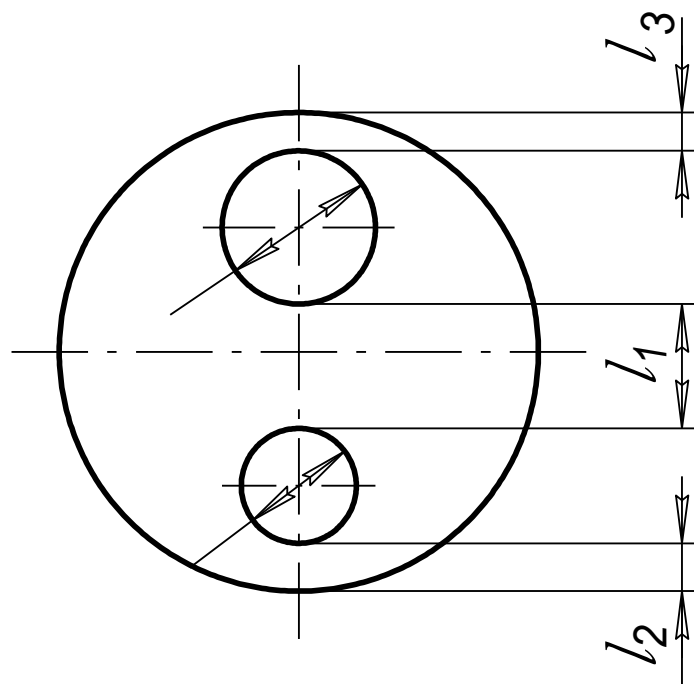


Рис. 18. Розташування отворів в опуклому днищі

$$S_H \geq \frac{1}{d_3 - d} [d \cdot (2S_P - S) - 2(L_1 - L_2) \cdot (S_1 - \frac{P_P - d}{2[\sigma]})]. \quad (126)$$

При установці накладок із двох сторін їхня сумарна товщина повинна дорівнювати  $S_H$ .

3 Діаметр отвору  $d$ , що зміцнюється - визначається конструктивно.

4 Товщина стінки чи обичайки днища  $S$  - визначається розрахунком.

5 Розрахункова товщина стінки  $S_P$ .

а) для циліндричної обичайки

$$S_P = \frac{P_P \cdot D}{4[\sigma] - P_P} + C_0 + C_1. \quad (127)$$

б) для еліптичного днища

$$S_P = \frac{P_P \cdot D}{4[\sigma] - P_P} \cdot \frac{D}{2h} + C_0 + C_1. \quad (128)$$

6 Довжина штуцера, що приймає участь у зміцненні  $L, L_1, L_2$ .

$L \leq 2,5S, \quad L \leq 2,5S_1$	Береться менше значення
$L_1 \leq 2,5S, \quad L_1 \leq 2,5S_1$	Береться менше значення
$L_2 \leq 2,5S, \quad L_2 \leq 2,5S_1$	Береться менше значення

7 Зовнішній діаметр закріплюючої накладки  $d_3$

$$d_3 \leq 2d.$$

8 Розрахунковий тиск  $P_P$  - приймається рівним робочому тиску.

9 Напруження, що допускається  $[\sigma]$  - приймається рівним

$$[\sigma] = k \cdot \sigma^*.$$

10 Номінальна допустима напруга  $\sigma^*$  - вибирається в залежності від матеріалу і умов роботи апарата.

11 Поправочний коефіцієнт  $\eta$  визначається виходячи з класу і групи апарата.

## 2.16 Розрахунок на міцність елементів апаратури, які виконані із труб

Елементи апаратури, які виконані зі звичайних, нержавіючих і пластмасових труб в промисловості хімічних волокон, є одними з найбільш розповсюджених конструктивних вузлів і деталей. Труби є основною складовою частиною різних трубчастих теплообмінників, з них виготовляються багато внутрішніх і зовнішніх вузлів і деталей апаратів. Труби в Україні



позначаються згідно ДСТУ і норм. Звичайно труби характеризуються матеріалом, зовнішнім діаметром і товщиною стінки ( $D_H \times S$ ).

При виготовленні з труб деталей і вузлів їх дуже часто доводиться гнути. Згинання труб із пластичних матеріалів відбувається в більшості випадків в холодному стані, а труби із  $D_H \leq 50$  мм у нагрітому. Середній радіус згину труб рекомендується вибирати  $R_{cp.} \geq 3D_H$ . Труби з кольорових металів і сплавів допускається гнути з  $R_{cp.} = 2D_H$ .

У разі потреби можна вигинати трубу радіусом  $R_{cp.} < 2D_H$ , а також при вигині труб великих діаметрів варто застосовувати зварені секторні відводи (рис. 19).

Розрахункова товщина стінки прямої труби  $S_1$  чи зігнутої з  $R_{cp} \geq 2D_H$ , яка піддається внутрішньому тиску  $P_p$  визначається:

при  $\frac{P}{\sigma^*} < 0,4$  за формулою

$$S_1 = \frac{P_p D_H}{2\sigma^* \varphi + P_p} + C + C_0 + C_1, \quad (129)$$

при  $\frac{P}{\sigma^*} \geq 0,4$  за формулою

$$S_1 = 0,5D_H \frac{10^{\frac{P_p}{2\sigma^*}} - 1}{10^{2,3\sigma^*}} + C + C_0 + C_1. \quad (130)$$

Труби всіх видів, що працюють під тиском повинні витримувати, як це було показано раніше, тиск при випробуваннях  $P_u$

$$P_u = \frac{200 \cdot S_1 \cdot R}{D_e}, \quad (131)$$

де  $S_1$  - мінімальна товщина стінки труби (за винятком мінусового допуску);

$R$  - напруга, що допускається;  $D_e$  - внутрішній діаметр труби.

Труби, які піддаються зовнішньому тиску, повинні наближатися за формою до точного циліндра. Овальність, що допускається, у будь-якому перетині труби не повинна перевищувати 1% від діаметра.

Розрахункова товщина, стінки прямої труби  $S_1$  чи гнутої з  $R_{cp} \geq 2D_H$ , яка піддається зовнішньому тиску  $P_H$  визначається:

при  $\frac{P_H}{\sigma^*} < 0,2$  за формулою

$$S_1 = \frac{P_H \cdot D_H}{2[\sigma_C] \varphi} + C + C_0 + C_1, \quad (132)$$

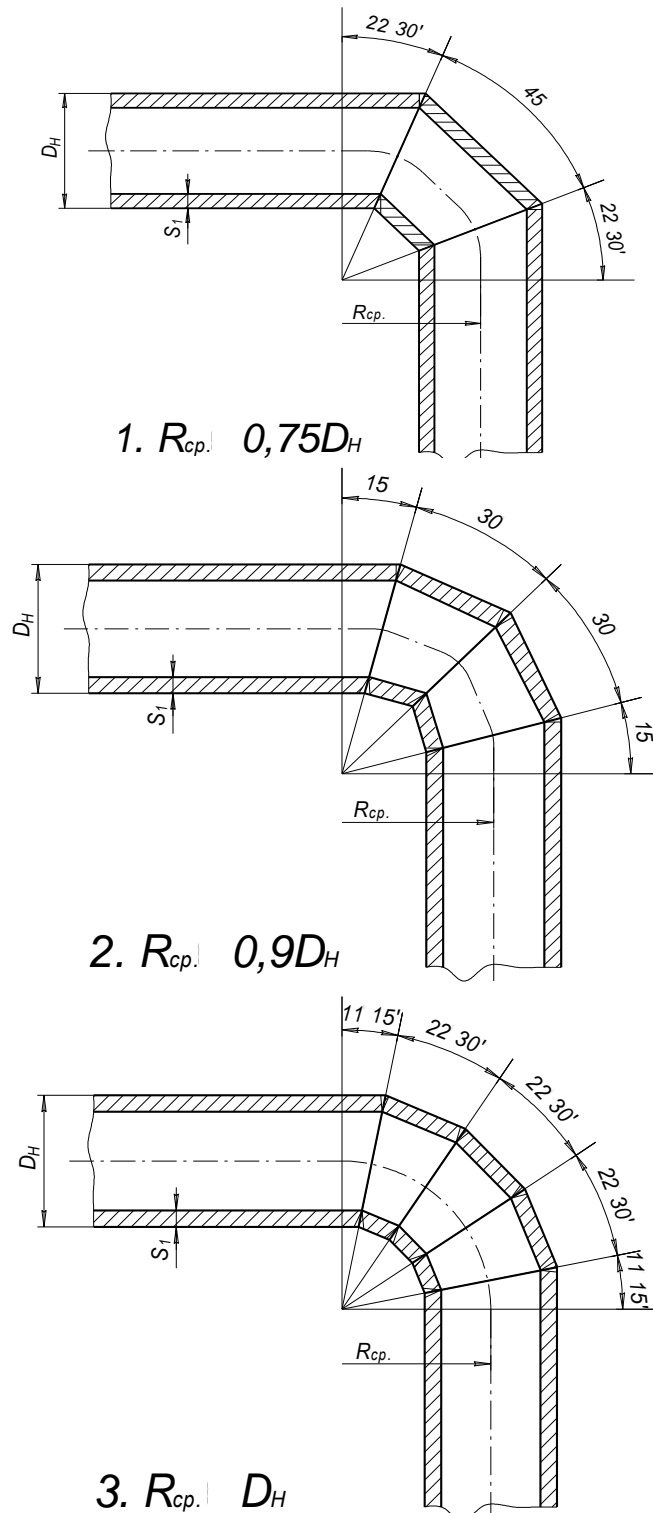


Рис. 19. Конструкція зварених секторних відводів

при  $\frac{P_H}{\sigma^*} \geq 0,2$  за формулою

$$S_1 = 0,5D_H \left( 1 - \sqrt{\frac{[\sigma_c^*] \cdot \varphi - 1,73P_H}{[\sigma_c^*] \cdot \varphi}} \right) + C + C_0 + C_1. \quad (133)$$

Розрахункова товщина стінки труби округлюється до найближчого більшого розміру  $S$  за відповідним асортиментом труб. Напруга, що допускається, на стиск  $[\sigma_c^*]$  приймається в залежності від матеріалу труби і температури стінки.

Труби, що працюють без тиску приймаються з мінімальною товщиною стінки за відповідним асортиментом з урахуванням корозійної стійкості і твердості.

## 2.17 Розрахунок на міцність фланцевих з'єднань

За допомогою фланців приєднуються до апаратів усілякі кришки, труби, стикуються між собою складені корпуси, трубопроводи і т.д. Матеріал фланців вибирається виходячи з умов їхньої експлуатації. Технологія виготовлення фланців залежить від матеріалів, їхньої конструкції, способу приєднання фланців і тиску середовища. За формою фланці найчастіше виготовляються круглими, як найбільш технологічні.

Кожне фланцеве з'єднання повинне бути міцним, герметичним, твердим і доступним для огляду при збиранні і розбиранні. Фланці підрозділяються на три конструктивні види - цільні, вільні і різьбові. Їхні конструкції показані на (рис. 20).

Розрахунок фланцевих з'єднань на міцність може проводитися по різним методикам, однак найбільш розповсюдженою є методика, розроблена науково-дослідним інститутом хімічного машинобудування НДИХІММАШ, яка приведена в ДСТ 1429 - 69. Відповідно до цієї методики проводиться розрахунок зусиль, що діють у фланцевому з'єднанні, розрахунок болтів або шпильок фланцевого з'єднання і визначення товщин тарілки фланця.

а) Визначення розрахункових зусиль у фланцевому з'єднанні

1 Розрахункове граничне болтове зусилля  $R_\sigma$

$$R_\sigma = \lambda \cdot Q_D + R_{\Pi}. \quad (134)$$

2 Рівнодіюча внутрішнього тиску  $Q_D$

$$Q_D = 0,8D_K^2 \cdot P^*. \quad (135)$$

3 Реакція прокладки в момент порушення щільності  $R_{\Pi}$

$$R_{\Pi} = 3D_{ср.П} \cdot \sigma \cdot \delta_0. \quad (136)$$

4 Розрахунковий тиск  $P^*$  приймається більшим із

$$P^* = 1,5P_p \text{ і } P^* = 1,2P_{пробн.}$$

5 Робочий тиск приймається рівним максимальному надлишковому тиску, що виникає при нормальному протіканні робочого процесу.

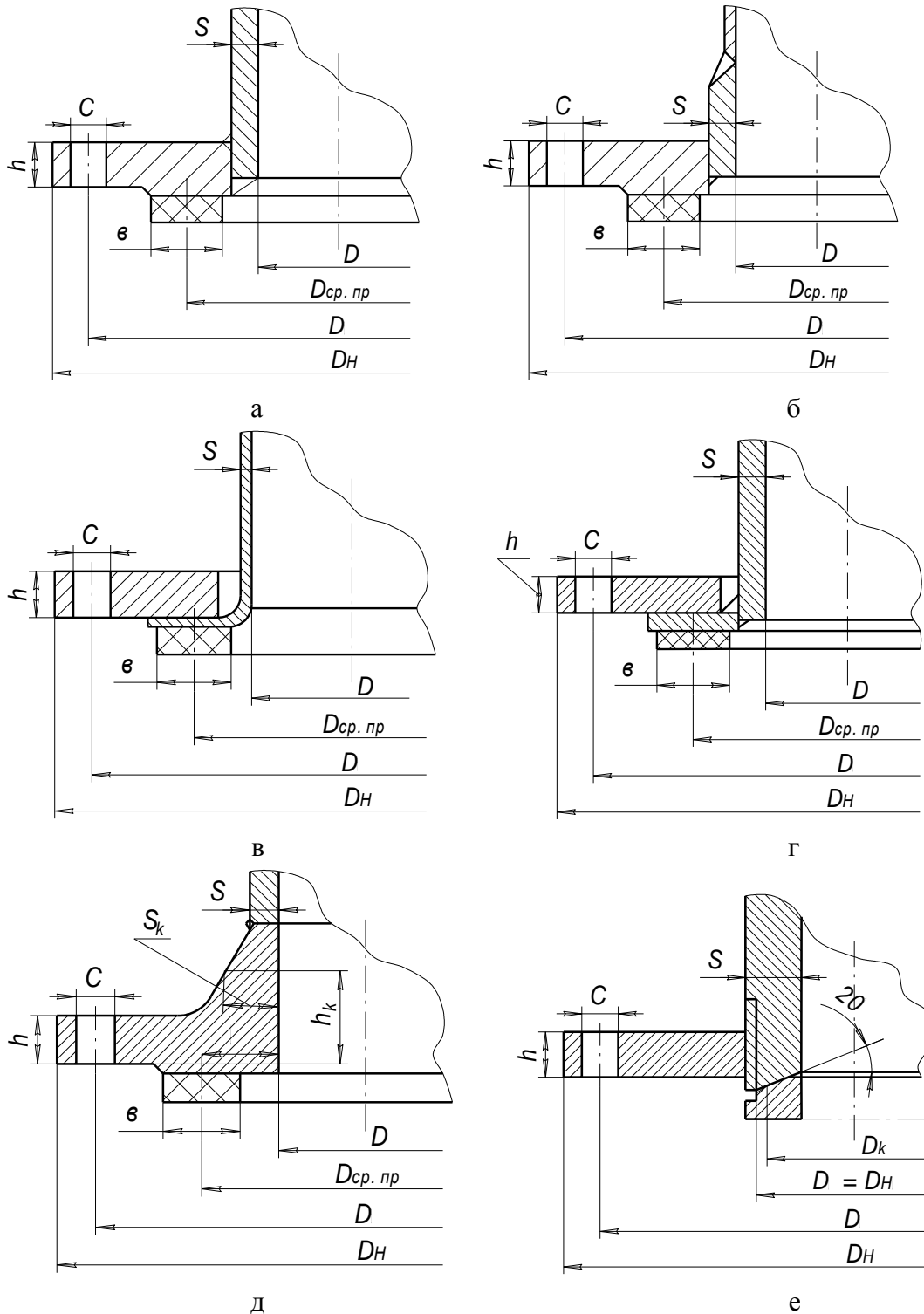


Рис. 20. Конструкції фланців

а - плоский приварений; б - плоский приварений на товщинній втулці;  
в - вільний на відбортованій трубі; г - вільний на привареному кільці;  
д - приварений у стик; е - на різьбленні

6 Тиск при гідравлічних випробуваннях  $P_{пробн.}$  призначається відповідно до прийнятого для даного апарата ДСТ 1429 – 69  $P_{пробн.} = 1,5P_p$ .

7 Питома реакція прокладки в момент порушення щільності  $\rho_0$  приймається по табличним даним ДСТ 1423 - 69, чи РТМ - 42 - 62 в залежності від конструкції і матеріалу прокладок.

8 Константа твердості  $\lambda$  визначається в залежності від конструкції фланця, матеріалу прокладок і діаметра труб, що з'єднуються. Константа твердості  $\lambda$  буває в межах від 1 до 1,5.

9 Діаметр кола ущільнення  $D_K$  визначається відповідно до обраної прокладки і дорівнює внутрішньому або середньому діаметру прокладки.

б) Розрахунок болтів (шпильок)

1 Діаметр болта, шпильки  $d$  - призначається конструктивно по внутрішньому діаметру болта  $d_1$ .

2 Внутрішній діаметр різьби болта (шпильки)  $d_1$

$$d_1 = 1,24 \sqrt{\frac{R_\sigma}{Z\eta \cdot \sigma_T^t}} \quad (137)$$

3 Розрахункове граничне болтове зусилля  $R_\sigma$  визначається як сума рівнодіючих внутрішнього тиску і реакції прокладки в момент порушення щільності.

4 Поправочний коефіцієнт  $\eta$  визначається виходячи з класу і групи роботи устаткування.

5 Кількість болтів  $Z$ , шт призначається конструктивно.

6 Границя текучості  $\sigma_T^t$  - призначається у відповідності з довідковими даними в залежності від матеріалу болтів і температури, при якій вони будуть працювати.

в) Розрахунок плоских приварних фланців

1 Товщина тарілки фланця  $h$  (рис. 20).

При діаметрі умовного проходу  $D_y \geq 400$  мм

$$h = 2,5 \cdot \sqrt[3]{(a_2 R - 0,8 S^2) D \eta \cdot \sigma_T^t \frac{10}{E^2}}, \quad (138)$$

$$h = 1,5 \sqrt{\frac{R_\sigma \cdot a_1}{\eta [\psi] E^t Z^2} \cdot \frac{D_H + D}{D_H - D}} \quad (139)$$

Приймається більше значення  $h$  .

При діаметрі умовного проходу  $D_y < 400$  мм

$$h = K_D \sqrt{\frac{R}{\varphi \cdot \eta \cdot \sigma_T^t} \cdot \frac{0,78D \cdot S^2}{a_2}}, \quad (140)$$

$$h = K_S \sqrt{\frac{R_{\sigma} \cdot a_1}{\eta [\psi] E^t Z^2} \cdot \frac{D_H + D}{D_H - D}}. \quad (141)$$

Приймається більше значення  $h$  .

2 Приведене розрахункове зусилля,  $R$

$$R = R_{\sigma} - \left(1 - \frac{l_1}{l_2}\right) R_{II}. \quad (142)$$

3 Розрахункове граничне болтове зусилля  $R_{\sigma}$  визначається відповідно до попереднього розділу.

4 Товщина стінки обичайки (труби) визначається у відповідності зі способами розрахунку обичайок  $S$  .

5 Внутрішній діаметр обичайки  $D$  призначається конструктивно.

6 Зовнішній діаметр фланця  $D_H$  призначається конструктивно.

7 Плечі моментів  $a_1, a_2, l_1, l_2$  визначаються відповідно до розмірів  $D_{\sigma}$  і  $D_{cp.np}$  і інших параметрів

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,5(D_{\sigma} - D_{cp.n.} - D), \\ a_2 &= 0,5(D_{\sigma} - D - S - d), \\ l_1 &= 0,5(D_{\sigma} - D_{cp.n.}), \\ l_2 &= 0,5(D_{\sigma} - D - 2S). \end{aligned} \quad (143)$$

8 Допустимий кут скривлення фланця  $[\psi]$ :

для паронітових прокладок  $[\psi] = 400 \cdot 10^{-6}$  ;

для гумових прокладок  $[\psi] = 3000 \cdot 10^{-6}$  ;

для плоских і зубцюватих металевих прокладок  $[\psi] = 20 \cdot 10^{-6}$  .

9 Коефіцієнт ослаблення фланця болтовими отворами  $\varphi$  :

для цільних фланців  $\varphi = 0,9$ ;

для вільних і різбових фланців  $\varphi = 1 - \frac{2C}{D_H \cdot D_6}$ ,

де  $C$  - діаметр болтових отворів;  $D_H$  - зовнішній діаметр фланця;  $D_6$  - внутрішній діаметр фланця;  $D_6$  і  $D_H$  - призначаються конструктивно.

10 Коефіцієнти приведення  $K_D$  і  $K_S$

$$K_D = \frac{0,8}{\sqrt{\frac{D_H - D}{2l_2} - \frac{D_H - D_6}{D_6}}}, \quad (144)$$

$$K_S = 0,78 \cdot S^2. \quad (145)$$

11 Поправочний коефіцієнт  $\eta$  визначається в залежності від класу і групи експлуатації апарату.

12 Кількість болтів  $Z$  визначається конструктивно.

13 Границя текучості матеріалу фланця  $\sigma_T^t$  визначається по довідковим даним в залежності від матеріалу фланця і температури експлуатації.

14 Модуль пружності матеріалу фланця при робочій температурі  $E^T$  - визначається з таблиць або графіків.

## 2.18 Розрахунок ущільнень

Ущільнення застосовуються в різних міцно-щільних з'єднаннях, робота яких обумовлена наявністю надлишкового тиску чи вакууму в апараті. Типи ущільнень, які застосовуються в залежності від середовища в апараті, температури і тиску приведені в табл. 7.

При конструюванні елементів апаратів для приготування розчинів і їхнього транспортування, після вибору типу ущільнення і його конструктивних даних необхідно визначити силу осьового стиску прокладки, необхідну для забезпечення герметичності з'єднання.

Розрахункова сила осьового стиску  $P_{II}$

$$P_{II} = 3D_H \cdot \epsilon_9 \cdot \partial_0, \quad (146)$$

де  $D_H$  - середній діаметр ущільнення;  $\epsilon_9$  - ефективна ширина ущільнення;

$\partial_0$  - питома навантаження на прокладку;  $\epsilon_9$  при  $\epsilon \leq 10 = \epsilon$ ;  $\epsilon_9$  при

$\epsilon \geq 10 = 3,16\sqrt{\epsilon}$ .

Таблиця 7

Ущільнення, які застосовуються в залежності від середовища, температури і тиску

Тип ущільнення		Середовище	Температура, °С	Тиск, МПа	
	З прокладкою між поверхнями	Інертна мало агресивна	≤ 500	≤ 2.5	
					
	З прокладкою у виступі-западині		Агресивна токсична вибухонебезпечна	≤ 800	≤ 100.0
	З прокладкою в шип-пазі				
					
	З прокладкою в замку		будь-яка	≤ 800	Вакуум ≥ 2.5

Таблиця 8

Значення питомих навантажень на прокладку

Матеріал прокладки	Пароніт	Фібра	Гума	Свинець	Алюміній	Фторопласт
Питоме навантаження на прокладку, до МН/м <sup>2</sup>	10-12	40	4,5-6,0	7,0	3,0	4,0



## РОЗДІЛ 3

# РОБОЧІ ЕЛЕМЕНТИ, МЕХАНІЗМИ І ДЕТАЛІ МАШИН ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ХІМІЧНИХ ВОЛОКОН З РОЗЧИНІВ, ЇХНЯ КОНСТРУКЦІЯ І РОЗРАХУНОК

### 3.1 Конструкція і принцип роботи формуючих елементів. Порівняльний аналіз, технічні вимоги

На машинах для формування хімічних волокон з розчинів знайшли застосування два типи формуючих елементів, що включають механізми розподілу і дозування розчину полімеру. Оскільки для формування хімічних волокон з розчинів застосовуються різні волокнотвірні полімери, що значно відрізняються за своїми властивостях, і деякі з них здатні змінювати свої властивості при збереженні і транспортуванні, то для одержання якісного волокна на кожному робочому місці необхідно створити стандартні умови формування. Від вибору конструкції формуючого елемента залежить якість формуючого волокна і сама конструкція формуючої машини. Таким чином, конструкція машини для формування хімічних волокон з розчинів визначається умовами технологічного процесу формування даного виду і типу хімічного волокна.

Формуючий елемент (рис. 21) служить для приєднання дозуючих насосів, фільтрпальців і філь'єр до колекторного трубопроводу.

Розчин волокнотвірного полімеру подається вздовж машини по розчинопровіді 6, на якому для кожного робочого місця встановлені насосні стійки 5. У насосних стійках кріпляться дозуючі насоси 4, що забезпечують рівномірну подачу розчину волокнотвірного полімеру на формування. Привод дозуючих насосів здійснюється за допомогою зубчастої передачі 2 від повздовжнього валу 3. Відключення насосу відбувається за рахунок розчеплення зубчастих коліс при повороті його навколо кулькових ніпелів, у яких він кріпиться.

Повздовжні вали обертаються в підшипниках кочення 1 і з'єднані між собою поздовжньо-згорнутими муфтами. Від насосної стійки розчин по сполученій трубці 8 надходить у стійку 12, у якій шарнірно закріплений фільтрпалець 13.

Пройшовши фільтрацію, розчин по черв'яку 16 подається в ниткоутворювач 10 звідки, у вигляді окремих струминок, попадає в осаджувальну ванну, де відбувається коагуляція розчину і утворення тонких філаментних ниток.

Щоб запобігти застою волокнотвірного розчину, деяка частина його неперервно циркулює по замкнутому контуру, утвореному розчинопровідом і трубою 9. Для забезпечення безпеки при роботі повздовжній вал і зубчасті передачі обгороджені щитками, що відкидаються 7. Витяг ниткоутворювача з осаджувальної ванни здійснюється за рахунок повороту фільтрпальця навколо

шарнірної стійки 12.

По такому принципу проектується більшість формуючих елементів. Однак, існує і другий тип формуючого елемента, що відрізняється від попереднього тим, що він не має проміжної насосної стійки для кріплення фільтрпальця (рис. 22).

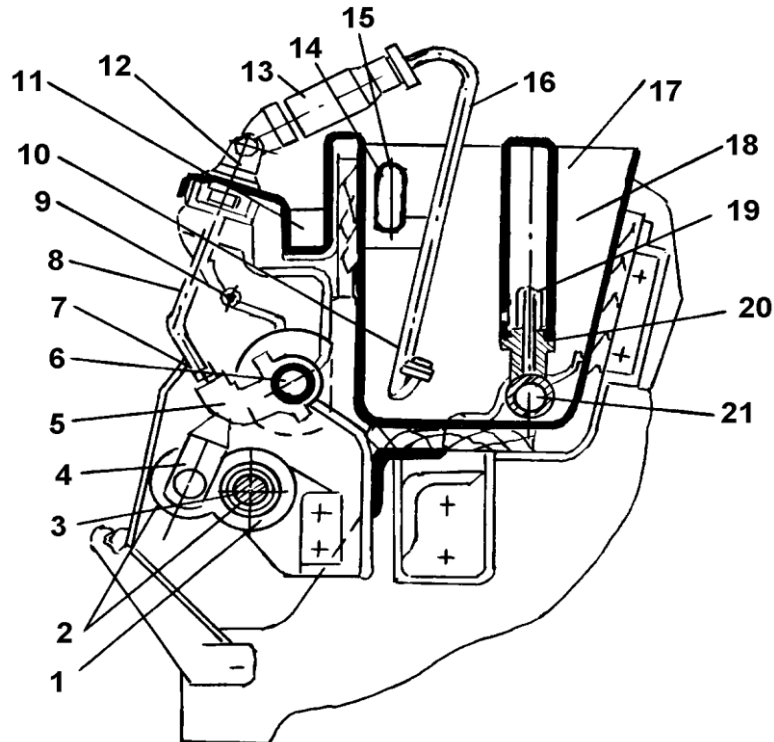


Рис. 21. Формуючий елемент

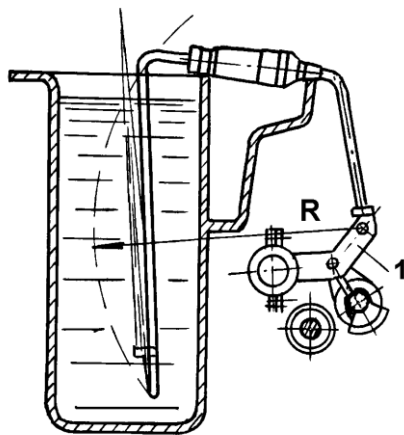


Рис. 22. Формуючий елемент без проміжної насосної стійки

Переваги конструкції формуючого елемента першого типу полягають в тому, що дозуючі насоси і всі пристрої їхнього приводу захищені від попадання на них робочих розчинів. Цей тип формуючого елемента знайшов широке застосування на машинах для формування ниток текстильного призначення.

Другий тип формуючого елемента знайшов більше застосування на машинах для формування кордних ниток і штапельних волокон. У виробництві мідно-аміачних і ацетатних волокон формування йде зверху вниз. На цих

машинах дозуючі насоси і фільтрпальці завжди встановлюються на загальних стійках.

Проводячи компонування формуючого елемента необхідно забезпечити, щоб при встановленні ниткоутворювачів у неробоче положення розчин завжди рухався знизу вверху, щоб уникнути утворення повітряних мішків, тому що їхня наявність у сполученій трубці фільтрпальця чи черв'яка викликає розрив тонких філаментних ниток на початку формування.

Вибір принципової схеми та основних розмірів формуючого елемента повинні проводитися згідно наступних умов:

- 1 Сухого чи мокрого способу формування.
- 2 Однованного чи двохванного способу формування.
- 3 Швидкості формування.
- 4 Середовища, в якому відбувається формування.
- 5 Часу, необхідного для формування.
- 6 Величини філь'єрного витягування.
- 7 Гідравлічного опору ванни, руху нитки.
- 8 Типу волокна, яке формується.

9 Системи циркуляції робочих розчинів у процесі формування, які забезпечують підтримку постійності їхнього складу.

Оскільки формування хімічних волокон з розчинів може відбуватися в рідкому, повітряному і газоповітряному середовищах, то це також накладає особливі умови на конструкцію формуючих елементів і розрахунок потрібно проводити з урахуванням цих факторів.

При формуванні віскозних ниток, як технічного так і текстильного призначення, найчастіше застосовуються загальні формуючі елементи - на машини встановлюють загальні корита для осаджувальної ванни на кожній стороні машини. У деяких випадках застосовуються індивідуальні пристрої для формування.

Відповідно до існуючих конструкцій машин для формування хімічних волокон з розчинів широке розповсюдження знайшли конструкції для формування у вигляді:

- 1) загальних жолобів для осаджувальної ванни;
- 2) індивідуальних вертикальних трубок;
- 3) індивідуальних горизонтальних трубок;
- 4) індивідуальних вертикальних лійок;
- 5) сифонних трубок;
- 6) вертикальних герметичних шахт, що обігріваються;
- 7) вертикальних негерметичних шахт, що обдуваються.

У виробництві віскозних волокон робочі розчини подаються зі спеціальних резервуарів кислотної станції по колекторних трубопроводах діаметром 200 ÷ 250 мм, прокладених уздовж машин. Від колекторних труб до корит ідуть відводи. Застосування загальних корит при формуванні одиночних ниток обумовлюється наступним: шлях нитки у ванні не більше 400 ÷ 500 мм, філь'єрна витяжка повинна бути низькою або негативною, величина

гідравлічного опору руху нитки, що формується у ванні, не повинна перевищувати її міцність.

Навіть при низьких швидкостях формування на частину гідравлічного опору осаджувальної ванни припадає 30 ÷ 40% від загального натягу нитки.

Зі збільшенням швидкості формування опір осаджувальної ванни зростає і записується у вигляді формули

$$h = \xi \frac{(V \pm V_1)^2}{2g}, \quad (147)$$

де  $h$  - опір осаджувальної ванни;  $\xi$  - коефіцієнт опору;  $V$  - швидкість руху нитки;  $V_1$  - швидкість руху осаджувальної ванни.

Швидкість коагуляції нитки визначає довжину шляху нитки, що формується в осаджувальній ванні, і може бути розрахована по наступній формулі

$$l_H = V_0 \cdot t_K \frac{1000}{60}, \quad (148)$$

де  $l_H$  - довжина шляху нитки в осаджувальній ванні;  $V_0$  - швидкість першого приймального диска;  $t_K$  - мінімальний час коагуляції, що необхідний для перетворення струминок розчину в тонкі філаментні нитки.

Необхідним для нормального протікання технологічного процесу формування і одержання якісних ниток є підтримка стабільності концентрацій і температур у ванні.

Коливання, що допускаються в осаджувальній ванні по кислотності складають 2 ÷ 3 г/л, а температура 1 ÷ 2 °С. Для забезпечення цих умов необхідно подавати робочий розчин осаджувальної ванни в корито, одночасно забезпечуючи його рециркуляцію в кількості 30 ÷ 60 л/год при формуванні ниток текстильного призначення, 200 ÷ 900 л/год при формуванні кордних ниток, 500 ÷ 3500 л/год при формуванні штапельних волокон.

Всю кількість робочих розчинів необхідно рівномірно розподіляти по всій довжині загального корита, а також рівномірно видаляти відроблену ванну.

У виробництві віскозних волокон застосовують наступні системи подачі і циркуляції осаджувальної ванни:

а повздовжня;

б крапкова;

в щілинна чи поперечна.

При повздовжній системі свіжу ванну подають з одного кінця жолоба, а відпрацьовану відводять через перелив із протилежного. На цьому шляху, довжина якого складає 13 ÷ 20 м, концентрація і температура ванни знижуються, тому умови формування ниток у філь'ерах, розташованих по

довжині корита, будуть різними. Широкого застосування ця система в промисловості не знайшла.

При точковій подачі осаджувальної ванни (рис. 23), вона подається по трубі 1, яка прокладена вздовж дна корита. На відстані  $1,2 \div 2$  м один від одного до труби приварені вертикальні стояки 2, на які вдягаються скляні трубки 3. Таким чином, свіжа ванна, що має більшу питому вагу, подається у нижню частину корита до філь'єр 4. По мірі формування ниток ванна розбавляється водою і переливається в переливний жолоб 5. Ця система знайшла широке поширення в промисловості.

При щілинній подачі осаджувальної ванни (рис. 24) розчин подається по трубі. На відстані  $1 \div 1,5$  м ця труба має вертикальні відводи з прорізами і відгороджена від робочої частини жолоба, де розміщені філь'єри, перегородкою. Ця перегородка не доходить до дна жолоба, утворюючи по всій його довжині щілину.

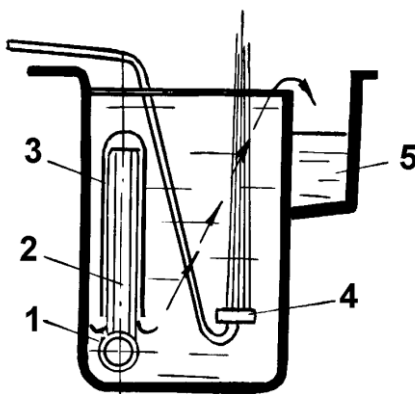


Рис. 23. Точкова подача осаджувальної ванни

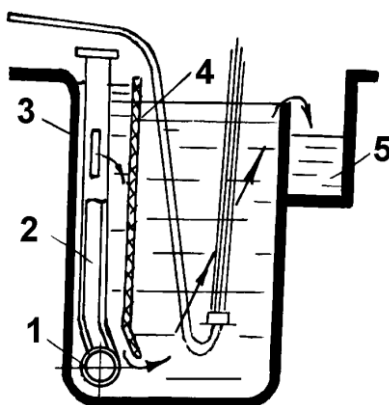


Рис. 24. Щілинна подача осаджувальної ванни

Свіжий робочий розчин надходить по трубі 1 через проріз 3 відводу 2, виливається між стінкою жолоба і перегородкою 4 і за рахунок більшої питомої ваги опускається вниз і виходить у робочу частину жолоба по всій його довжині через щілину. Відпрацьований розчин з меншою питомою вагою піднімається у верхню частину жолоба і через переливні отвори стікає у відповідний жолоб 5.

При донній подачі розчину (рис. 25) живильна труба 1 з отворами 2

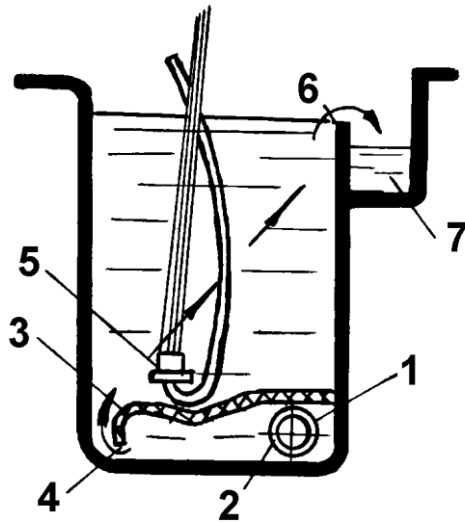


Рис. 25. Донна подача осаджувальної ванни

прокладена по дну із внутрішньої стінки жолоба і зверху закрита несправжнім дном 3, що утворює з передньою стінкою жолоба щілину 4. Свіжа ванна рівномірно випливає з щілини 4 по всій довжині жолоба і надходить до філь'єри 5, відпрацьована ванна відділяється через переливний отвір 6 у жолоб 7.

При формуванні одинарних ниток з великим часом коагуляції застосовують індивідуальні вертикальні труби (рис. 26), що складаються з нерухомої голівки 1 із дном 2, що відкривається, у якому закріплена філь'єра 3 з черв'яком, що підводить розчин полімеру від фільтрпальця до філь'єри. На голівці 1 встановлена скляна колба 4 із приєднаною до неї скляною трубкою 5 довжиною від 1 до 3 м, тобто довжиною, яка дорівнює шляху нитки у ванні, необхідного для того, щоб відбулася коагуляція. У верхній частині трубки 5 встановлюється переливна лійка 6, що служить для гасіння швидкості руху ванни і запобігання виливанню і фонтануванню, тому що осаджувальна ванна подається в трубки з постійним гідростатичним напором.

Індивідуальні горизонтальні трубки застосовують для того, щоб зменшити гідравлічний опір робочого розчину при переході на високі швидкості або на режим м'якого формування. Цей спосіб формування в індивідуальних горизонтальних трубках має й інші переваги. Осаджувальна ванна (рис. 27), з лівої частини жолоба перетікає в праву через трубу 1. Струминки розчину полімеру, які виходять з філь'єри 2, захоплюються всередину трубки потоком осаджувальної ванни і транспортуються в праву частину жолоба, звідки, сформована нитка, яка обвиває ниткопровідник 4, направляється до приймальних пристроїв. На вхідному кінці трубки за рахунок різниці рівнів ванни в лівій і правій частинах жолоба створюється і весь час підтримується один і той же самий напір. Філь'єра завжди знаходиться в зоні свіжої осаджувальної ванни, яка переміщуючись по трубці не протидіє, а навпаки сприяє ходу нитки. Горизонтальні індивідуальні трубки звичайно виконують із скла і їх можна віднести до гідравлічних труб. Втрата напору по довжині

трубки дорівнює

$$h_H = \lambda \frac{V^2}{2dg} \cdot \quad (149)$$

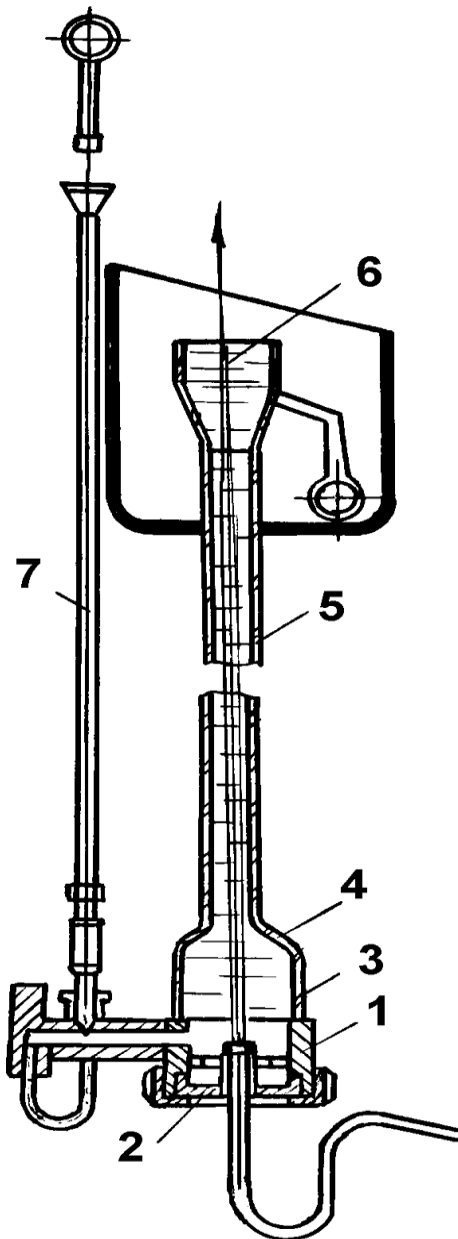


Рис. 26. Індивідуальна вертикальна трубка

Безрозмірний коефіцієнт опору для гідравлічних труб залежить тільки від числа Рейнольда

$$R_e = \frac{Vd\gamma}{\mu} \quad (150)$$

де  $V$  - швидкість потоку ванни в трубці;  $d$  - внутрішній діаметр трубки;  
 $\gamma$  - щільність осаджувальної ванни;  $\mu$  - динамічний коефіцієнт в'язкості осаджувальної ванни.

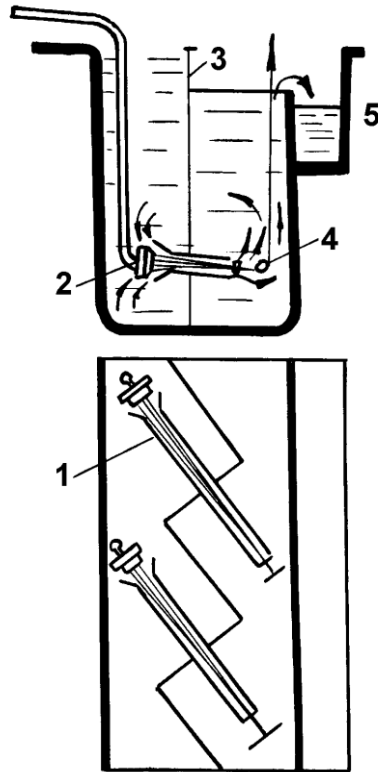


Рис. 27. Індивідуальні горизонтальні трубки

Знаючи величину втрати напору можна визначити конструктивні розміри формуючого елемента, в якому використовуються індивідуальні трубки.

Якщо швидкість потоку ванни в трубці  $V = l$  м/сек, то для неї потрібен гідростатичний напір порядку 100 мм, а гідравлічний опір руху нитки дорівнює 7-10 м, як це було визначено А.И. Меосом, буде вже не при швидкості формування 0,95 м/сек.

Застосування індивідуальних трубок зі швидкісним потоком ванни відкриває широкі можливості для підвищення швидкостей формування, подовження шляху нитки в осаджувальній ванні і створення більш сприятливого м'якого режиму коагуляції нитки.

Для формування ниток з надвисокою філь'єрною витяжкою (15000 - 20000%) застосовують індивідуальні вертикальні лійки (рис. 28). В них здійснюється формування ниток, коли гідравлічний опір ванни зведений до нуля і швидкість руху осаджувальної ванни відповідає швидкості руху нитки, яка формується. Нитка, яка формується і витягується в процесі формування, має по своїй довжині на ділянці витягування перемінну швидкість, що поступово зростає, тому швидкість потоку ванни повинна підкорятися тому ж закону. Це досягається застосуванням вертикальної лійки конічної форми.

Швидкість руху розчину в будь-якому перетині лійки

$$V_x = \frac{Q}{F_x} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_x^2}, \quad (151)$$

де  $F_x$  - площа поперечного перерізу лійки;  $Q$  - подача осаджувальної ванни.



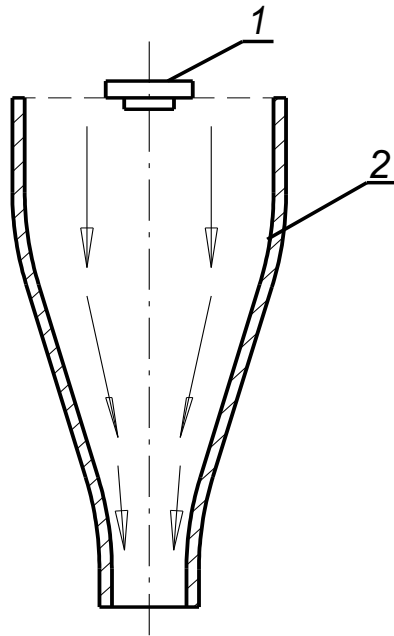


Рис. 28. Індивідуальна вертикальна лійка

Отже, швидкість потоку робочого розчину зростає обернено пропорційно квадрату діаметра лійки.

Вертикальні герметичні шахти застосовують при сухому способі формування хімічних волокон з розчинів, наприклад при формуванні ацетатних ниток текстильного призначення. Струминки розчину полімеру в легколеткому розчиннику витікають з філь'єри і направляються вниз по шахті (рис. 29), в середину якої подається, нагріте до заданої температури, повітря. Під його дією зі струминок розчину полімеру випаровується летучий розчинник. Струминки полімеру перетворюються в нитку. Газоповітряна суміш, що утворюється, евакуується із шахти. Обігрів шахти необхідний для підтримки постійного температурного режиму.

Висота шахт визначається в залежності від прийнятої швидкості формування  $V$ , м/сек і мінімального часу  $T$ , сек, необхідного для випаровування летучого розчинника зі струминок полімеру і перетворення їх у нитку.

$$L = V \cdot T \quad (152)$$

Усі деталі формуючих елементів при роботі піддаються впливу високо агресивних середовищ, тому до матеріалів, з яких виготовляють основні вузли-жолоби, висувають наступні вимоги:

- 1) висока хімічна стійкість стосовно розчинів, що знаходяться в роботі;
- 2) механічна міцність стосовно ударних навантажень, тому що в жолоб може завжди упасти яка-небудь деталь чи інструмент;
- 3) висока технологічність, що необхідно при виготовленні жолобів і доданні їм складної конструктивної форми;
- 4) гарна зварюваність при виготовленні і монтажі, можливість накладати латки, ліквідувати тріщини і пробоїни;

5) порівняно невисока вартість і не дефіцитність.

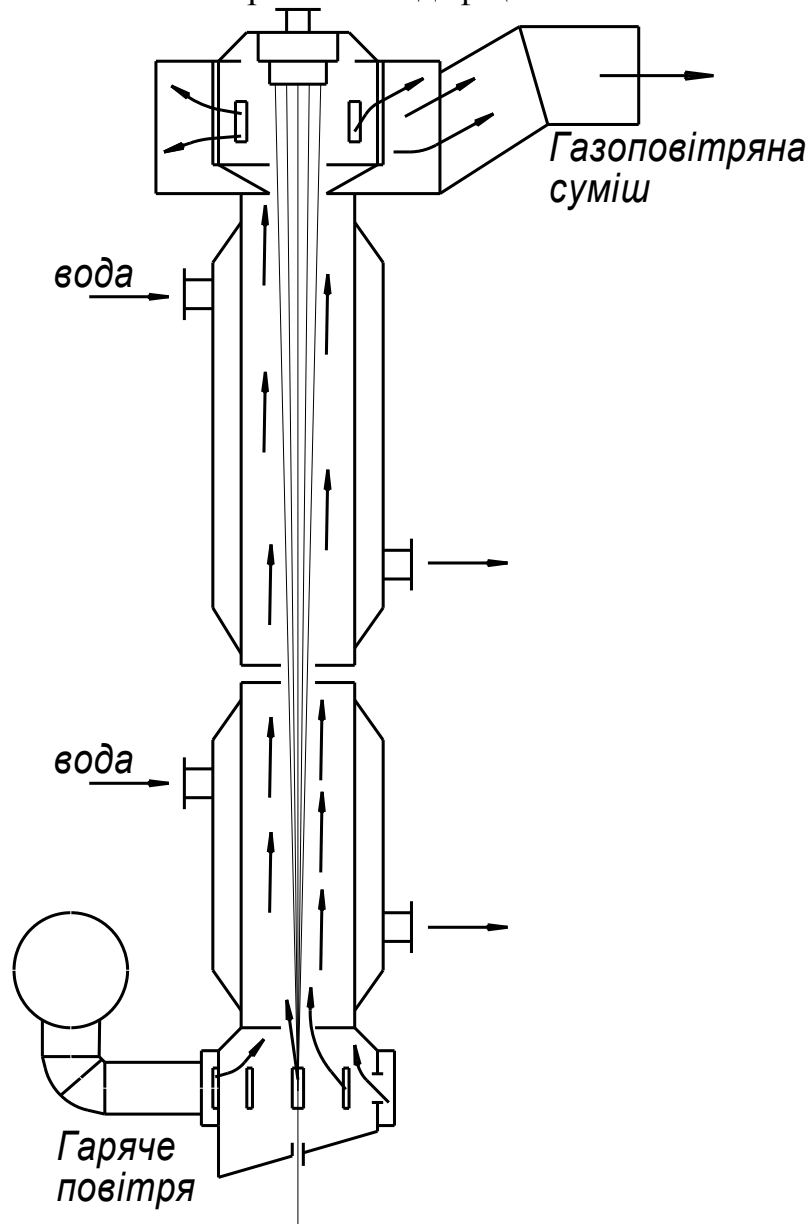


Рис. 29. Вертикальна герметична шахта

Для виготовлення жолобів ще зовсім недавно застосовували свинець, але він не дешевий, а головне дефіцитний, іншим вимогам він цілком відповідає. В даний час застосовують сталеві жолоби гумовані поліізобутиленом. Конструктивно жолоби виконують суцільнозварними, потім їх покривають ізобутиленом з послідуною вулканізацією відкритим способом.

Широке застосування для виготовлення жолобів знайшов також вініпласт товщиною 4 - 8 мм, яким облицьовують каркаси сталевих жолобів. Метод з'єднань стик-зварювання.

На машинах для формування зміцнених віскозних ниток поруч з жолобом для осаджувальних ванни встановлюють жолоб для пластифікаційної ванни. Пластифікаційна ванна відрізняється від осаджувальної тим, що крім підвищеної кислотності і підвищеного вмісту сульфату цинку, а також присутності сірковуглецю і сірководню, вона ще має і підвищену температуру

90 - 93<sup>0</sup>С. В результаті цього пластифікаційна ванна є винятково агресивним середовищем, що поки жоден із промислових матеріалів не витримує.

ВНИИВ дає наступні дані про корозійну стійкість матеріалів у середовищі пластифікаційної ванни:

Латунь марки Л-62	- 2,5 мм у рік
Рольний свинець З 1	- 3.0 мм у рік
Нержавіюча сталь Х18Н10Т	- 4,5 мм у рік
Кислототривка сталь ЭИ-435	- 1,2 мм у рік

Гума і вініпласт через високу температуру також дуже погано витримують роботу в цьому середовищі. Хімічно і термічно стійкими в середовищі пластифікаційної ванни виявилися пластмаси фаоліт і фторопласт, але вони, на жаль, нетехнологічні і порівняно дорогі. В даний час розроблені рецептури термо- і хімічно - стійких силіконових гум, що в процесі випробувань добре себе зарекомендували.

### 3.2 Конструкції насосних стійок, призначення, структура, принцип роботи, розрахунок на міцність

Насосні стійки є масовою базовою деталлю, що служить для шарнірного щільного кріплення дозуючого насоса з метою подачі точно дозованого розчину волокнотвірного полімеру на кожне робоче місце машини. Насосні стійки монтуються на колекторі і кріпляться хомутиками (рис. 30).

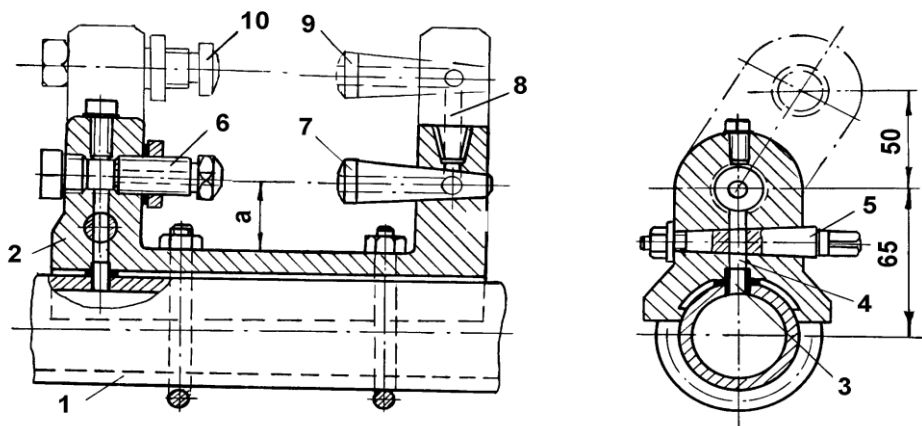


Рис. 30. Насосна стійка

Розчин полімеру з колектора 1 надходить під тиском у насосну стійку 2 по ніпелю 3 і каналу 4, що перекривається корковим краном 5. Поворотом цього крану можна включати чи виключати подачу розчину полімеру до дозуючого насоса і фільт'єри. Дозуючий насос встановлюють у стійці 2 шарнірно, щоб мати можливість повороту його для відключення веденої шестерні насоса від ведучої шестерні приводного насосного валу. Кріплять дозуючий насос пустотілим гвинтом 6, по центральному каналу якого розчин полімеру зі стійки попадає у всмоктувальний канал насоса. Пройшовши через насос, дозований потік розчину через напірний канал нагнітається в ніпель 7 насосної стійки і через сполучну трубку надходить у проміжну стійку, фільтрпалець і черв'як,

звідки вже безпосередньо йде до філь'єри.

На машинах для формування хімічних волокон з розчинів конструктивно насосні стійки можуть виконуватися відокремленими і загальними. Відокремлені насосні стійки знайшли широке застосування при мілкованному формуванні. Загальні насосні стійки застосовуються при глибокованному формуванні, тому що забезпечують більш раціональне компонування формуючого елемента. Якщо конструктивно насосна стійка виконана загальною, то розчин через сполучний канал 8 направляється в ніпель 9. Між ніпелем 9 і затискним болтом 10 закріплюється хвостова трубка фільтрпальця.

Насосні стійки відливають з чавуна, бронзи. Для формування деяких видів волокон насосні стійки виготовляють з нержавіючої сталі. Матеріал насосних стійок вибирається в залежності від його корозійної стійкості стосовно розчину волокнотвірного полімеру. Ніпель 7 притирається по конічній поверхні, тому що після нього тиск розчину різко зростає і звичайне різьбове сполучення виявляється недостатньо щільним.

Розрахунок на міцність насосних стійок полягає у наступному. Встановлено, що при надмірному затягуванні затискного гвинта б нерідкі випадки поломок пір'їв стійок, бо напруга від згинаючих моментів в основах пір'їв перевищує допустимі. Тому, затягування затискних гвинтів рекомендується робити динамометричними ключами, але ці ключі в цехах для формування хімічних волокон з розчинів вологим способом не привилися, то хоча б ключами з вкороченою рукояткою.

При розрахунку рекомендується користуватися наступними даними:

Відомі  $d$  - різьба затискного гвинта,  $l$  - довжина рукоятки ключа,  $P_0$  - сила, що прикладається робітником до рукоятки ключа, тоді розпірна сила, що діє на пір'я насосної стійки при затягуванні затискним гвинтом дозуючого насосу буде рівна

$$Q = \frac{2P_0 \cdot l}{d_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \quad (151)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт тертя гвинта по стійці;  $\rho$  - кут тертя руху.

По розпірній силі  $Q$  і відстані від центра затискного гвинта до основи пера насосної стійки визначається максимальний згинаючий момент

$$M_{изг.} = Q \cdot a. \quad (152)$$

Переріз пера насосної стійки - прямокутний і момент його опору дорівнює  $\frac{h\epsilon^2}{2}$ . Підставляючи знайдені значення максимального згинаючого моменту і моменту опору насосної стійки в рівняння міцності при згині одержимо

$$\sigma = \frac{M_{изг.}}{W} = \frac{Q \cdot a}{\frac{e^2 \cdot h}{2}} = \frac{12P_0 \cdot l \cdot a}{d_{cp.} \cdot h \cdot e^2 \cdot tg(\alpha + \rho)} \cdot \quad (153)$$

Відповідно до умов міцності необхідно, щоб

$$\sigma \leq [\sigma_u] , \quad (154)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме напруження при згині.

### **3.3 Дозуючі насоси для волокнотвірних полімерів, класифікація, технічні вимоги, розрахунок подачі, принципи компоновання насосних мостів**

Дозуючі насоси для волокнотвірних полімерів, що застосовуються на машинах для формування хімічних волокон з розчинів, є одними з найважливіших робочих органів. Вони служать для рівномірної подачі розчину полімеру до філь'єри, причому подаючи за одиницю часу визначений обсяг розчину, створюють рівномірність загального сумарного волокна, яке формується.

Всі сучасні машини для формування хімічних волокон з розчинів мають індивідуальні дозуючі насоси на кожен філь'єру. По конструктивних ознаках дозуючі насоси діляться на: поршневі (аксіально-поршневі і радіально-поршневі), ексцентрикові і шестеренчасті (із зовнішнім і внутрішнім зачепленням) і гвинтові.

По призначенню насоси діляться на: дозуючі, напірні, спарені (напірно-дозуючі), циркуляційні, спеціальні, наприклад, для змішування розчину з барвником, для розтирання і т.д. Найбільше поширення в промисловості знайшли шестереневі насоси.

Основними вимогами, що пред'являються дозуючим насосам є:

- 1 Постійність і рівномірність подачі розчину у часі для забезпечення постійного номеру формованого волокна;
- 2 Незалежність подачі від змін підпору та протитиску в колекторі і формуючому елементі;
- 3 Простота пристрою, зручність обслуговування і ремонту, дешевизна виготовлення, висока довговічність без зміни подачі і її рівномірності;
- 4 Можливість регулювання подачі окремих насосів без зміни швидкості їхнього обертання.

Застосовувані в даний час шестереневі і поршневі насоси цілком не задовольняють цим вимогам, але якщо розглянути достоїнства і недоліки тих і других, то можна відзначити наступне. Шестереневі насоси теоретично забезпечують постійність подачі, мають малі габарити, при порівняно високій подачі, прості у виготовленні, мають малу пульсацію, зручні у ремонті. До

недоліків їх відносяться: зміна подачі при зростанні протитиску, дуже висока точність виготовлення, порівняно швидке зношування, неможливість зміни подачі без зміни швидкості обертання.

Поршневі насоси відрізняються порівняно високою постійністю подачі, незалежністю подачі від зміни протитиску, високою довговічністю і тим, що дають можливість регулювати подачу без зміни швидкості обертання. До недоліків поршневих насосів відносяться: складність конструкції, збільшені габарити, значна пульсація, складність ремонту, висока складність виготовлення і ремонту, висока вартість, зміна подачі при падінні підпору.

Конструкція дозуючого шестеренного насосу для розчинів типу НШ-0,6-И ГОСТ 6443-69 приведена на (рис. 31).

Корпус насоса 1 служить базовою деталлю, несе на собі три сталеві добре пришліфовані пластини 2, 3, 4. В середній пластині 3 виконані отвори для шестерні 5, 6, що знаходяться в зачепленні. До місця зачеплення шестерень через чавунний корпус 1 і пластину 2 підходять два клапани - всмоктувальний та нагнітальний. Одна із шестерень 6 насаджена на ведучий вал 9 і з'єднана з ним за допомогою шпонки 7. Шестерня 5 вільно обертається на валику 8. Ведучий вал 9 несе на собі привідну шестерню 10 і ущільнюється сальником з гайкою 11.

Добре працюючий насос забезпечує постійну і рівномірну подачу розчину волокнотвірного полімеру до філь'єр. Тиск, що розвивається насосом, при продавлюванні розчину через з'єднувальну трубку, фільтрпалець, черв'як і ниткоутворювач, складає при нормальних умовах формування (на волокнотвірних розчинах віскози) складає  $10 - 15 \text{ кг/см}^2$ .

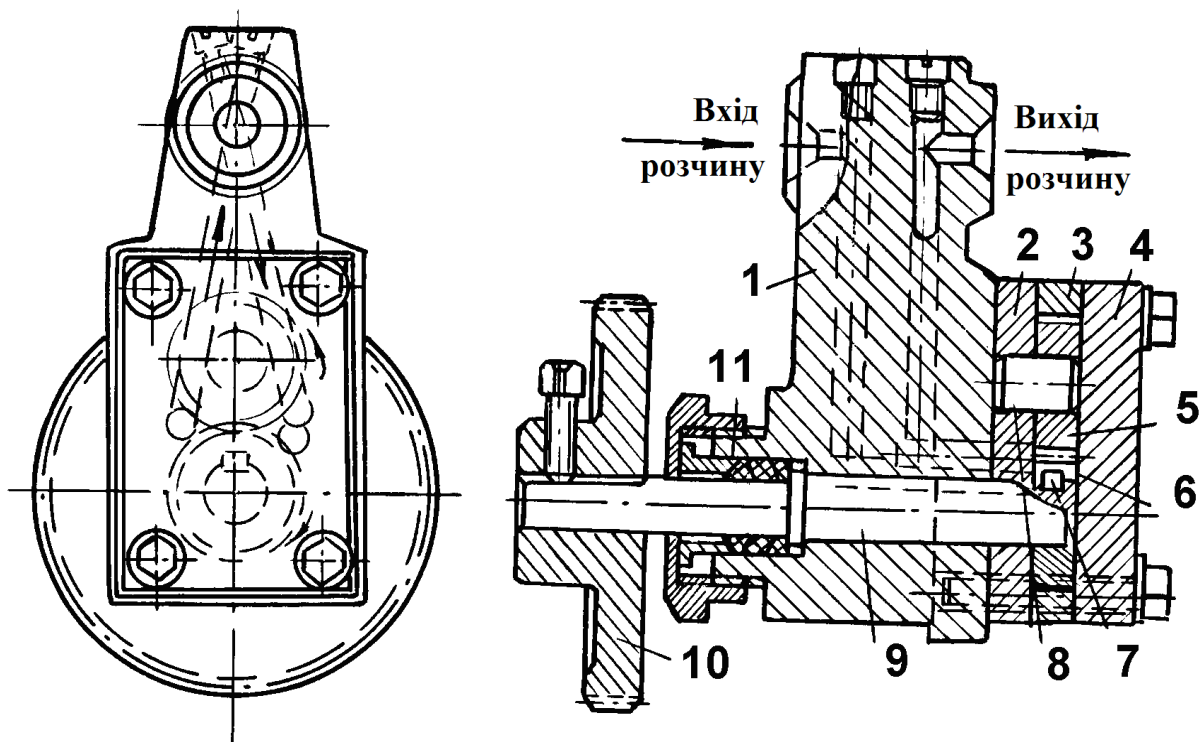


Рис. 31. Дозуючий насос для розчинів волокнотвірних полімерів

Для розрахунку продуктивності шестеренних насосів існує ряд

теоретичних і емпіричних формул, однак, усі вони дають похибку, значення якої при розрахунках по теоретичних формулах, часто перевищує похибку розрахунку по наближених формулах.

Якщо припустити, що шестеренний насос за кожен оберт подає кількість розчину рівну сумі об'ємів впадин обох шестерень за винятком об'ємів радіальних зазорів у зачепленні, а також при умові, що об'єм впадин дорівнює об'єму зубців, то при цьому припущенні продуктивність насоса буде рівна

$$Q = 2\pi \cdot D_H \cdot m \cdot b \cdot n , \quad (155)$$

де  $D_H$  - діаметр початкового кола ведучої шестерні;  $m, b$  - модуль і ширина шестерні;  $n$  - швидкість обертання шестерні ведучої.

Зниження пульсацій забезпечується порівняно великим числом зубців шестерень (20...30), невеликим модулем (0,75...1,25) і високою точністю виготовлення. Крім того, враховуючи, що подачу шестеренних насосів без зміни швидкості їхнього обертання регулювати не можна то, при виготовленні, щоб різниця продуктивності у окремих насосів була мінімальною і відповідала вимогам ДСТУ, окремі деталі насосів виготовляють за першим класом точності, збираючи насоси застосовують методи селективної збірки. Насоси для розчинів після збірки випробовують і підбирають у партії для того, щоб їхня продуктивність не коливалася вище 0,5%. Така партія насосів установлюється на одну машину.

Звичайно, для існуючих швидкостей формування хімічних волокон з розчинів, продуктивність насосу для виробництва ниток текстильного асортименту складає 0,6...1,2 см<sup>3</sup>/об, для виробництва ниток технічного асортименту і штапельних волокон 3...24 см<sup>3</sup>/об, для виробництва целофану до 75 см<sup>3</sup>/об.

Число оборотів дозуючих насосів для розчинів, необхідне для виробництва нитки заданих параметрів, визначається по формулі

$$n = \frac{V \cdot T \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}{10 \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot q} , \quad (156)$$

де  $V$  - швидкість приймання нитки;  $T$  - лінійна щільність нитки, текс;  $K_1$  - коефіцієнт, що враховує кондиційну вологість нитки;  $K_2$  - коефіцієнт, що враховує кількість препаратії, яка наноситься на нитку;  $K_3$  - коефіцієнт витягування чи усадки нитки після формування;  $\alpha$  - вміст полімеру в розчині, що подається на формування;  $\gamma$  - питома вага розчину, що подається на формування;  $q$  - подача дозуючого насоса в см<sup>3</sup> на один оберт.

Дані для розрахунку дозуючих насосів для формування хімічних волокон з розчинів приведені в табл. 9.

Дані для розрахунку дозуючих насосів для формування хімічних волокон з розчинів

Тип ниток	$K_1$	$\alpha$ , %	$\gamma$ , г/см <sup>3</sup>
Віскозні	0,88-0,9	7-10	1,12
Ацетатні	0,92-0,94	24-25	0,92
Триацетатні	0,95	20 -22	0,92
Мідноаміачні	0,88	6-10	1,15
Поліакрилонітрильні	0,99	14-18	1,3
Поліакрилонітрильні (штапельне волокно)	0,99	12,5	1,3
Хлоринові	0,99	25-30	1,04
Полівінілспиртові	0,99	15	1,28
Поліозні	0,86	6,5	1,12

Потужність, яка споживається дозуючим насосом буде дорівнювати

$$N = \frac{q \cdot p \cdot n}{60 \cdot 102 \cdot 100 \cdot \eta} \quad (157)$$

де  $q$  - подача насоса за один оберт;  $p$  - робочий тиск, що розвивається насосом;  $n$  - швидкість обертання насоса;  $\eta$  - ККД насоса.

Робочий тиск це різниця тиску нагнітання і всмоктування

$$P = P_n - P_v.$$

Повний ККД насоса розраховується як добуток механічного, гідравлічного і об'ємного коефіцієнтів корисної дії

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_2 \cdot \varepsilon \quad (158)$$

де  $\eta_m$  - механічний ККД;  $\eta_2$  - гідравлічний ККД;  $\varepsilon$  - об'ємний ККД.

Механічний ККД у шестерних насосів звичайно порівняно низький, тому що деталі насосу сприймають високий тиск, а змазка не підведена до усіх трьох поверхонь, що труться. При виготовленні насосу і його експлуатації, неякісній збірці іноді можливі перекося деталей, що приводить до великих втрат потужності на тертя.

Гідравлічний ККД залежить від гідравлічних втрат і через те, що шестерні насоси перекачують в'язкі розчини волокнотвірних полімерів, а у конструкції насосів є різкі повороти потоку розчину, звуження і розширення – гідравлічний ККД також невеликий.

Об'ємний ККД показує відношення фактичної подачі насосу до теоретичної, обумовленої геометричними факторами насоса, його розмірами і кінематикою і залежить від величини зазорів у насосі, швидкості, величини робочого тиску і в'язкості розчину волокнотвірного полімеру.

Через складність виділення механічних і гідравлічних втрат звичайно



враховують повний ККД насоса, що для шестерних дозуючих насосів складає 0,3 – 0,6.

Машини для формування хімічних волокон з розчинів звичайно мають велику кількість робочих місць, дозуючі насоси приводяться в обертання від загального валу. Кожен насос встановлюється на загальну насосну стійку, через яку розчин волокнотвірного полімеру надходить з колектора в насос. Подача розчину до насоса включається і виключається краном, що змонтований в насосній стійці, а поворотом насоса навколо ніпелів він може бути введений у зачеплення або виведений із зачеплення із шестернею насосного валу. Це дозволяє зробити заміну насоса не включаючи подачі розчину у всьому колекторі, а отже, здійснити принцип незалежності роботи кожного місця на машині із загальним живленням.

При конструюванні насосних мостів, що включають в себе привід, сам насосний вал, опори, насоси і їхнє взаємне компонування, особливу увагу варто приділяти правильному вибору напрямку обертання насосного валу, тому що невірний обраний напрямок може викликати неправильну роботу дозуючих насосів.

При правильній установці напрямку обертання насосного валу на ведучій шестерні насосу повинно створюватися таке зусилля, щоб виникаючий крутний момент  $M$  прагнув притиснути насос до насосного валу (рис. 32).

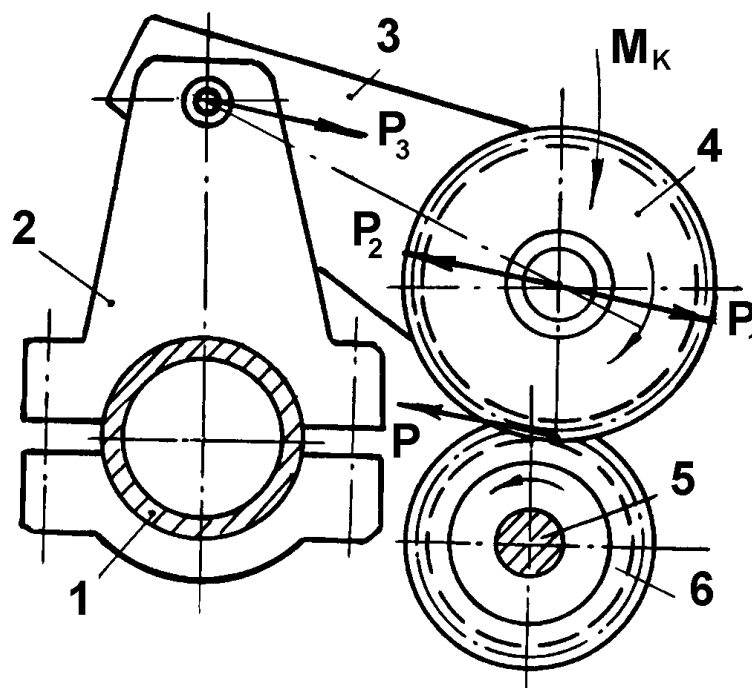


Рис. 32. Компоновка насосного моста правильна

Однак, якщо відстань від насосного валу 5 до точки опори "O" занадто велика, то може відбутися самозатягування насоса між ними і поломка валу насоса, кронштейна насосної стійки чи приводної шестерні.

Правильна установка насоса із шестеренним приводом обумовлюється наявністю обертаючого моменту, що притискає насос до насосного валу і

малою відстанню (50...80 мм) між насосним валом і віссю кріплення насоса в насосній стійці, яка виключає можливість затягування насоса між ними.

При неправильній установці насоса (рис. 33) тиск зуба ведучої шестерні насосного валу на зуб шестерні 4 насоса створює обертаючий момент  $M$  (пара сил  $P_2 - P_3$ ), який прагне повернути насос навколо точки "O" насосної стійки і вивести насос із зачеплення.

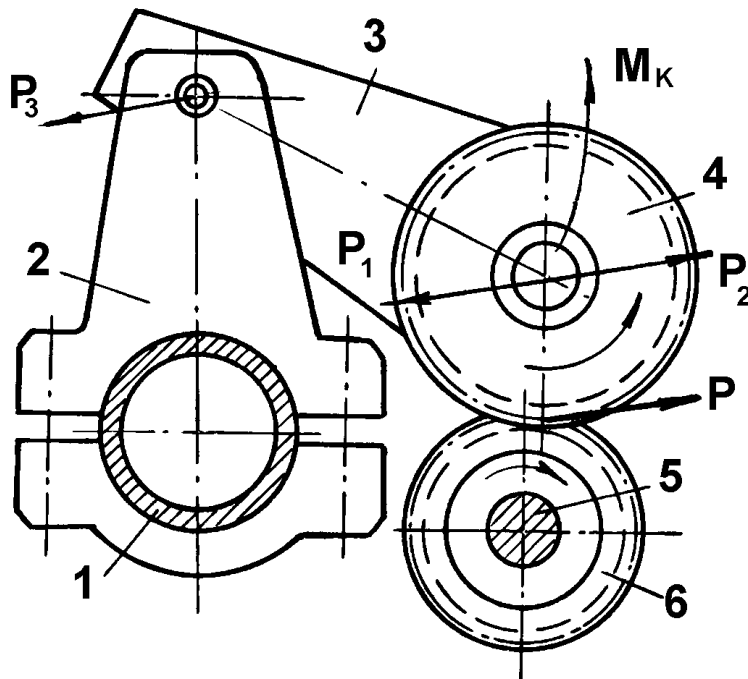


Рис. 33. Компоновка насосного моста неправильна

Для розрахунку теоретичної продуктивності шестерного насоса можна користуватися різними методиками, однією із найбільш використовуваною є методика Ц.М. Блюмберга, яка приведена у роботі [4].

Відповідно до рис. 34, де зображено нормальне зачеплення двох зубчастих коліс шестерного насоса, можна відзначити:

а) тривалість зачеплення зубчастих коліс, що представляє собою відношення дуги по початковому колу, що відповідає повороту колеса при зачепленні двох зубів, до кроку дорівнює

$$\varepsilon = \frac{\cup ab}{t},$$

але 
$$\frac{\cup AB}{\cup av} = \frac{r_{осн.}}{r_{нач.}} = \cos \gamma \quad \text{або} \quad \cup av = \frac{AB}{\cos \gamma};$$

отже 
$$\varepsilon = \frac{AB}{t \cdot \cos \gamma} = \frac{l}{t \cdot \cos \gamma};$$

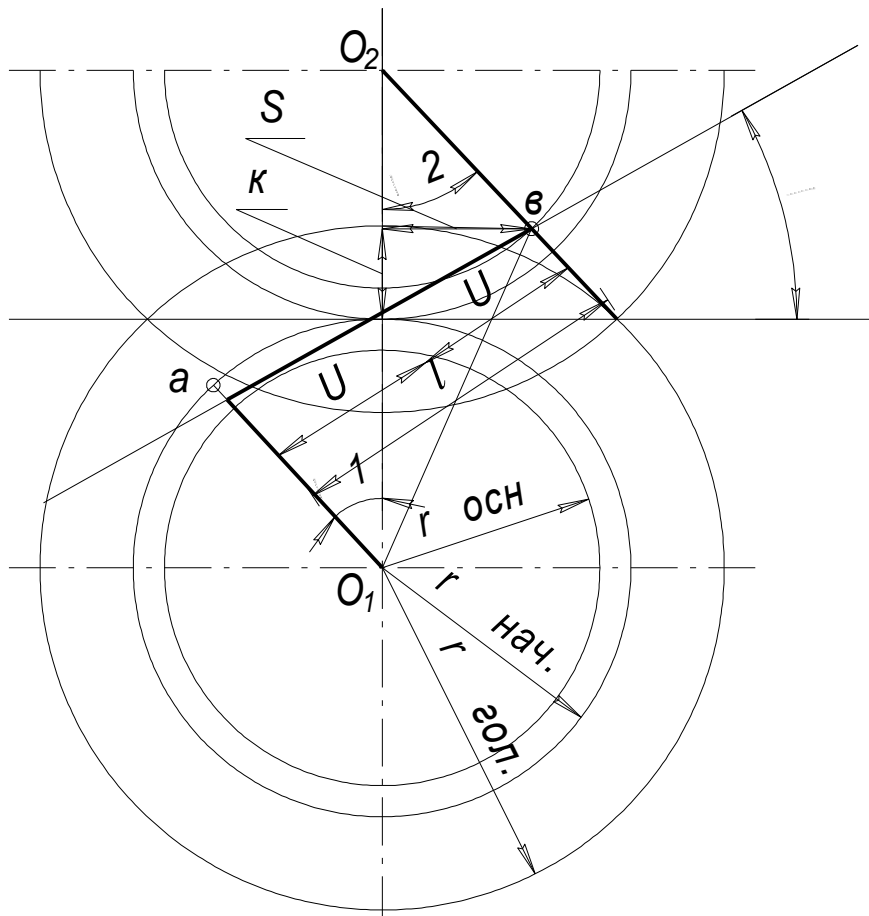


Рис. 34. Нормальне зачеплення зубчастих колі шестеренного насоса

б) лінія зачеплення це геометричне місце точок дотикання сполучених профілів.

По теоремі Тома відомо, що робота при повному оберті зубчастих шестерень при припущенні відсутності тертя рідини дорівнює добутку об'єму рідини на тиск

$$W = g \cdot p$$

і, крім того, вона ж дорівнює добутку обертаючого моменту на кут повороту, при цьому також допускається, що тиск на зуб відсутній і зубці тільки доторкаються один до одного.

Елементарна робота при цьому буде дорівнювати

$$dg \cdot p = M_1 d\alpha_1 + M_2 d\alpha_2.$$

Так як зубчасті колеса шестерного насоса мають однакове число зубців то,

$$d\alpha_1 = d\alpha_2 = d\alpha.$$

Отже

$$dq \cdot p = (M_1 + M_2) d\alpha,$$

або 
$$dq = \frac{\rho}{2} (2 \cdot r_{\text{зол.}}^2 - X^2 - Y^2) d\alpha,$$

так як 
$$M_1 = \frac{\rho \rho}{2} (r_{\text{зол.}}^2 - Y^2), \text{ а } M_2 = \frac{\rho \rho}{2} (r_{\text{зол.}}^2 - X^2),$$

враховуючи, що

$$\frac{d\alpha}{dt} = \varpi$$

одержимо

$$dq = \frac{\rho \varpi}{2} (2 \cdot r_{\text{зол.}}^2 - X^2 - Y^2) dt.$$

Із креслення

$$X^2 = (r_{\text{нач.}} - K)^2 + S^2 = r_{\text{нач.}}^2 - 2 \cdot r_{\text{нач.}} \cdot K + K^2 + S^2;$$

$$Y^2 = (r_{\text{нач.}} + K)^2 + S^2 = r_{\text{нач.}}^2 + 2 \cdot r_{\text{нач.}} \cdot K + K^2 + S^2,$$

але

$$K^2 + S^2 = U^2.$$

Тоді

$$dq = \frac{\rho \varpi}{2} (2 \cdot r_{\text{зол.}}^2 - 2 \cdot r_{\text{нач.}}^2 - 2U^2) dt$$

і так як

$$\frac{dU}{dt} = r_{\text{осн.}} \cdot \varpi; \quad dt = \frac{dU}{r_{\text{осн.}} \cdot \varpi},$$

але

$$dq = \frac{\rho \varpi}{r_{\text{осн.}} \cdot \varpi} (r_{\text{зол.}}^2 - r_{\text{нач.}}^2 - U^2) dU.$$

Для визначення  $q$  проінтегруємо це рівняння

$$q = \frac{\rho}{r_{\text{осн.}}} \int_{-U}^{+U} (r_{\text{зол.}}^2 - r_{\text{нач.}}^2 - U^2) dU;$$

$$q = \frac{\rho}{r_{\text{осн.}}} \left[ r_{\text{зол.}}^2 \cdot U - r_{\text{нач.}}^2 \cdot U - \frac{U^3}{3} \right]_{-U}^{+U};$$

$$d_{\text{нач.окр.}} = m \cdot Z; \quad d_{\text{осн.окр.}} = m \cdot Z \cdot \cos \gamma; \quad r_{\text{осн.}} = \frac{m \cdot Z}{2} \cos \gamma;$$

$$t = \pi \cdot m; \quad t_{\text{осн.}} = \pi \cdot m \cdot \cos \gamma; \quad \gamma = 20^\circ \text{ ГОСТ 3058-54}$$

$$q = \frac{2\vartheta U}{r_{осн.}} \left( r_{зол.}^2 - r_{нач.}^2 - \frac{U^3}{3} \right) \frac{мм^3}{зуб};$$

$$Q_0 = \frac{2\vartheta UZ}{r_{осн.}} \left( r_{зол.}^2 - r_{нач.}^2 - \frac{U^3}{3} \right) \frac{мм^3}{об},$$

або замінивши

$$r_{осн.} = r_{нач.} \cdot \cos \gamma,$$

$$Q_0 = \frac{2\vartheta UZ}{r_{нач.} \cdot \cos \gamma} \left( r_{нач.}^2 + 2r_{нач.} \cdot m + m^2 - r_{нач.}^2 - \frac{U^3}{3} \right);$$

$$r_{зол.}^2 = (r_{нач.} + m)^2 = r_{нач.}^2 + 2r_{нач.} \cdot m + m^2;$$

$$Q_0 = \frac{2\vartheta UZ}{r_{нач.} \cdot \cos \gamma} \left( 2 \cdot r_{нач.} \cdot m + m^2 - \frac{U^3}{3} \right).$$

Оскільки

$$r_{нач.} = \frac{m \cdot Z}{2},$$

то

$$Q_0 = \frac{4\vartheta U}{m \cdot \cos \gamma} \left( Z \cdot m^2 + m^2 - \frac{U^3}{3} \right) \frac{мм^3}{об},$$

і подача за хвилину

$$Q = \frac{4\vartheta Un}{m \cdot \cos \gamma} \left( Zm^2 + m^2 - \frac{U^3}{3} \right) \frac{мм}{хв},$$

де  $n$  - швидкість обертання валу насоса, об/хв.

Рівномірністю подачі називають зміну подачі розчину насосом за одиницю часу. Це дуже важливий показник якості дозуючих насосів. Знання причин нерівномірності подачі і методів боротьби з нерівномірністю дозволяє створювати більш високоякісні насоси.

Продиференціювавши подачу насоса за часом одержимо

$$dq = \vartheta \varpi (r_{зол.}^2 - r_{нач.}^2 - U^2) dt;$$

$$\frac{dq}{dt} = Q' = \vartheta \varpi (r_{зол.}^2 - r_{нач.}^2 - U).$$

Як випливає з цього рівняння, рівномірність подачі залежить від  $U$ , тоді

$$Q'_{\max} = \vartheta \varpi (r_{зол.}^2 - r_{нач.}^2);$$

$$Q'_{\min} = v\omega \left( r_{\text{зол.}}^2 - r_{\text{нач.}}^2 - \frac{l^2}{4} \right);$$

$$A = Q'_{\max} - Q'_{\min} = v\omega \frac{l^2}{4} \quad - \text{ різниця подачі.}$$

Пульсація або рівномірність подачі

$$\delta = \frac{Q'_{\max} - Q'_{\min}}{Q'_{\max}} = \frac{v\omega l^2}{4v\omega \cdot (r_{\text{зол.}}^2 - r_{\text{нач.}}^2)} = \frac{l^2}{4(r_{\text{зол.}}^2 - r_{\text{нач.}}^2)},$$

так як крок зачеплення по основному колу  $t_{\text{осн.}} = \pi \cdot m \cdot \cos \gamma$ , а  $l$  це довжина лінії зачеплення і  $r_{\text{зол.}} = r_{\text{нач.}} + m$ , то

$$\delta = \frac{\varepsilon^2 \pi^2 \cdot \cos^2 \gamma}{4(Z+1)}.$$

З формули випливає, що зі збільшенням числа зубців нерівномірність подачі зменшується. Нерівномірність не залежить від модуля. Зі збільшенням тиску нерівномірність зменшується. Зі зменшенням тривалості зачеплення до 1 пульсації стають мінімальними, але дозуючих насосів із тривалістю зачеплення  $\varepsilon = 1$  ніколи не виготовляють, так як в цьому випадку камера всмоктування може з'єднуватися з камерою нагнітання. Крім того, при  $\varepsilon = 1$  можливо у деяких випадках порушення зачеплення шестерень. В сучасних дозуючих шестеренних насосах  $\varepsilon > 1$ .

### 3.4 Фільтрпальці і черв'яки. Призначення, конструкції, робота, розрахунок, технічні вимоги

Без ретельної фільтрації розчинів волокнотвірних полімерів неможливо здійснити стійкий процес формування, так як немінучі часті обриви ниток, які формуються і засмічення філь'єр. Для запобігання цього при формуванні роблять додаткову фільтрацію розчину, при якій з нього видаляються всі дрібні нерозчинені тверді частинки, а також частинки, що могли потрапити в розчин із трубопроводів.

Для остаточної фільтрації розчинів на формувальних машинах застосовують два додаткові фільтруючі елементи: один свічковий фільтр, або так званий фільтрпалець, інший - звичайний плоский фільтр у ниткоутворювачі.

Таким чином, фільтрпальці (свічкові фільтри) служать для передостанньої фільтрації розчину волокнотвірного полімеру (рис. 35) і складаються з голівки 1, пальця 2, корпуса 3, гайки 4.

Розрізняють два типи конструкції фільтрпальців – з фільтрацією розчину із пальця і з фільтрацією розчину в палець. У першому випадку, який приведений

на рис. 35 розчин волокнотвірного полімеру надходить у голівку, а потім всередину пальця і за допомогою тиску, створеного дозуючим насосом, продавлюється через фільтруючу обмотку пальця і надходить в середину корпуса, звідки по черв'яку - з'єднувальній трубці складної конфігурації направляється до філь'ери.

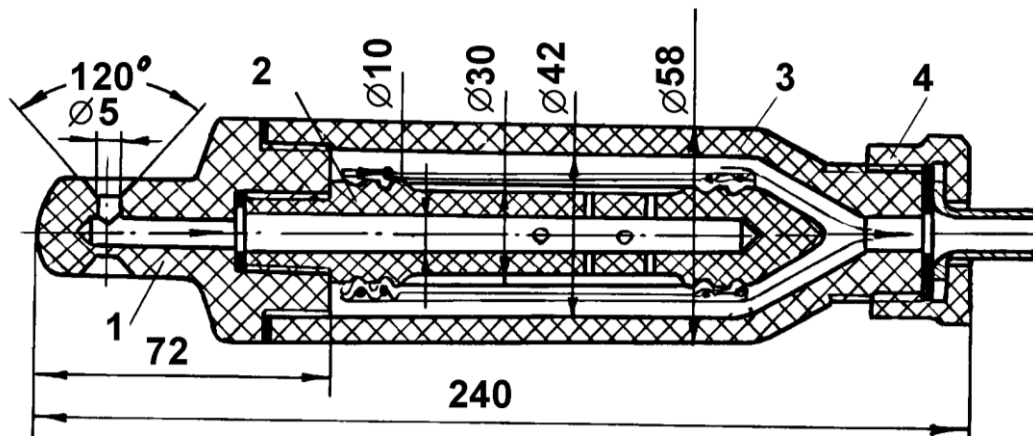


Рис. 35. Фільтрпалець для фільтрації розчинів волокнотвірних полімерів із середини пальця

В другому випадку (рис. 36) розчин надходить через голівку всередину корпуса фільтрпальця, звідки продавлюється через обмотку пальця всередину останнього, а потім по черв'яку направляється до філь'ери.

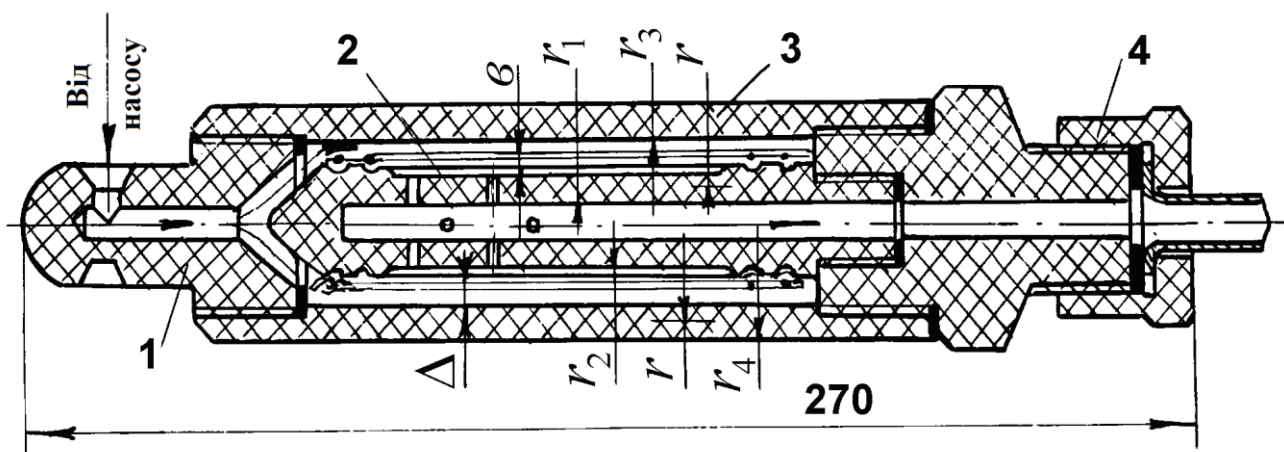


Рис. 36. Фільтрпалець для фільтрації розчинів волокнотвірних полімерів всередину пальця

В якості фільтрматеріалу, яким обмотують пальці, закріплюючи його на поверхні капроною технічною ниткою, застосовують шифон і свансбой – текстильні бавовняні матеріали, що мають гарні фільтруючими властивостями.

На поверхні пальця виконують спеціальні пази і ребра, що дозволяють розчину проходити через усю поверхню фільтрматеріалу. Матеріалами для виготовлення фільтрпальців служать: вініпласт, капрон, фосфориста бронза, нержавіюча сталь. Вибір матеріалу роблять в залежності від агресивних властивостей розчину волокнотвірного полімеру, його в'язкості і тиску, що

розвивається при формуванні всередині фільтрпальця.

При розрахунку фільтрпальців конструктору повинні бути попередньо відомі: властивості розчину волокнотвірного полімеру, його агресивність, щільність, в'язкість; тиск розчину в пальці і корпусі; секундна продуктивність дозуючого насосу; властивості обраних для виготовлення фільтрпальців конструкційних матеріалів; допустимі значення секундної витрати у  $\text{кг}/\text{м}^2$  для фільтруючих матеріалів.

Розрахунок на міцність корпусу і пальця проводять по формулам для розрахунку товстостінних труб.

Для корпусу: напруження в радіальному напрямку –

$$\sigma_r = \frac{r_3^2 (r^2 - r_4^2) P_1}{r^2 (r_4^2 - r_3^2)},$$

напруження в тангенціальному напрямку –

$$\sigma_t = \frac{r_3^2 (r^2 + r_4^2) P_1}{r^2 (r_4^2 - r_3^2)}.$$

Осьова розтягуючи сила, яка виникає під дією тиску розчину на дно корпусу дорівнює

$$Q_Z = \pi \cdot r_3^2 \cdot P_1,$$

де  $r_3, r_4$  - відповідно внутрішній і зовнішній радіус корпусу;  $r$  - відстань від осі до поточної точки стінки корпусу;  $P_1$  - тиск розчину волокнотвірного полімеру в корпусі фільтрпальця (для віскозних розчинів  $P_1 = 0,4 \div 0,7$  МПа, для ацетатних розчинів і хлорину  $P_1 = 1,1 \div 1,6$  МПа).

Максимального значення напруження  $\sigma_r$  і  $\sigma_t$  досягають при  $r = r_3$

$$\sigma_{r \max} = -P_1;$$

$$\sigma_{t \max} = \frac{(r_3^2 + R_4^2) P_1}{r_4^2 - r_3^2}.$$

Оскільки найбільша напруга виникає на внутрішній поверхні корпусу, то еквівалентне напруження знаходимо по формулі (при  $\sigma_r \approx 0$ )

$$\sigma_{\text{екв.}} = \sigma_{t \max} - \frac{\sigma_{SZ}}{\sigma_{Sd}} \cdot \sigma_{r \max} = \left( \frac{r_4^2 + r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} + \frac{\sigma_{SZ}}{\sigma_{Sd}} \right) \cdot P_1 \approx \sigma_{t \max},$$

де  $\sigma_{SZ}, \sigma_{Sd}$  - границі текучості матеріалу корпусу фільтрпальця при розтягу і стиску.



При впливі внутрішнього тиску відбувається деформація корпусу фільтрпальця. Діаметр його збільшується. Радіальна деформація корпусу дорівнює

$$\Delta r = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{P_1 \cdot r_3^2 \cdot r}{r_4^2 - r_3^2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{P_1 r_3^2 \cdot r_4^2}{r(r_4^2 - r_3^2)},$$

де  $E$  - модуль пружності (для вініпласту  $E=4 \cdot 10^3$  МПа, для сталі Х18Н10Т  $E=2 \cdot 10^5$  МПа);  $\mu$  - коефіцієнт Пуассона.

Коли  $r = r_4$

$$\Delta r = \frac{2P_1 \cdot r_3^2 \cdot r_4}{(r_4^2 - r_3^2) \cdot E}.$$

При впливі на корпус осьової розтягуючи сили він зменшується в діаметрі на величину

$$\Delta r_1 = -\mu \frac{P_1 \cdot r}{E}.$$

Коли  $r = r_4$

$$\Delta r_1 = -\mu \frac{P_1 \cdot r_4}{E}.$$

Загальна деформація корпусу фільтрпальця буде рівна

$$\Delta r_{\text{общ.}} = \Delta r - \Delta r_1 = \frac{P_1 \cdot r_4}{E} \left( \frac{2 \cdot r_3^2}{r_4^2 - r_3^2} - \mu \right) \approx \Delta r.$$

Палець в залежності від типу фільтрпальця, може зазнавати тиску розчину зсередини  $P_2$  і зовні  $P_1$ . При фільтрації розчину всередину пальця зовнішній тиск  $P_1$  більше внутрішнього  $P_2$ , а при фільтрації із пальця  $P_2 > P_1$ .

Тангенціальне і радіальне напруження визначаються по формулах

$$\sigma_t = \frac{P_2 r_1^2 - P_1 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_2 - P_1) r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) r^2};$$

$$\sigma_r = \frac{P_2 r_1^2 - P_1 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_2 - P_1) r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) r^2}.$$

Нормальне напруження, яке виникає під дією осьового навантаження, дорівнює

$$\sigma_z = \frac{r_1^2(P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Деформація пальця в радіальному напрямку визначається з рівняння

$$\Delta r = \frac{(1 - \mu) \cdot (P_2 r_1^2 - P_1 r_2^2) r}{E(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(1 + \mu) \cdot (P_2 - P_1) r_1^2 \cdot r_2^2}{E r (r_2^2 - r_1^2)}.$$

Ця деформація виникає в результаті виникнення радіального і тангенціального напруження.

Радіальна деформація пальця, що виникає за рахунок дії осьового навантаження дорівнює

$$\Delta r_1 = -\frac{\mu(P_2 - P_1)r}{E}.$$

Коли  $P_2 > P_1$  загальна радіальна деформація складе

$$\Delta r_{\text{общ}} = \Delta r + \Delta r_1 = \Delta r - \frac{\mu(P_2 - P_1)r}{E} \approx \Delta r.$$

Конструктивно палець виконують з отворами діаметром 2–3 мм і поздовжніми ребрами. У розрахунках на міцність пальця їхній вплив врахувати досить важко, тому вважають, що отвори знижують міцність пальця, а ребра збільшують. Це дає підставу вважати палець як суцільний циліндр із зовнішнім радіусом  $r_2$ , рівним відстані від осі пальця до утворюючої, на якій нанесені отвори.

Для визначення основних розмірів конструктивних елементів фільтрпальця приймають діаметр внутрішнього отвору пальця  $2r_1$ , рівним для розчинів з низькою в'язкістю 8–10 мм, а для розчинів з високою в'язкістю 10–12 мм.

Зовнішній діаметр пальця  $2r_2$  при максимальному значенні  $\sigma_t \text{ max}$ , коли  $r = r_1$ :

$$\sigma_{t \text{ max}} = [\sigma] = \frac{P_2 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_2 - P_1) r_2^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

звідки

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma] + P_2}{[\sigma] - P_2 + P_1}},$$

де  $[\sigma]$  - допустиме напруження для матеріалу пальця, глибина поздовжніх пазів  $b$  приймається рівною 3–5 мм.

Загальний зовнішній діаметр пальця з урахуванням ребер дорівнює

$$d_{\Pi} = 2r_2 + 2b + (6 \div 10).$$

Робоча довжина пальця визначається по формулі

$$l = \frac{Q\rho}{\pi \cdot d_{\Pi}q},$$

де  $Q$  - продуктивність дозуючого насоса;  $\rho$  - густина розчину;  $q$  - кількість розчину, що проходить за 1 сек через 1 м<sup>2</sup> фільтруючої поверхні.

Загальна довжина пальця із врахуванням довжини робочої частини дорівнює

$$l_{\text{общ}} \equiv l + 1,5d_{\Pi}.$$

Внутрішній діаметр корпусу приймають виходячи із діаметра пальця з урахуванням товщини фільтруючого матеріалу. Зазор між зовнішньою поверхнею фільтруючого шару і внутрішньою поверхнею корпусу вибирається в межах 3–5 мм.

Зовнішній радіус корпусу розраховується по формулі

$$r_4 = r_3 \sqrt{\frac{[\sigma] + P_1}{[\sigma] - P_1}}.$$

Загальна довжина корпусу вибирається виходячи з конструктивних розумінь, але з огляду на розраховану довжину пальця. Допустиме напруження матеріалу, з якого виготовляється корпус фільтрпальця та інші деталі, рекомендується вибирати, приймаючи коефіцієнт запасу міцності не менш 5, враховуючи, що межа міцності твердого вініпласту - основного матеріалу для виготовлення фільтрпальців машин для формування віскозних ниток - 40 - 64 МН/м<sup>2</sup>, а для сталі Х18Н10Т – 500 - 520 МН/м<sup>2</sup>.

Розчин, який пройшов через фільтрпалець волокнотвірного полімеру по з'єднувальній трубі, яка називається черв'яком, надходить у ниткоутворювач. Черв'як представляє собою трубку (рис. 37), вигнуту в одній або двох площинах, з відбортованими краями і попередньо надітими накидною гайкою 2 та футоркою 3. Черв'яки виготовляють зі скляних, вініпластових або сталевих, гумованих зсередини трубок.

Зовнішній діаметр черв'яка приймають рівним 15 - 20 мм, внутрішній 10 - 15 мм. Площа живого перетину черв'яка може бути визначена розрахунком. Для цього визначають витрати розчину на одну філь'єру із текста нитки, яка формується і швидкості формування, а потім, шляхом поділу цих витрат на середню швидкість руху розчину і визначають площу внутрішнього отвору черв'яка.

На даний час черв'яки в більшості випадків виготовляються з вініпластових трубок, які добре гнуться при температурі 120°С, добре обробляються і дозволяють виготовити черв'яки суворо по шаблону довершено ідентичної форми, що сприяє забезпеченню стандартних умов формування на кожному робочому місці.

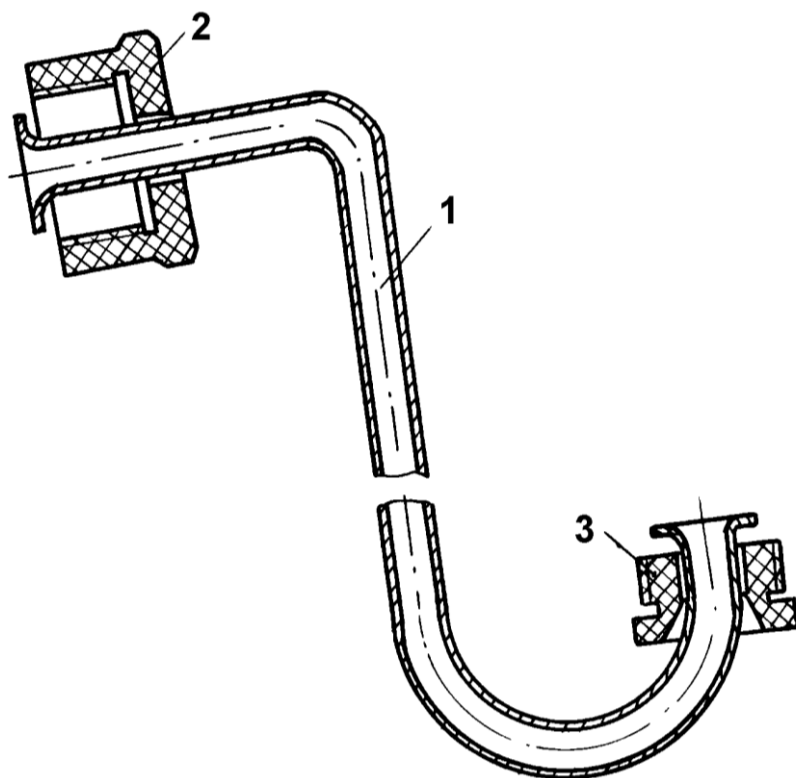


Рис. 37. Черв'як у зборі  
1 - черв'як; 2 - накидна гайка; 3 - футорка

На машинах для формування ацетилцелюлозних ниток черв'яки виготовляють із латунних трубок. Мінімальні радіуси згину черв'яків не повинні перевищувати їх 3-х діаметрів.

### **3.5 Філь'єри для формування хімічних волокон з розчинів. Технічні вимоги, конструкції, матеріал для виготовлення, розрахунок філь'єр на міцність**

Філь'єра є останнім елементом системи подачі і дозування розчинів волокнотвірних полімерів і служить для розподілу загального точно дозованого потоку розчину на ряд окремих струминок, з яких формуються одиночні волокна, що з'єднуються потім у нитку або джгут.

Кількість струминок, що виходять з кожної філь'єри, відповідає числу отворів у дні філь'єри, а їхня товщина визначається, як діаметром цих отворів, так і ступенем витягування ниток при формуванні.

Число отворів філь'єри залежить від виду волокна, яке формується, його призначення, способу виробництва і може бути:

для формування монониток	1;
для ниток текстильного призначення	5 – 100;
для технічних ниток	100 – 2000;
для штапельних волокон	500 - 60000.

Конструктивно філь'єри для формування хімічних волокон з розчинів являють собою металеві чашечки з плоским або сферичним дном, в якому

виконані калібровані отвори. Висота чашечок 8 - 12 мм, діаметр дна 10 - 80 мм, ширина буртиків 5 - 7 мм, товщина дна складає 0,4 - 0,8 мм. Калібровані отвори, або капіляри, із внутрішньої сторони роззенкують на конус, кут конуса  $60^{\circ}$  -  $120^{\circ}$ , що забезпечує кращі гідравлічні характеристики філь'єр. Кунцевським голково-платинним заводом зараз виготовляються філь'єри для формування хімічних волокон з розчинів двох видів: з плоским дном чашоподібний (ФЧ) і зі сферичним дном (ФСФ). Перший вид філь'єр (рис. 38) виготовляється у п'ятьох виконаннях, другий (рис. 39) – у двох.

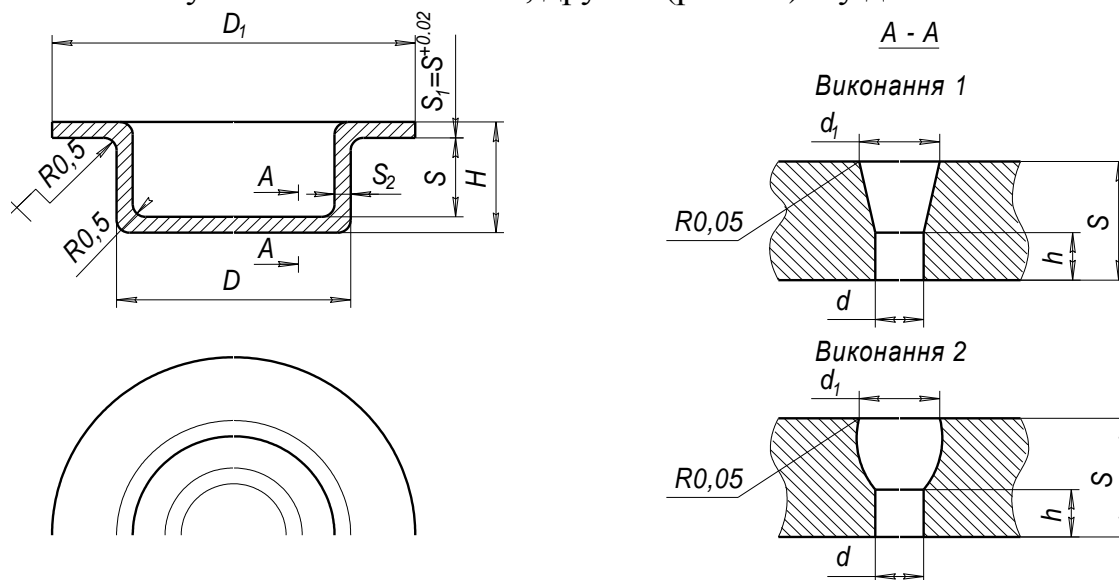


Рис. 38. Філь'єра чашоподібна для формування хімічних волокон з розчинів

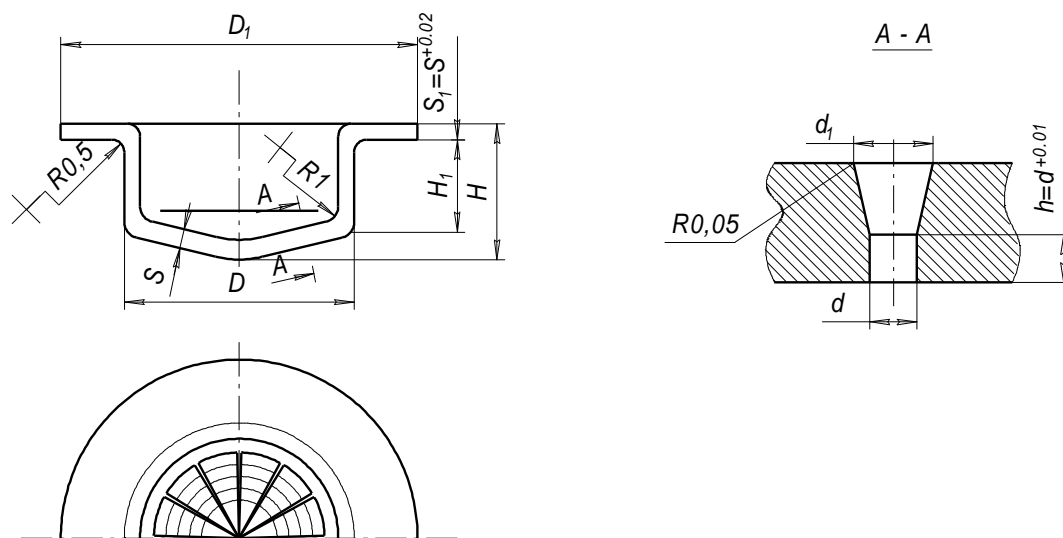


Рис. 39. Філь'єра сферична для формування хімічних волокон з розчинів

Кожне виконання відрізняється формою і розташуванням калібруючих отворів у дні філь'єри. Ці отвори можуть розташовуватися по концентричних колах, хрестоподібно, декількома окремими секторами.

Філь'єра встановлюється в ниткоутворювач (оправу) (рис. 40), яка служить для кріплення її до черв'яка та забезпечує необхідну густину з'єднання.

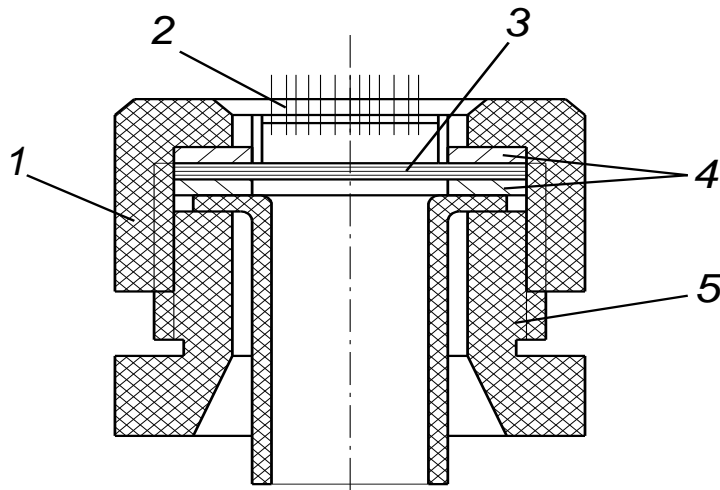


Рис. 40. Ниткоутворювач

1 - накидна гайка; 2 - філь'єра; 3 - фільтрматеріал; 4 - гумові прокладки;  
5 - футорка

Конструктивно ниткоутворювачі можуть мати різне виконання, однак вимоги до всіх конструкцій єдині: щільне, надійне кріплення філь'єри, виключення можливості в період роботи підтікання розчину волокнотвірного полімеру, висока корозійна стійкість всіх елементів ниткоутворювача, зручність заміни філь'єри.

Характер протікання розчину в капілярах філь'єри залежить від ряду факторів: швидкості витікання, в'язкості розчину, форми отвору, особливо його країв, діаметра капіляра, довжини капіляра, гладкості стінок капіляра, однорідності розчину і т.д. Велика кількість факторів, що впливають на характер витікання розчину з отворів філь'єри не дозволяє точно розрахувати дійсну швидкість руху струминок розчину в отворах, і тому при розрахунку величини філь'єрної витяжки приходиться користуватися умовною середньою швидкістю витікання розчину з філь'єри, що дорівнює

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d^2 m} ,$$

де  $Q$  - об'єм розчину, який подається дозуючим насосом;  $d$  - діаметр отворів у філь'єрі;  $m$  - число отворів у філь'єрі.

При розрахунку діаметра калібруючих отворів велике значення має величина філь'єрної витяжки, прийнята при формуванні ниток даного виду. Філь'єрну витяжку прийнято визначати по формулі

$$B_\phi = \frac{V_0 - V_1}{V_1} \cdot 100 ,$$

де  $V_0$  - швидкість руху нитки, яка формується на першому витяжному пристрої машини;  $V_1$  - швидкість витікання розчину з отворів філь'єри.

При формуванні ниток з розчинів мокрим способом величина філь'єрної витяжки складає 10 – 10% при діаметрі отворів філь'єри від 0,05 до 0,08 мм і сухим способом 200 – 300% при тих же діаметрах отворів.

Формування ниток з розчинів мокрим способом може також проходити: з негативною філь'єрною витяжкою, що означає перевищення швидкості руху струминок розчину з отворів філь'єри над швидкістю руху нитки, яка формується на першому витяжному пристрої; з надвисокою філь'єрною витяжкою 18000 – 20000%, в останньому випадку діаметр отворів філь'єри доходить до 0,8 - 1,2 мм.

Чистота стінок каліброваних отворів філь'єри не повинна бути нижче 9 класу. Чистота відполірованого дна не нижче 10 класу. Калібровані отвори повинні виконуватися з допуском по діаметру не більше  $\pm 0,003$  мм і по висоті каліброваного отвору з допуском  $\pm 0,005$  мм. Канали отворів повинні бути перпендикулярні дзеркалу філь'єри. У них не повинно бути раковин і задирок. На буртику філь'єри, де не допускаються гофри, видимі неозброєним оком, повинен бути зазначений її порядковий номер, кількість отворів та їхній розмір. Граничні відхилення кроку між отворами повинні відповідати 5-му класу точності.

Матеріал для виготовлення філь'єр повинен мати високою корозійною стійкістю стосовно лугів і кислот. Тому, з огляду на конкретні умови формування, температуру і в'язкість розчину волокнотвірного полімеру, філь'єри виготовляють із сплавів платини, золота, паладію, іридію, танталу, який застосовується в чистому вигляді і нікелю.

Застосування для виготовлення філь'єр нікелю, танталу і кислотостійкої нержавіючої сталі марки Х18Н9Т – остання знайшла використання для виготовлення філь'єр, які використовуються на машинах для формування ацетатних ниток сухим способом – дозволяє різко знизити капіталовкладення у філь'єрне господарство виробництв хімічних волокон, спростувати режим експлуатації філь'єр і складну звітність, яка пов'язана із застосуванням елементів конструкції машин деталей із дорогоцінних металів.

Звичайно, для виготовлення філь'єр, які використовуються у виробництві віскозних волокон, застосовують наступні сплави благородних металів: платина 75% - паладій 25%; платина 92,5% - золото 7,5%; платина 97,5% - іридій 2,5%.

Великий інтерес, як з теоретичної, так і з практичної точок зору являє собою дослідження поведінки потоку розчину в каліброваному отворі філь'єри. Тривалість перебування розчину в отворі надзвичайно мала, наприклад, при формуванні віскозної нитки через філь'єру з 60-ма отворами діаметром 0,05 мм кожний і подачі дозуючим насосом типу НШ-0,6И -7,2 см<sup>3</sup>/хв розчину, швидкість руху розчину буде

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d^2 m} = \frac{4 \cdot 7200}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 60} = 61300 \text{ мм/хв} = 1020 \dots$$

Якщо товщина дна філь'єри 0,4 мм, то з урахуванням роззенкованого конуса, величина якого складає 30 – 40% від товщини дна, висота капіляра складе

$$0,4 - 0,3 \cdot 0,4 = 0,28,$$

а тривалість перебування в ньому розчину буде дорівнювати

$$\frac{0,28}{1020} = 0,000275.$$

Рух через калібрований отвір, який представляє собою по суті капіляр, такого в'язкого розчину, як розчин волокнотвірного полімеру, з високою швидкістю, дозволяє судити про те, що у розчині при цьому відбуваються певні зміни, знижується в'язкість, впорядковується макромолекулярна структура.

Вважаючи, що товщина філь'єр для формування хімічних волокон з розчинів незначна, то при розрахунках філь'єр на міцність можна прийняти, що виникаючі в них напруження рівномірно розподілені по товщині, і тому згинаючі моменти дорівнюють нулю. У цих випадках філь'єри обох типів, як з плоским дном, так і зі сферичним, можна розраховувати за безмоментною теорією, яка застосовується для розрахунку оболонок. Для філь'єр з плоским дном.

Товщина дна філь'єри дорівнює

$$S = \frac{R}{2} \sqrt{\frac{3P}{[\sigma]}}.$$

Товщина стінки циліндричної частини (склянки)

$$S = \frac{P \cdot D}{2[\sigma]}.$$

Для сферичних філь'єр товщина стінки дорівнює

$$S = \frac{PR_C}{2[\sigma]},$$

де  $P$  - тиск у підфіль'єрному просторі;  $[\sigma]$  - допустиме напруження (для кольорових благородних металів і їхніх сплавів допустиме напруження можна приймати 30 – 50 МПа);  $D$  - діаметр дна філь'єри;  $R$  - радіус дна;  $R_C$  - радіус сфери дна сферичних філь'єр.

Для сферичних філь'єр

$$R_C = \frac{D^2}{8H} + \frac{H}{2},$$

де  $H$  - висота філь'єри.

В особливих випадках, коли потрібна велика міцність філь'єр, товщину дна



варто розраховувати виходячи з максимального допустимого прогину, який не повинен перевищувати 0,01 діаметра філь'єри.

$$S = \sqrt{\frac{3PR^4(1-\mu^2)}{16Ef_{\max}}},$$

де  $\mu$  - коефіцієнт Пуассона;  $E$  - модуль пружності.

Для благородних металів і сплавів коефіцієнт Пуассона дорівнює 0,38 - 0,4, модуль пружності  $(1,5-1,7) \cdot 10^5$  МПа.

### **3.6 Витяжні механізми. Призначення, конструктивні схеми, технічні вимоги, розрахунок**

Витяжні механізми призначені для одержання ниток з певними фізико-механічними властивостями. Витягування ниток здійснюється в повітряному, рідинному і парогазовому середовищах з необхідними технологічними параметрами. Звичайно, витяжними механізмами є ролики, диски - не менш двох пар, що мають різні колові швидкості, і по своїй конструкції забезпечують відсутність проковзування нитки при її витягуванні.

Витягування ниток відбувається за рахунок різних колових швидкостей приймальних і витяжних дисків або роликів і може здійснюватися на витяжних механізмах різного конструктивного виконання. Величина витягування може бути визначена по формулі

$$B = \frac{V - V_0}{V} \cdot 100\%,$$

де  $V$  - окружна швидкість витяжних дисків;  $V_0$  - окружна швидкість приймальних дисків.

Величина витягування залежить від методу формування нитки, виду і призначення нитки, її фізико-механічних властивостей. Так, для одержання віскозної нитки текстильного призначення працюють з витягуванням 14 - 30%, для одержання кордної віскозної нитки з розривною довжиною 32 - 36 км витягування доводять до 80 - 150%, волокно хлорин формують з витягуванням 50 - 200%, волокно нітрон від 600 до 1200%. Витягування ниток, які формуються з розчинів звичайно виробляють в одну або кілька стадій, що залежить від прийнятої технології виробництва і конструктивного виконання машин.

При витягуванні одиночних ниток витяжні механізми виконуються у виді блочних вузлів, що складаються з двох пар дисків, які послідовно встановлені один за одним (рис. 41). Для запобігання проковзування нитки на витяжних дисках нитка повинна охоплювати їхню поверхню кілька разів, для чого вісі кожної пари роблять перехресними і завдяки цьому нитка розкладається по поверхні дисків з певним кроком. Такий механізм має безсумнівну перевагу, а саме, тертя нитки по нерухомих елементам відсутнє і можливості обриву елементарних волокон нитки немає, однак габаритні розміри такого механізму великі і компонувати машини не завжди можливо.

Звичайно для економії місця витяжні механізми конструюються із заміною одного з дисків роликом, який обертається, малого діаметру або нерухомою паличкою (рис. 42). Іноді, з метою ще більшого скорочення габаритів механізму його виконують у виді східчастого диска і обертового ролика (рис. 43). При загальному приводі східчастого ролика цей механізм має недолік, що при переході на інший асортимент ниток, які формуються або просто при необхідності збільшити або зменшити витяжку необхідно міняти східчастий диск, встановлюючи другий із іншим співвідношенням діаметрів, що викликає необхідність мати цілий набір цих дисків. При окремому приводі дисків цей недолік усувається.

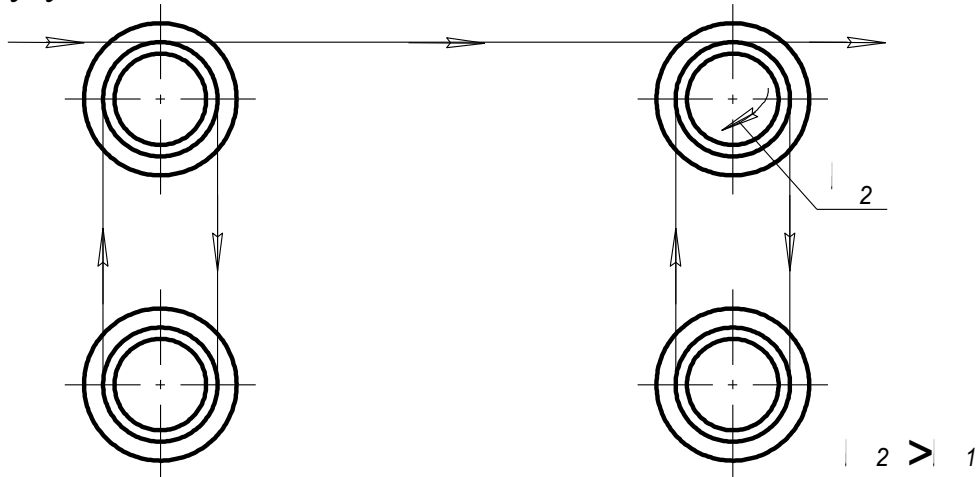


Рис. 41. Схема витяжного механізму

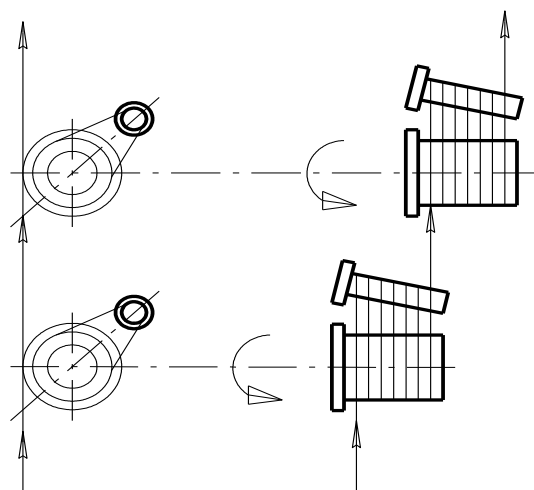


Рис. 42. Схема витяжного механізму з роликом, який вільно обертається

Для одержання високоміцних ниток, особливо технічного призначення, технологи рекомендують застосовувати ступеневе витягування, що може бути здійснене на звичайних витяжних механізмах у кількості 4-6 пар, на ступеневих дисках (рис. 44) або на парі конічних роликів з пересіченими осями (рис. 45). Величина витягування при цьому визначається по формулі

$$B = \frac{D_2 - D_1}{D_1} \cdot 100\%$$

Змінюючи кількість витків нитки на конічних роликах можна регулювати витягування. На машинах неперервного процесу виробництва віскозних текстильних ниток процес обробки ведеться на поздовжніх циліндрах з одночасним витягуванням (рис. 46). Витягування на цих циліндрах здійснюється за рахунок різниці колових швидкостей поверхні канавки

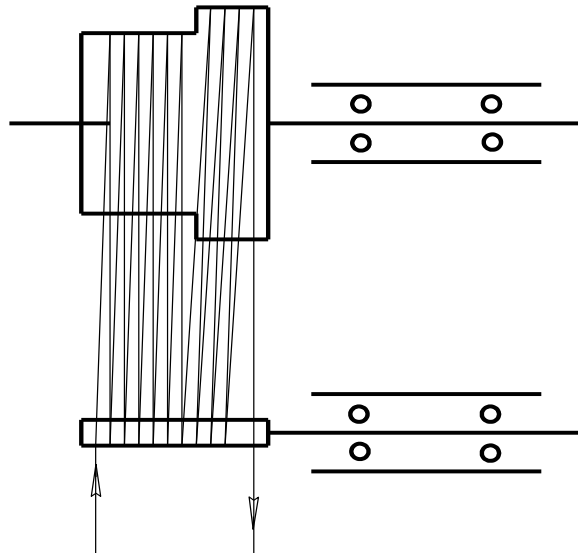


Рис. 43. Витяжний механізм зі східчастим диском

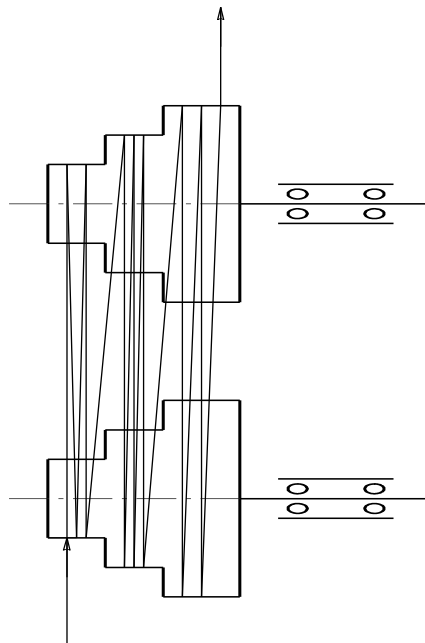


Рис. 44. Східчасті витяжні диски

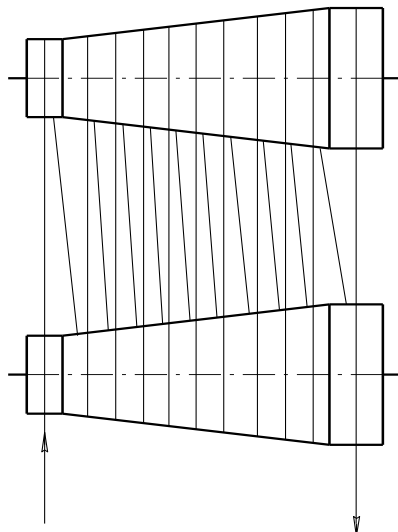


Рис. 45. Конічні витяжні ролики

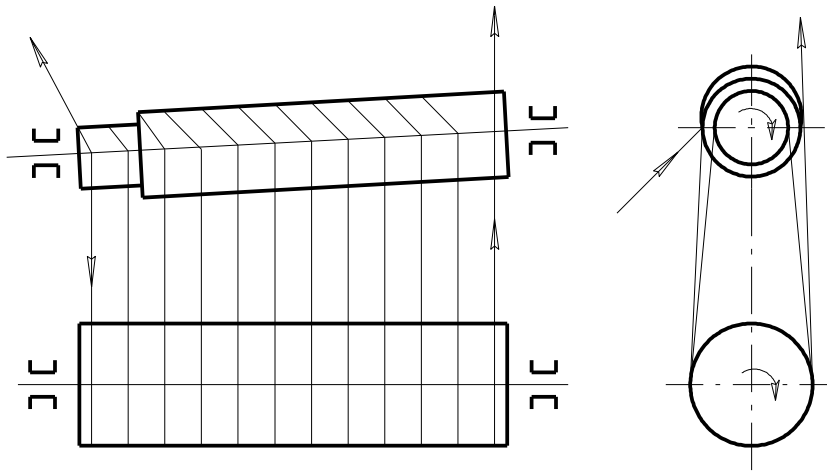


Рис. 46. Схема витяжного пристрою на подовжніх циліндрах діаметром проточеної на одному циліндрі, на яку приймається нитка і поверхні другого циліндра, на яку потім надходить нитка (рис. 47).

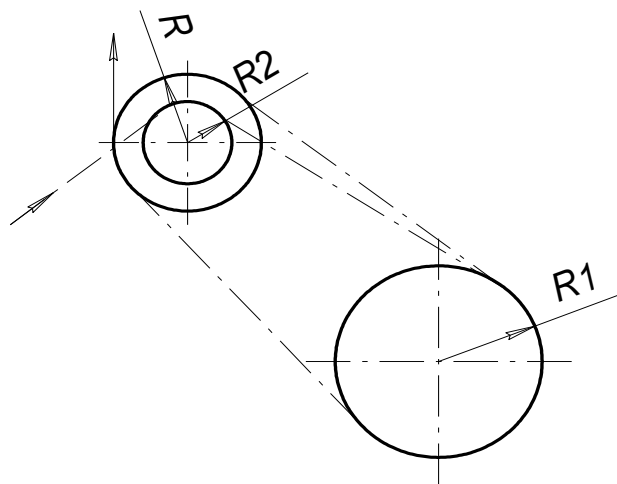


Рис. 47. Схема витяжного пристрою на машинах неперервного процесу

Величина витягування визначається по формулі:

$$B = \frac{R_1 \varpi_1 - R_2 \varpi_2}{R_2 \varpi_2} \cdot 100\%$$

де  $\varpi_1$  - кутова швидкість нижнього циліндра;  $\varpi_2$  - кутова швидкість верхнього циліндра.

Конструктивно витяжні механізми виконуються у вигляді блочних вузлів: (рис. 48) нижній витяжний диск і (рис. 49) верхній, які містять у собі корпуси коробок 1, в яких встановлені поздовжні вали з гвинтовими або конічними зубчастими колесами 2, від яких, в свою чергу, одержують обертання проміжні валики 3.

На зовнішніх кінцях цих валиків встановлені витяжні диски 4. Самі валики обертаються на кулькових підшипниках, що вмонтовуються в стаканах 5. Масло для змащення підшипників подається з дна коробки поршневим насосом, відпрацьоване масло зливається назад у коробку. Підшипники захищені гумовими сальниковими ущільненнями. Зовнішні поверхні коробок покриваються бакелітовим кислотостійким лаком або гумуються.

До витяжних механізмів висуваються такі вимоги:

- 1) матеріал дисків повинен володіти високою корозійною стійкістю стосовно хімічних речовин, які застосовуються на даній машині;
- 2) диски повинні мати точні розміри, поверхня дисків повинна бути без місцевих ушкоджень, овальності, радіальні биття поверхні повинні бути мінімальними;
- 3) диски повинні володіти високою зносостійкістю, точно центруватися та зручно і міцно кріпитися на привідних валах, бути взаємозамінними;
- 4) приводи витяжних дисків повинні бути простими по конструкції, надійними в експлуатації і зручними в ремонті;

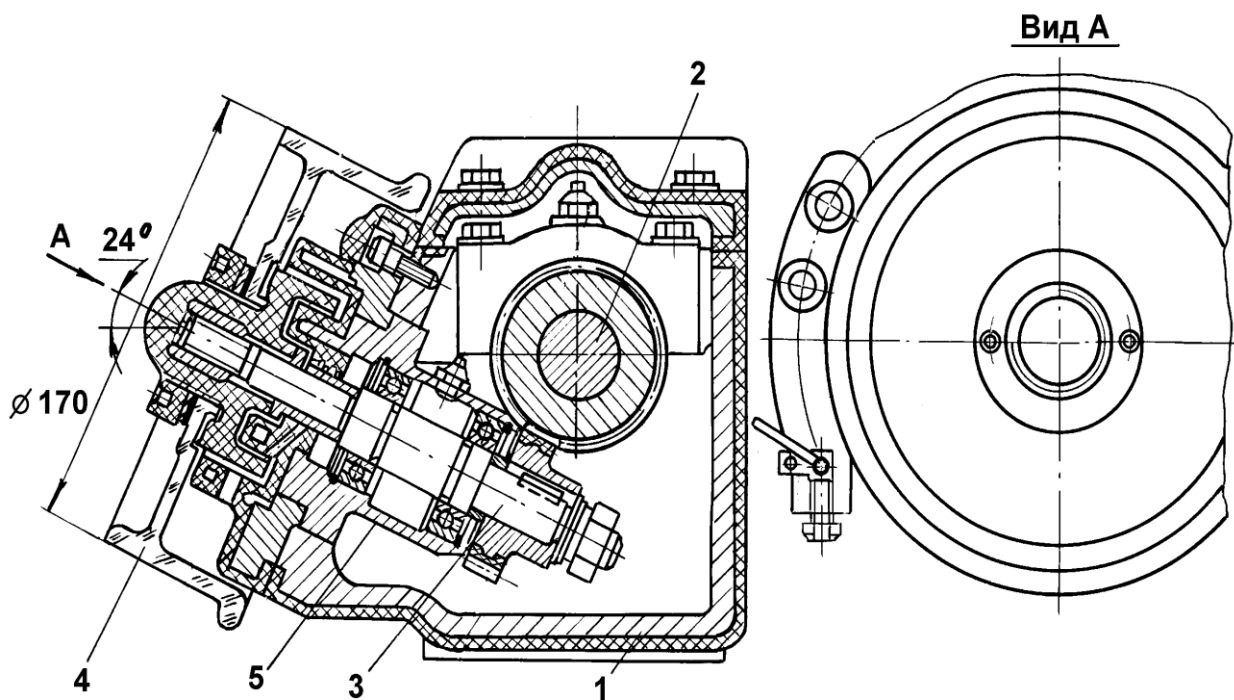


Рис. 48. Нижній витяжний диск

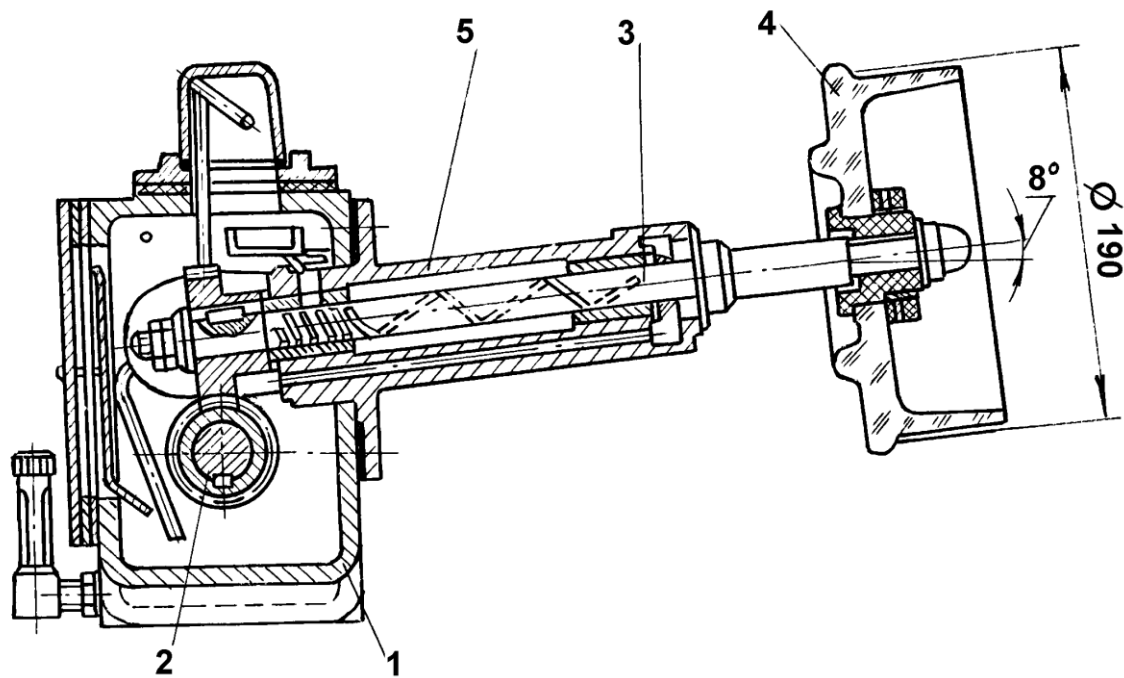


Рис. 49. Верхній витяжний диск

5) коробки приводів витяжних механізмів повинні бути герметичними, протікання масла не допускається. Конструювання і розрахунок витяжних механізмів зводиться до вибору діаметрів витяжних дисків і встановленні параметрів кінематичного ланцюга, що забезпечують необхідний діапазон витягування, закладеного в технічному завданні, компонуванні і розрахунку на міцність конструктивних елементів. На машинах для формування хімічних волокон з розчинів найбільш поширені витяжні диски з робочим діаметром 130, 150, 180 і 200 мм із висотою робочої поверхні 40 - 100 мм.

Дуже важливо не тільки визначити розміри диска, правильно вибрати матеріал, провести розрахунок на міцність, необхідно ще й вибрати оптимальне компонування. Вісі дисків можуть розташовуватися відносно фронту машини по-різному: паралельно, перпендикулярно і під деяким кутом. На машинах вітчизняного виробництва при формуванні мокрим способом зі швидкістю більше 1 м/с застосовують тільки таке компонування, щоб вісі витяжних дисків розташовувалися перпендикулярно фронту машини. При такому компонуванні бризки обробних розчинів не будуть попадати на прядильника і це забезпечує кращі умови охорони праці.

Для машин, на яких здійснюється мокрий процес формування, диски витяжних механізмів можуть виготовлятися зі скла, порцеляни, пластмас, кислототривких сталей. Робоча поверхня диска може бути виконана не тільки гладкою, але й рифленою.

Витягування штапельних волокон на машинах і агрегатах різної конструкції може вироблятися по різному:

1) шляхом витягування окремих джгутів на кожному робочому місці формуючої машини;

- 2) витягуванням групових джгутів в окремій секції машини;
- 3) витягуванням загального джгута на окремій, спеціально пристосованій для цього машині, що вбудовується в лінію.

Найбільш розповсюдженою схемою секційного витяжного механізму для машин, які формують штапельні волокна є схема (рис. 50). Сформовані нитки 1 надходять на ниткопровідники 2, а потім на приймальний диск 3 збираються в груповий джгут 4, який, обігнувши напрямну паличку 5 і знову диск 3, заправляється на диски 6, охопивши їх кілька разів переводиться на витяжні диски 7, що також охоплюються їм кілька разів для того, щоб не було проковзування. Між дисками 6 і 7 розташований пластифікаційний жолоб 8, у який подається гарячий пластифікаційний розчин.

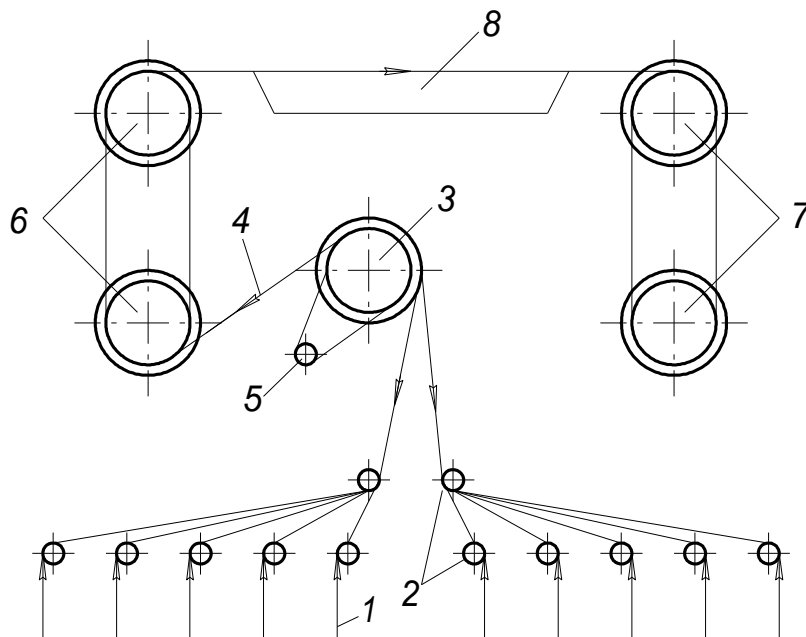


Рис. 50. Схема секційного витяжного механізму для штапельних волокон

Ця схема механізму дозволяє здійснити додаткове витягування між приймальним диском 3 і диском 6 у межах 10 - 15%. Конструкція витяжних пристроїв для джгутів визначається насамперед вимогами технологічного процесу, а також загальним компонуванням машини.

Кількість дисків або вальців залежить від зусилля витягування і буває в кількості від 3 до 7. Як і для одиночних ниток, привідні механізми витяжних дисків розміщуються в закритих чавунних коробках (рис. 51).

Всередині коробки 1 у підшипниках кочення вмонтовані поздовжні вали 2, що передають обертання від загального приводу машини до кожного витяжного диска 3. Обертання проміжним валикам 4, на яких вмонтовуються витяжні диски, передається за допомогою конічних або гвинтових 5 зубчастих коліс.

Направляючі палички 6, що призначені для правильної розкладки нитки по поверхні дисків устанавлюються під невеликим кутом до вісі диска. Змащення всіх поверхонь - автоматичне. Залите до певного рівня масло всередині коробки

засмоктується через сітчастий 7 фільтр насосом 8 і подається в жолоб 9, звідки воно стікає по трубочках 10 до поверхонь, які труться. Для спостереження за циркуляцією змащування зверху коробки монтується скляний ковпачок 11. Ущільнення валів здійснюється гумовими манжетами. Розміщення приводу витяжних дисків в закритих коробках створює підвищену безпеку роботи і захищає деталі від впливу агресивних середовищ.

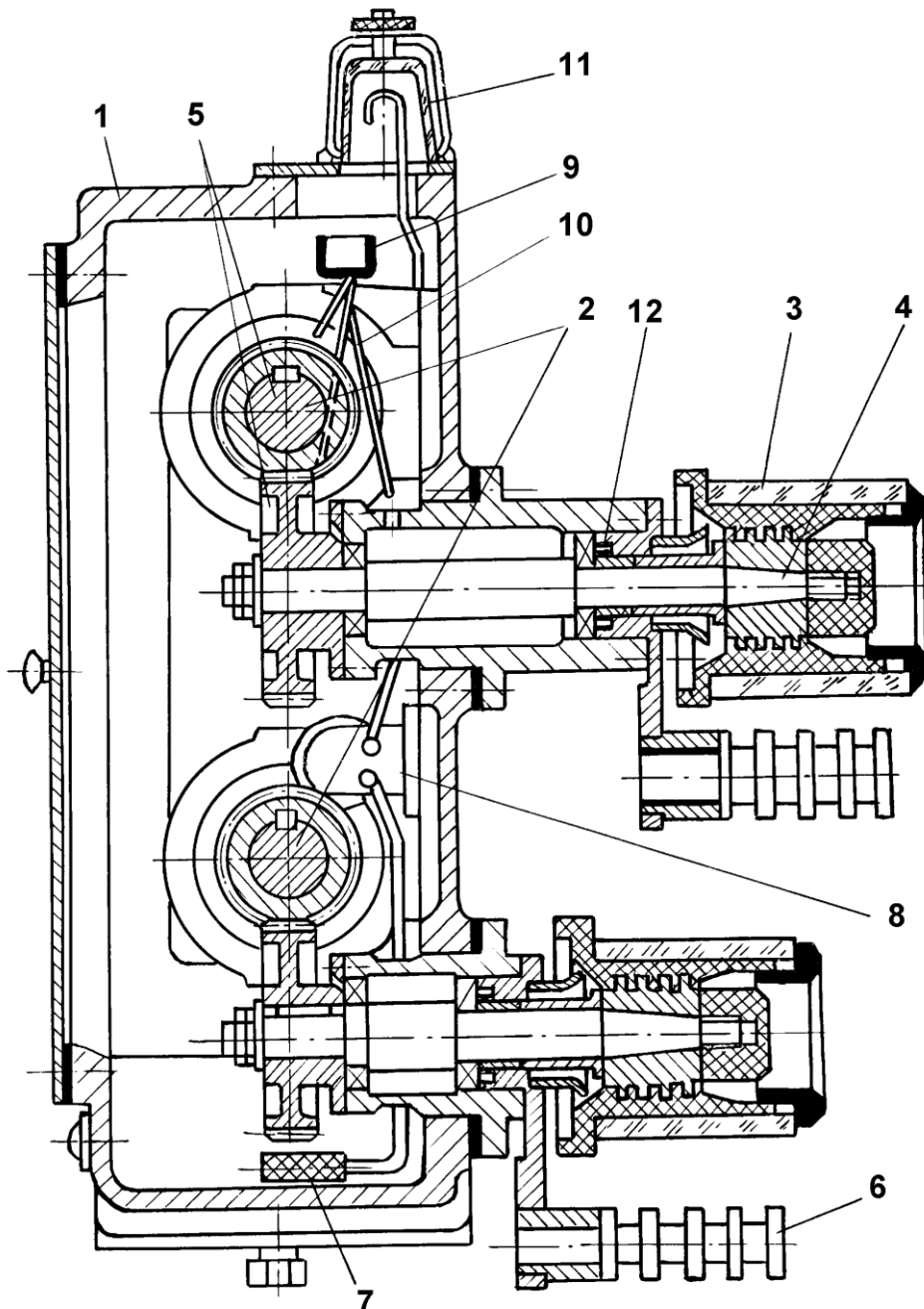


Рис. 51. Механізм витяжних дисків

Розрахунок деталей витяжних механізмів на міцність звичайно трохи складний тим, що немає точних даних про необхідні зусилля витягування нитки або джгута. Тому приймають це зусилля рівним зусиллю розриву одиної нитки або джгута. Це запобігає поломкам механізмів при підмотах. Оскільки при металевих зубчастих колесах вихід передачі з ладу відбувається в



основному через зношування зубів, то потужність, яка допускається за умовами зношування, рекомендується визначати по формулі:

$$N_{Ш} = V_{Ш} \cdot d_{Ш}^2 \cdot K_e \cdot Q_i \cdot \varphi \cdot \cos \beta_{Ш} ,$$

де  $N_{Ш}$  - потужність, яка передається валом шестерні;  $V_{Ш}$  - колова швидкість шестерні;  $Q_i$  - фактор передаточного числа,  $Q_i = \left(\frac{2d_K}{d_{Ш} + d_K}\right)^2$ ;

$d_{Ш}$  і  $d_K$  - діаметри початкових кіл шестерні і колеса;  $K_e$  - умовний напрямок;  $\varphi$  - коефіцієнт швидкості, що дорівнює

$$\varphi = \frac{1 + 0,5V_{СК}}{1 + V_{СК}} ,$$

де  $V_{СК}$  - швидкість ковзання, визначена по формулі  $V_{СК} = V_{Ш} \cdot \sin \beta_{Ш} + V_K \cdot \sin \beta_K$ ;  $V_{Ш}$  і  $V_K$  - колкові швидкості на початкових колах шестерні і колеса;  $\beta_{Ш}$  і  $\beta_K$  - кути нахилу зубів шестерні і колеса.

Величини умовного напруження в зубчастій передачі, які приймаються при розрахунках приводу витяжних дисків наступні:

Матеріали коліс	Величина умовного напруження, $\sigma \cdot 10^{-5}$ , Н/м <sup>2</sup>	
	Після недовгого притирання	Після довгому притирання в парі
Сталь по бронзі	0,35	0,84
Сталь по сталі	0,49	0,05
Чавун по чавуну	0,56	1,41
Чавун по бронзі	0,56	1,41

Розрахунок передач приводу витяжних механізмів можна проводити по формулам, виведеним для розрахунку косозубчастих коліс, умовно приймаючи, що колове зусилля рівномірно розподілено по ширині гвинтового колеса.

Для зубчастих коліс, виготовлених з капрону або текстоліту, основним фактором, що забезпечує їх працездатність є міцність зубів на вигин. Для розрахунку можна користуватися відповідними формулами для металевих коліс, приймаючи допустиме напруження згину у межах 10-12 МН/м<sup>2</sup>. Ширина колеса приймається в цьому випадку рівною 12 - 15 модулів.

### 3.7 Механізми неперервного накопичування і транспортування нитки на машинах неперервного процесу. Призначення, конструкції, робота. Розрахунок довжини нитки на парних циліндрах

При суміщенні процесів формування і оздоблення хімічних ниток основною задачею є створення механізмів, які б накопичували і одночасно транспортували нитку.

Процес одержання звичайної віскозної кордної нитки класичним способом займає до 40 годин, в той час, як на комбайні або машині неперервного процесу, цілком готова нитка виходить за 5 - 6 хв.

Якщо швидкість формування складає, наприклад 50 - 60 м/хв, а час оздоблення - 10 хв., то довжина нитки, необхідна, щоб кожен її відрізок був під впливом робочого розчину протягом цих 10 хв. складе:

$$L = Vt = (50 \div 60) \cdot 10 = (500 \div 600) \text{ м.}$$

Отже, така кількість нитки повинна десь накопичуватися для обробки розчинами, і в той же час ця нитка повинна поступово транспортуватися далі.

Здійснити накопичення і транспортування дозволяють парні ролики, ребристі ролики, гідравлічні транспортуючі пристрої, спеціальні накопичувачі і накопичувальні барабани з планетарними роликами. Крім того, можна примусово змусити нитку рухатися по гладкому циліндру, застосовуючи допоміжні обертові рифлені валики.

Найбільш розповсюджені серед цих механізмів є парні ролики (рис. 52), що відрізняються простотою конструкції, здатністю самостійно заправлятися і зручні в обслуговуванні.

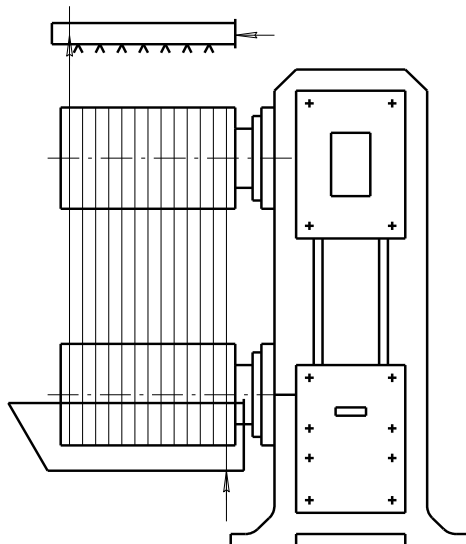


Рис. 52. Парні ролики

До недоліків їх можна віднести трохи збільшені габарити. Конструктивно парні ролики можуть виконуватися: з верхнім ведучим роликом, з нижнім ведучим роликом, можуть бути ведучими обидва. Ролики можуть відрізнятися

діаметрами, повинні обігріватися, перфорованими, консольними або із опорами з двох сторін. Вісі парних роликів можуть бути паралельними або перпендикулярними фронту машини.

Досить зробити одну петлю навколо пари роликів, вісі яких розташовані під невеликим кутом ( $1^\circ - 2^\circ$ ), як нитка намотуючись на них поповзе вздовж їх вісі, розташовуючись по поверхні з певним кроком. Таке переміщення нитки обумовлене тим, що вона при своєму русі завжди направляє перпендикулярно вісі ведучого ролика. Осьове переміщення нитки не залежить від того, у який бік обертаються ролики, а завжди спрямовано до вершини кута, утвореного їх осями.

При зрошуванні поверхні механізмів неперервного накопичення і транспортування нитки робочими розчинами проводять повне оздоблення нитки, причому на кожній парі роликів оздоблення проводять тільки одним яким-небудь розчином, щоб виключити їхнє змішування. Крім зрошення, оздоблювальні ролики можуть бути занурені в оздоблювальний розчин. Цей метод більш прогресивний, чим метод зрошення, однак і йому властиві ряд недоліків: розбризкування розчинів, ускладнення заправлення, особливо, коли застосовуються гарячі оздоблювальні розчини, більш складний захист приводних механізмів від корозії.

Якщо розглянути рух нитки по поверхні парних роликів (рис. 53).

Відповідно до рис. 53 середня відстань між вісями парних роликів розраховується

$$H_0 = \frac{H_{max} + H_{min}}{2};$$

$$h = H_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

При паралельному розташуванні осей парних циліндрів:

$$\alpha = 180^\circ; \quad \operatorname{tg} \alpha = 0; \quad h = 0,$$

тобто переміщення нитки не буде.

Загальна довжина нитки, що неперервно рухається на парних роликах може бути визначена по наступній наближеній формулі, що впливає з аналізу геометрії парних роликів.

$$L = 0,001(\pi \cdot D + 2H_0) \frac{l}{h}.$$

Усі величини, що входять у формулу мають розмірність у мм, довжина нитки визначається у метрах. Формула справедлива при однакових діаметрах роликів. Перетворивши її можна записати

$$L = 0,001(\pi \cdot D + 2H_0) \frac{l}{H_0 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,001l}{\operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{\pi \cdot D}{H_0} + 2 \right),$$

так як

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_{max} - H_{min}}{l},$$

$$H_{\max} - H_{\min} = l \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

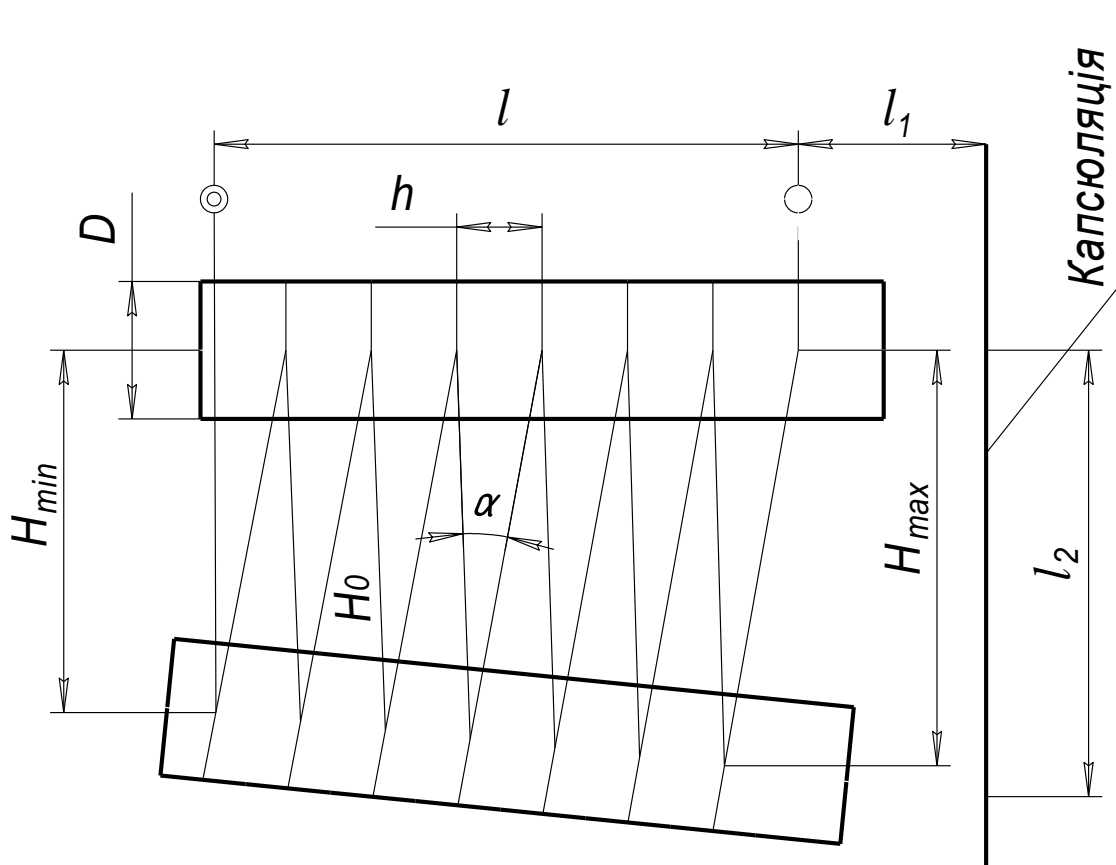


Рис. 53. Схема руху нитки по поверхні парних роликів  
 $l$  - відстань між направляючими вічками;  $l_1$  - відстань від вічка до стінки капсуляції;  $\alpha$  - кут нахилу нижнього ролика;  $h$  - крок нитки на роликах;  
 $H_0$  - середня відстань між осями парних роликів

Але, згідно рис. 53

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_2 - H_{\max}}{l_1}.$$

Отже

$$H_{\max} = l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$H_0 = l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{l \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2}.$$

Тоді

$$H_{\min} = H_{\max} - l \cdot \operatorname{tg} \alpha = l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - l \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$H_0 = \frac{H_{max} + H_{min}}{2} = \frac{l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - l \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2} =$$

$$= \frac{2l_2 - 2l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - l \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2} = l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{l \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2};$$

$$L = \frac{0,001l}{\operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{\pi \cdot D}{l_2 - l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{l \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2}} \right) + 2.$$

Крок витків нитки  $h$  при русі по поверхні парних роликів перемінний, але через незначний кут сходження ( $1^\circ - 2^\circ$ ), цю зміну можна не брати до уваги.

Більш компактним, але і більш складним механізмом неперервного накопичення і транспортування нитки є подвійний ребристий ролик (рис. 54). Конструкцію його краще розібрати разом з роботою. Гвинтова шестерня 1 приводить в обертання шестерню 2, установлену на валу 3. На цьому ж валу укріплений ребристий ролик 4. Другий ребристий ролик 5 розташований ексцентрично під кутом до першого і приводиться в обертання від нього. Внаслідок ексцентриситету втулки 6 нитка розташовується по поверхні подвійного ребристого ролика за наступним законом. По дузі  $\beta_1$  нитка лежить на ребрах зовнішнього ребристого ролика 5, по дугах  $\beta_2, \beta_4$  - на ребрах обох роликів, по дузі  $\beta_3$  на ребрах внутрішнього ролика.

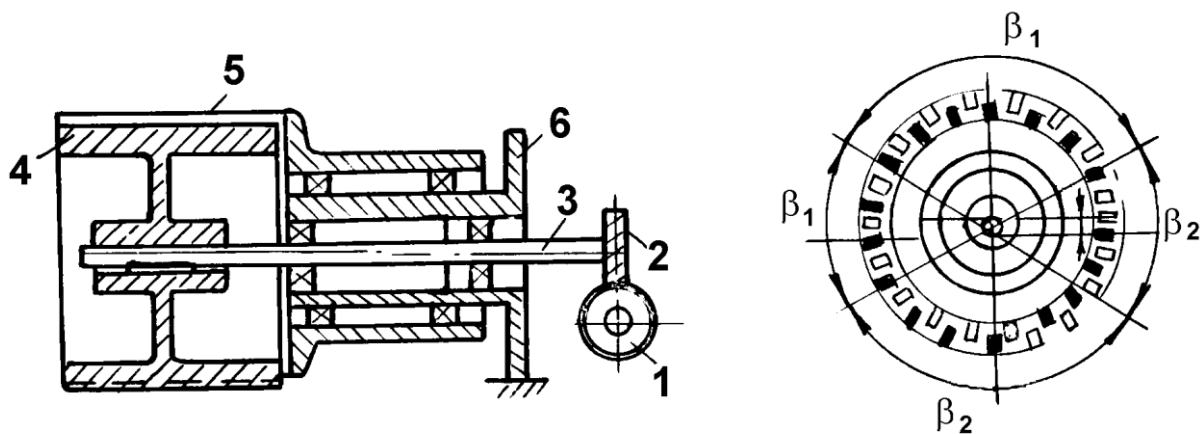


Рис. 54. Конструкція подвійного ребристого ролика

Завдяки перекосу осей ребристих роликів нитка на дузі  $\beta_3$  одержує осьове переміщення стосовно свого положення на дугах  $\beta_1, \beta_2$  і утворює гвинтове укладання. У залежності від конструктивного виконання і кількості ребер дуга  $\beta_1$  дорівнює дузі  $\beta_3$  і має величину від  $135^\circ$  до  $160^\circ$ .

Крок витка визначається по формулі

$$h = l \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де  $l$  - довжина проекції хорди дуги на основну площину ребристого ролика;  
 $\alpha$  - кут між осями ребристих роликів.

Основною площиною є площина, якій паралельні вісі обох ребристих роликів. Також як і парні ролики, подвійні ребристі ролики мають властивість повної самозаправки.

Парні ролики з осями, що сходяться під кутом, можуть бути скомпоновані в планетарно-обертвий механізм неперервного накопичення і транспортування нитки. Такі механізми знайшли застосування на деяких зразках машин неперервного процесу виготовлених у США (машина системи Кульяна). У конструкції такого механізму (рис. 55) навколо центрального барабана 1 встановлюють декілька планетарно-обертвових роликів 2 з меншими діаметрами і з вісями, розталованими під кутом одна до іншої і до осі барабана.

Швидкість руху нитки на механізмі неперервного накопичення і транспортування з планетарно-обертвовими роликами дорівнює

$$V = n_{\delta} \cdot A + \pi \cdot d_p n_p \text{ м/с.}$$

Крок розкладки нитки

$$h = m \cdot a \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ м.}$$

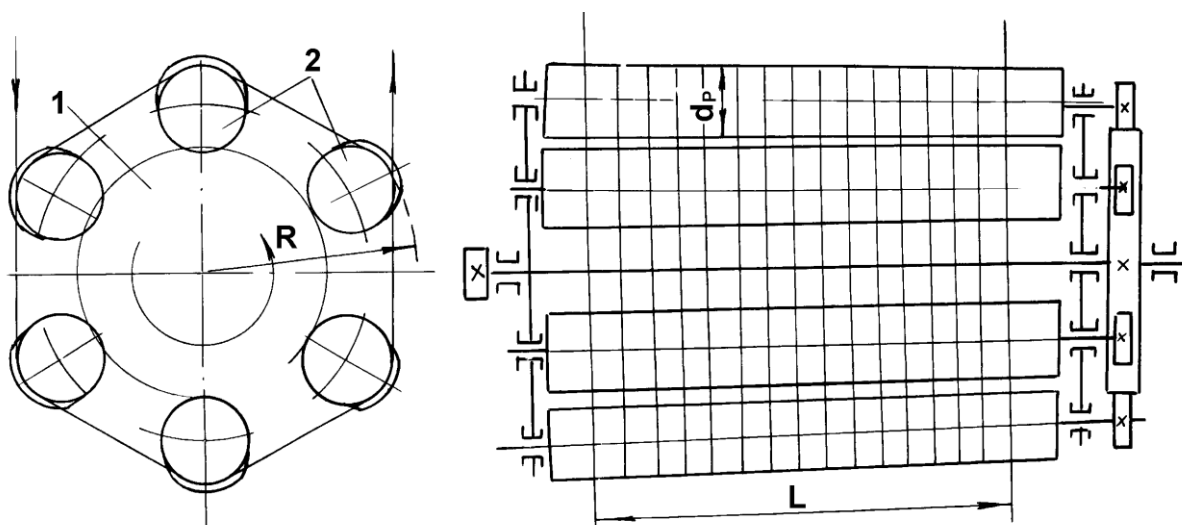


Рис. 55. Схема механізму неперервного накопичення і транспортування нитки з планетарно-обертвовими роликами

Загальна довжина нитки, що накопичується на механізмі

$$L = A \cdot \frac{l}{h} \text{ м,}$$

де  $A$  - периметр багатокутника, утвореного ниткою, що лежить на планетарних роликах 2.

Тоді

$$L = 2m \cdot R \cdot \sin \frac{180}{m} \cdot \frac{l}{m \cdot a \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2rl}{a} \cdot \frac{\sin \frac{180}{m}}{\operatorname{tg} \alpha},$$

де  $n_s$  - число об/с центрального барабана;  $n_p$  - число об/с планетарних роликів навколо своїх осей;  $d_p$  - діаметр планетарних роликів;  $m$  - число планетарних роликів;  $a$  - сторона багатокутника, утворена ниткою, що лежить на планетарних роликах;  $\alpha$  - кут між осями планетарних роликів і віссю центрального барабана;  $R$  - радіус кола, описаного по дотичній до зовнішньої поверхні планетарних роликів;  $l$  - довжина робочої частини планетарних роликів.

Процеси оздоблення нитки можна значно інтенсифікувати, застосувавши обробку зануренням нитки, що рухається, у розчин. Для цієї мети, крім занурених парних роликів застосовуються гідравлічні пристрої неперервного переміщення нитки, що представляють собою (рис. 56)  $U$  - образні інжекторні трубки, до входного кінця яких приєднані інжектори, що створюють певну швидкість і напрямок потоку оздоблювального розчину в трубці. Крім того, застосування інжектора забезпечує процес заправлення нитки за рахунок підсмоктування розчину з входної лійки. Для заправлення нитки досить опустити її кінець у входну лійку, а потім витягти, тільки вона з'явиться з розширеної вихідної ділянки  $U$  - образної трубки.

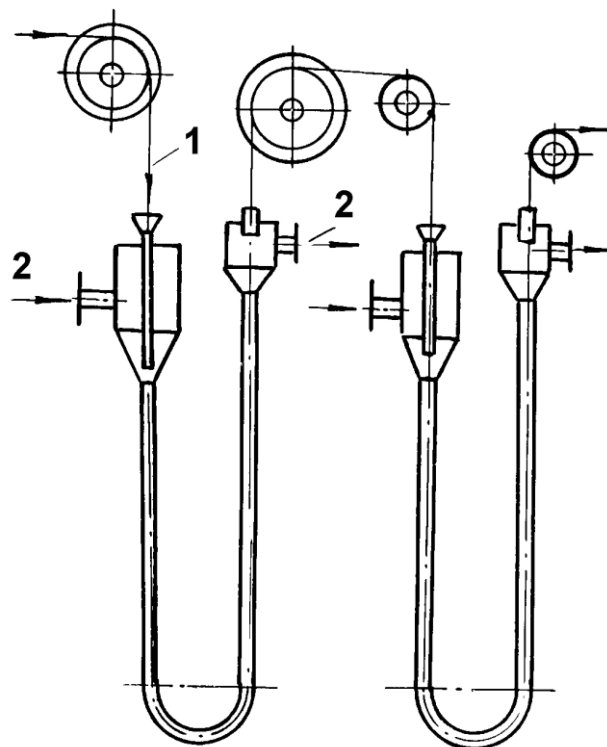


Рис. 56. Схема гідравлічного пристрою неперервного переміщення нитки  
1 – нитка; 2 – робочий розчин

Встановлюючи послідовно у вигляді каскаду ряд таких пристроїв можна

вписатися в малі габарити і здійснювати необхідні технологічні режими обробки нитки. Недоліком гідравлічних пристроїв неперервного транспортування нитки є підвищені витрати енергії, необхідної для забезпечення інтенсивної рециркуляції і створення тиску робочих розчинів. Широке застосування для оздоблення груп ниток, що неперервно-рухаються, знайшли жолоба з паралельною проводкою і зануренням (рис. 57), що, звичайно, займають велику площу, але разом з тим мають ряд переваг:

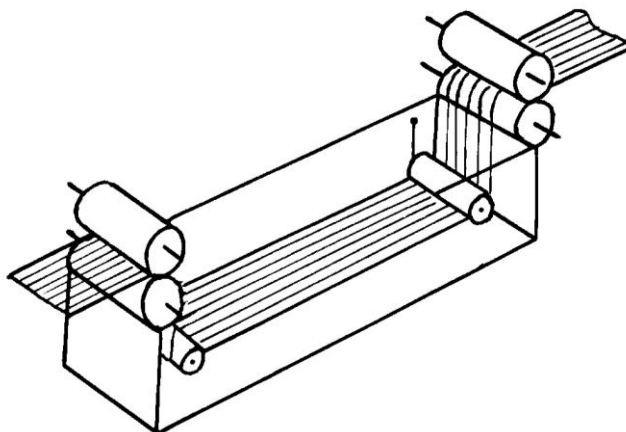


Рис. 57. Схема жолоба з паралельною проводкою і зануренням у розчин ниток, що рухаються

1 Простоту конструкції, що значно спрощує технологічне і механічне обслуговування і знижує загальну вартість устаткування.

2 Дозволяє значно скоротити витрату тепла за рахунок зменшення поверхні випару робочих розчинів, а також за рахунок скорочення вентиляційних потужностей.

3 Забезпечує більш стійке дотримання режимів робочих параметрів по температурі і складу робочих розчинів.

4 Поліпшує умови захисту робочого персоналу від виділення шкідливих речовин, які в жолобі легко уловлюються.

5 Дозволяє значно скоротити довжину трубопроводів, що розподіляють робочі розчини і спростити схему їх розводки, а також заощаджувати електроенергію, через скорочення об'ємів циркулюючих робочих розчинів і зниження опорів трубопроводів.

### **3.8 Розрахунок товщини граничного шару на заглибному ролику механізму обробки машин неперервного процесу**

При взаємодії зануреного ролика механізму неперервного накопичення і переміщення нитки, використовуваного в якості оздоблюваного пристрою з робочим розчином, в зоні контакту оброблюваної нитки із оздоблюваною рідиною на поверхні ролика утворюється граничний шар.

У зв'язку з цим постає задача визначити поперечні розміри цього граничного шару і характер руху в ньому розчину для того, щоб знайти шляхи інтенсифікації процесу оздоблення. Рух поверхні зануреного ролика в



оздобленому розчині можна представити, як переміщення нескінченної прямолінійної стрічки в нерухомій рідині, яка знаходиться між двома прямолінійними твердими стінками. Це необхідно для того, щоб визначити характеристики граничного шару і скласти аналітичну модель досліджуваного явища.

Зневажаючи кривизною контуру ролика ми не враховуємо нормальну складову прискорення часток рідини в граничному шарі, що не вносить значних похибок в результаті розрахунку. Допущення нерухомості розчину означає, що прийнята до розрахунку швидкість поверхні ролика відносно розчину буде трохи завищена.

Для того, щоб вирішити поставлену задачу необхідно знайти закон розподілу швидкостей руху розчину в граничному шарі. Приймаючи, що відстань між стінками (рис. 58) дорівнює довжині зануреної в розчин частини ролика і накладаючи на систему швидкість рівну, але протилежну за знаком, швидкості руху стрічки, тобто вважаючи стрічку нерухомою, а розчину надаючи швидкість, рівну швидкості стрічки, але направлену у протилежну сторону, можна вважати, що граничний шар буде розвиватися від нульового значення в точці *A* виходу стрічки з рідини до свого максимального значення, рівного  $\delta$  в точці *B* входу стрічки в рідину, тобто прямо протилежно тому, як це відбувається в дійсності. Ця обставина не є принциповою і при розгляді в зворотній системі координат даний випадок може бути зведений до обтікання стрічки потоком розчину.

Розглянувши плоско-паралельний встановлений рух в'язкого нестисливого оздоблювального розчину в граничному шарі описується системою диференціальних рівнянь у частинних похідних, запропонованих Прандтлем.

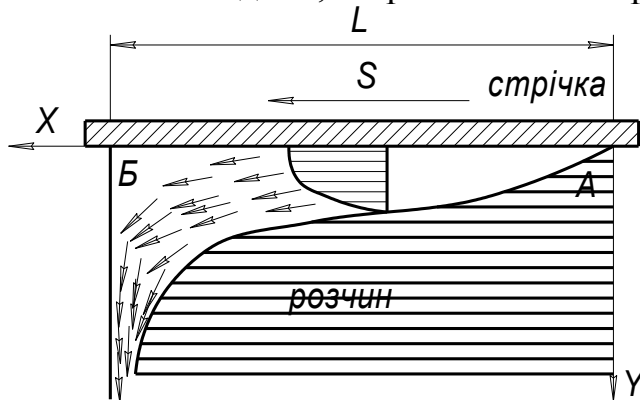


Рис. 58. Схема обтікання стрічки потоком розчину

$$\begin{cases} U = \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \nu \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}; \\ \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \end{cases} \quad (159)$$

де  $U, V$  - відповідно швидкості руху розчину в граничному шарі вздовж осей  $X$  і  $Y$ ;  $\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості оздоблювального розчину.

Для спрощення рішення припустимо, що швидкість по всьому граничному шарі розподіляється по лінійному закону. Тоді друга похідна цієї закономірності буде дорівнює нулю.

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} = 0. \quad (160)$$

Інтегруючи двічі рівняння (160) у межах від 0 до  $Y$  одержимо

$$U = CY + D. \quad (161)$$

Значення постійних  $C$  і  $D$  визначимо з граничних умов,

при  $Y = \delta, U = 0,$  при  $Y = 0, U = S,$

де  $\delta$  - товщина граничного шару;  $S$  - лінійна швидкість ролика.

Перша гранична умова випливає з припущення нерухомості розчину поза граничного шару; друга - з того, що розчин, змочуючи поверхню оздоблювального ролика і володіючи кінематичною в'язкістю, прилипає до поверхні ролика і захоплюється їм.

Вирішуючи рівняння (161) у зазначених граничних межах визначаємо

$$C = -\frac{S}{\delta}; D = S.$$

Підставляючи знайдені значення в рівняння (161) одержимо

$$U = S\left(1 - \frac{Y}{\delta}\right); \quad (162)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{Y}{\delta^2} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \cdot S; \quad (163)$$

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{S}{\delta}. \quad (164)$$

Рівняння (162) являє собою наближений закон зміни розподілу швидкості по перетину граничного шару. Для знаходження складової швидкості вздовж осі використовуємо рівняння нерозривності потоку.

$$V = -\int_0^Y \frac{\partial U}{\partial X} \cdot \partial Y. \quad (165)$$

Підставляючи в рівняння (165) вираз (163) і проводячи інтегрування в зазначених межах, будемо мати

$$V = -\frac{Y^2}{2\delta^2} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \cdot S. \quad (166)$$

Для проведення другого наближення знайдені значення  $U, S, \frac{\partial U}{\partial X}$  і  $\frac{\partial U}{\partial Y}$  підставимо у вихідне рівняння (159) граничного шару

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} = \frac{S^2}{\nu} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \left( \frac{Y}{\delta^2} - \frac{Y^2}{2\delta^3} \right). \quad (167)$$

Інтегруючи рівняння (167) двічі в зазначених межах одержимо

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{S^2}{\nu} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \left( \frac{Y^2}{2\delta^2} - \frac{Y^3}{6\delta^3} \right) + C_1; \quad (168)$$

$$U = \frac{S^2}{\nu} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \left( \frac{Y^3}{6\delta^2} - \frac{Y^4}{24\delta^3} \right) + C_1 Y + D_1. \quad (169)$$

Значення  $C_1$  і  $D_1$  визначимо, виходячи з наступних граничних умов:

$$Y = \delta_1; \quad \frac{\partial U}{\partial Y} = 0; \quad Y = 0; \quad U = S.$$

Звідси

$$C_1 = -\frac{S^2}{3\nu} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X}; \quad D_1 = S.$$

Підставляючи знайдені значення  $C_1$  і  $D_1$  у рівняння (169) одержимо вираз, що визначає закон розподілу швидкостей у граничному шарі розчину, який знаходиться в контактi з оздоблювальним роликом.

$$U = S \left[ \frac{S}{\nu} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial X} \left( \frac{Y^3}{6\delta^2} - \frac{Y^4}{24\delta^3} - \frac{Y}{3} \right) + 1 \right]. \quad (170)$$

Визначимо  $\frac{\partial \delta}{\partial X}$  використовуючи рівняння (170) при наступних граничних умовах:  $Y = \delta; U = 0$ .

Тоді

$$\frac{\partial \delta^2}{\partial X} = \frac{24}{5} \cdot \frac{\nu}{S \cdot \delta}. \quad (171)$$

Інтегруючи вираження (171) у межах від 0 до  $\delta$  і від 0 до  $X$ , одержимо

$$\frac{\delta^2}{2} = \frac{24}{5} \cdot \frac{\nu \cdot X}{S} + C_2. \quad (172)$$

Оскільки при вході ролика в рідину граничний шар на ньому відсутній, то при  $X = 0, \delta = 0$ , і, відповідно,  $C_2 = 0$ .

Остаточно будемо мати

$$\delta = 3,1 \sqrt{\frac{\nu \cdot X}{S}} . \quad (173)$$

Підставивши отримане значення похідної  $\frac{\partial \delta}{\partial X}$  в рівняння (170), одержимо закон розподілу швидкостей у граничному шарі оздоблювального розчину при обертанні в ньому зануреного оздоблювального ролика.

$$U = S \left[ \frac{24}{5\delta} \left( \frac{Y^3}{6\delta^2} - \frac{Y^4}{6\delta^3} - \frac{Y}{3} \right) + 1 \right] . \quad (174)$$

Для аналізу отриманого закону перейдемо до безрозмірної координати  $\rho = \frac{Y}{\delta}$  і запишемо багаточлен, який стоїть в круглих дужках по зростаючим степеням членів, які входять до нього. Тоді вираження (174) після нескладних перетворень прийме вигляд

$$U = S \left[ 1 - \left( 1,6\rho - 0,8\rho^3 - 0,2\rho^4 \right) \right] . \quad (175)$$

Аналіз залежності (175) представлений у вигляді графіка (рис. 59) показує, що при віддаленні від поверхні ролика, зануреного в оздоблювальний розчин, швидкість у граничному шарі знижується спочатку по лінійному закону на протязі приблизно половини граничного шару. На останній ділянці вплив сил в'язкості починає слабшати, що приводить до скривлення профілю швидкості.

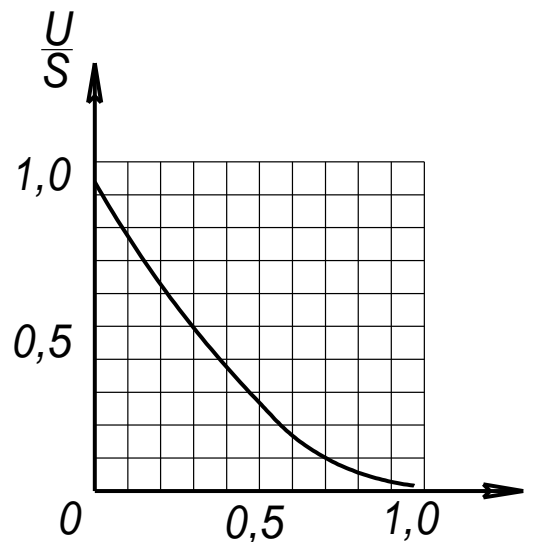


Рис. 59. Аналіз залежності  $\frac{U}{S}$  до  $\eta$  згідно виразу (175)

Зміна товщини граничного шару розраховується по рівнянню (173) і може бути представлена сімейством кривих (рис. 60), кожна з яких відповідає визначеній швидкості обертання оздоблювального ролика зануреного в розчин.

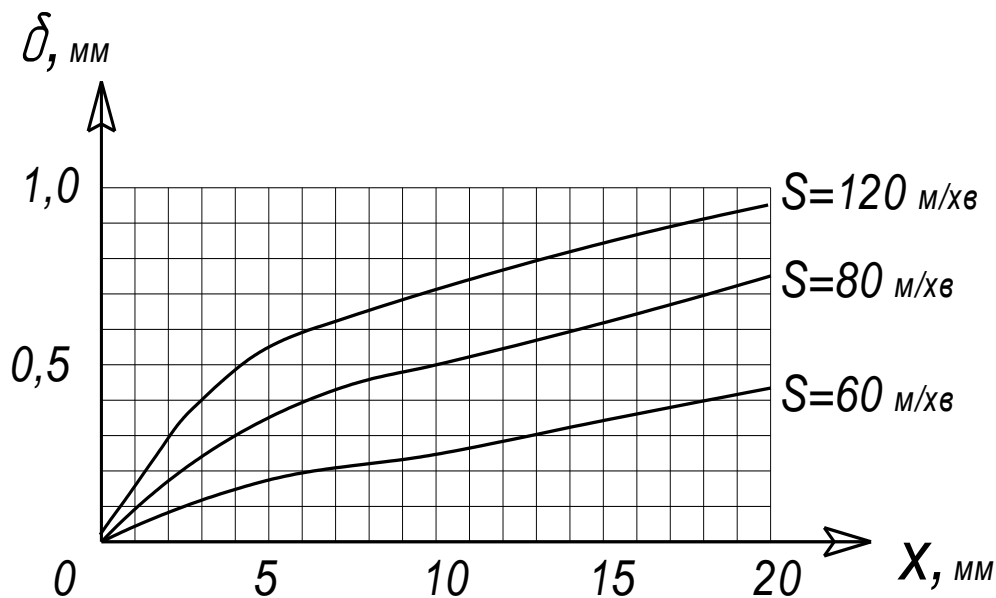


Рис. 60. Зміна товщини граничного шару в залежності від шляху, який проходить ролик у ванні

Числовий приклад виконаний для наступних значень фізичних констант оздоблювального розчину.

Густина оздоблювального розчину  $\rho = 1,293 \text{ г/см}^3$ .

Коефіцієнт кінематичної в'язкості розчину  $\mu = 0,863 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2/\text{с}$ .

Коефіцієнт динамічної в'язкості розчину  $\nu = 1,117 \cdot 10^{-2} \text{ г/см}\cdot\text{с}$ .

Швидкість обертання ролика  $S = 60, 80, 120 \text{ м/хв}$ .

Характер кривих показує, що при зануренні в розчин поверхні ролика граничний шар на ній стрімко зростає і вже на відстані 5 мм досягає величини 0,4 - 0,6 мм. При подальшому обертанні ролика товщина граничного шару збільшується за майже лінійною залежністю.

Якщо порівняти товщину граничного шару з товщиною нитки, що оздоблюється, умовний діаметр якої при  $T = 16,4$  дорівнює 0,12 мм, то очевидно, що вже на відстані 10 мм від точки початку занурення, нитка цілком знаходиться в граничному шарі. Виходячи з цього, стає очевидним, що час оздоблення залежить від того, наскільки інтенсивно проходять тепло і масообмінні процеси в граничному шарі між ниткою і оздоблювальним розчином.

Як відомо, швидкість переносу тепла і маси речовини в рідині визначається режимом її руху. Якщо частки рідини рухаються упорядковано, ламінарно, то теплообмін у ній відбувається за рахунок явищ природної конвекції, а масообмін носить дифузійний характер.

При турбулентному руху рідини ці процеси значно прискорюються, внаслідок хаотичного руху самих часток у потоці. У зв'язку з цим, важливого значення набуває питання про режим руху розчину в граничному шарі. Оскільки режим руху характеризується критерієм Рейнольдса і

$$R_{e \text{ кр.}} = 2300,$$

$$\text{де } R_e = \frac{S \cdot \delta}{\nu},$$

то, як показали розрахунки, в основному для всіх конструкцій оздоблювальних роликів, один із яких працює зануреним, обробка нитки оздоблювальним розчином відбувається в граничному шарі, характер руху якого - ламінарний, і для інтенсифікації процесу оздоблення необхідно цей шар турбулізувати на всьому протязі занурення поверхні ролика.

Для розрахунку потужності, необхідної на обертання ролика в оздоблювальному розчині, можна визначити зусилля тертя, що виникає в граничному шарі, прийнявши за основу фундаментальну гіпотезу Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial Y}.$$

Зокрема, зусилля тертя, що виникає на поверхні ролика, визначається з наступного вираження:

$$\tau_0 = \mu \left( \frac{\partial U}{\partial Y} \right)_{Y=0} = \frac{S \cdot \mu}{\delta}. \quad (176)$$

Підставляючи в рівняння (176) значення товщини граничного шару  $\delta$ , з рівняння (173) одержимо

$$\tau_0 = 0,336 \sqrt{\frac{\mu \cdot \rho \cdot S^3}{X}}. \quad (177)$$

Повну силу опору обертанню ролика довжиною  $l$  в розчині, з довжиною зануреної поверхні  $\delta$ , можна визначити з наступного виразу

$$f = l \int_0^{\delta} \tau_0 dX = 0,672l \sqrt{\mu \cdot \rho \cdot \delta \cdot S^3}. \quad (178)$$

Потужність, затрачувана на подолання опору розчину при обертанні зануреного ролика буде дорівнювати

$$N = \frac{f \cdot S}{102}. \quad (179)$$

### 3.9 Приймальні механізми, класифікація, призначення, застосування, технічні вимоги, переваги, недоліки

Приймальні механізми машин для формування хімічних волокон з розчинів служать для намотування ниток, що неперервно формуються у пакування певної форми, структури і ваги.

В якості приймальних механізмів при формуванні текстильних і технічних ниток застосовують: бобіни, електроцентрифуги, кільцеві веретена, ковпачкові веретена, мотовила та ін. Ряд цих механізмів окрім приймання дозволяє здійснити одночасно і крутіння сформованої нитки, причому крутильні органи є органічною конструктивною частиною всієї машини.

На машинах неперервного процесу, потокових лініях і агрегатах приймання відбувається на останньому переході. Нитки, як правило, приймаються на кільцекрутильні веретена, джгутове штапельне волокно укладається в контейнери або пачки.

Форма, структура і вага пакувань повинні відповідати умовам наступних технологічних процесів обробки ниток, які можуть складатися з наступних операцій:

- промивання й обробки ниток різними хімічними розчинами;
- сушіння;
- зволоження або кондиціонування;
- крутіння або підкручування;
- перемотування в інші, більш транспортабельні і зручні для подальшої переробки пакування.

Вибір конструкції приймального механізму повинен здійснюватися з урахуванням наступних операцій технологічного процесу. Найбільш складна і відповідальна операція промивання, при якій робочі рідини рухаються через товщу намотки нитки, і щоб цей процес протікав успішно, до структури намотки пакувань висуваються особливі вимоги. Тому, звичайно, у першу чергу, при виборі типу пакувань і приймального механізму при проектуванні машини для формування хімічних волокон з розчинів доводиться враховувати умови наступної мокрої обробки нитки.

Другим фактором, що впливає на вибір типу пакування, а, отже і приймального механізму, є властивість ниток усідати при промиванні й особливо при сушінні.

І третім фактором є швидкість формування, від якої залежить доцільність і можливість суміщення процесу крутіння нитки з процесом приймання і формування пакувань.

При формуванні ниток зі швидкостями до 100 м/хв завжди необхідно застосовувати приймально-крутильні механізми. Навіть при більш високих швидкостях формування до 500 - 600 м/хв також доцільно застосовувати в якості приймальних механізмів кільцекрутильні веретена, що при швидкості обертання 8 -10 тис. об/хв забезпечують крутіння нитки 16 - 20 витків на метр, що полегшує наступне підкручення, поліпшує прохідність, зменшує кількість відходів.

Пакування з ниткою, які формуються на приймальних механізмах машин для формування з розчинів, підрозділяються на: м'які пакування, що складаються з однієї нитки; до них відносяться куличі, одержувані в кружках електроцентрифуг, куличі, одержувані при безбабінному намотуванні і *мотки*, одержувані при прийманні сформованої нитки на мотовила; жорсткі пакування,

що складаються з нитки, намотаної на жорсткий патрон, катушку, шпулю, бобіну. У промисловості широко застосовуються обидва види пакувань. М'які пакування дозволяють наступну вільну усадку нитки по всіх шарах намотки, що дозволяє одержувати нитку з більш рівномірними властивостями. Крім того, застосовуючи м'яке пакування виробництву немає необхідності обзаводитися дорогим парком шпуль, бобін, катушок і т.д. Недоліком м'яких пакувань є їх підвищена заплутаність, і, як наслідок цього, великий відсоток відходів.

При високих швидкостях формування звичайно широко застосовується приймання нитки на жорсткі пакування.

Для одержання якісної нитки і збереження сприятливих умов її подальшої обробки вирішальне значення має структура і форма намотки нитки в пакуваннях, які одержують на приймальних механізмах. Найбільш розповсюдженими формами пакувань є: на бобінах - циліндричні з прямими торцями, циліндричні зі скошеними торцями; у куличках - циліндрична з незначною конусністю по всій висоті намотування; на шпулях і катушках - у формі початку циліндричної, пляшкової або складної конфігурації.

Приймання нитки і формування пакувань можуть здійснюватися різними способами. Відповідно до цього розрізняють наступні структури намотування: паралельну, стільникову, застелювальну, які утворюються при відповідній швидкості нитководія.

Для одержання необхідних структур застосовують різні закони руху нитководія, найкращі результати із яких при формуванні пакувань дають наступні:

- 1 Амплітуда ходів нитководія постійна, швидкість періодично змінюється.
- 2 Амплітуда нитководія перемінна зі зрушеннями її періодично в обидві сторони.
- 3 Амплітуда ходу нитководія поступово і рівномірно скорочується.
- 4 Амплітуда ходів нитководія поступово скорочується синхронно зі зміною діаметра намотки.
- 5 Амплітуда ходів нитководія поступово скорочується зі зрушеннями її в обидві сторони.
- 6 Амплітуда ходів нитководія постійна з поступовим зрушенням її в одну сторону.

При прийманні нитки в кухоль електроцентрифуги застосовують перший закон руху лійки, при намотуванні нитки на бобіни, можуть застосовуватися всі закони, за винятком шостого, при намотуванні нитки на патрони і шпулі всі, за винятком четвертого.

Найбільш доцільним законом руху нитководія при намотуванні нитки на бобіни є закон, коли амплітуда нитководія постійно і рівномірно скорочується протягом наробітки всього пакування (рис. 61). При такому законі руху нитководія відсутня можливість зміни швидкості приймання нитки за рахунок укладання її на конічні краї пакування, нитка завжди приймається тільки на циліндричну частину.



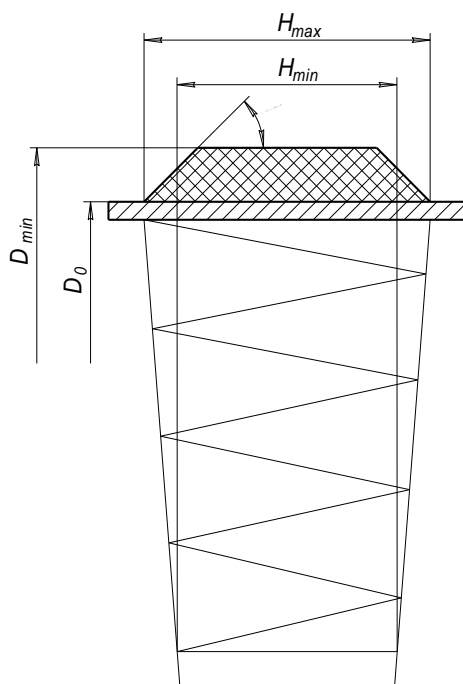


Рис. 61. Форма пакування, одержувана при постійному і рівномірному скороченні ходу водила нитки

Головною вимогою до приймальних механізмів є: забезпечити формування пакування необхідної структури і форми, бути надійним у роботі, простим в експлуатації, безпечним, не давати дефектів намотки у вигляді стрічок і джгутів, що періодично з'являються на утворюючій поверхні пакування, і являються наслідком погрішностей розрахунку механізму розкладки.

### 3.10 Бобінотримачі і бобіни, технічні вимоги, конструкції, робота, розрахунок бобін на міцність

Бобінотримачем називається пристрій або механізм, призначений для точного центрування і утримання, під час наробітку з'йому, бобіни або шпулі. Як відомо, для одержання якісної нитки, що має високу рівномірність по товщині і фізико-механічних властивостям необхідні три умови:

- 1 Однорідність складу розчину волокнотвірного полімеру.
- 2 Рівномірна і постійна його подача дозуючим насосом.
- 3 Постійна швидкість намотування нитки.

У випадку недостатньо точного центрування бобіни на бобінотримачі миттєві швидкості намотування нитки можуть виявитися різними, а це неодмінно позначиться на погіршенні властивостей нитки і може привести до можливості такого виду браку нитки, як "зебра".

А оскільки колова швидкість бобіни –  $V_{\sigma} = \pi D_n = 2\pi r n$ , то миттєві швидкості бобінотримача, що має биття (рис. 62)

$$V_1 \neq V_2, \text{ так як } r_1 < r_2.$$

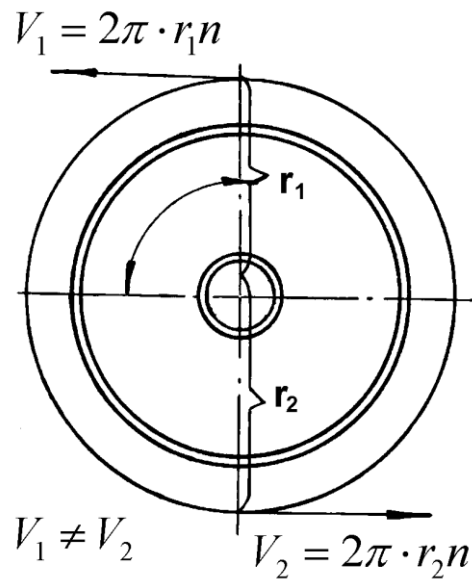


Рис. 62. Схема бобінотримача, що має радіальне биття

Таким чином ясно, що однією з основних технічних вимог, що висуваються до бобінотримача є точність центрування бобіни, відсутність радіальних биттів, збалансованість, як статична, так і динамічна, висока надійність закріплення бобіни.

В даний час відома велика кількість конструкцій бобінотримачів з різними принципами затиску бобіни, однак у виробництві хімічних волокон з розчинів знайшло широке застосування два типи:

1 Кулачкові бобінотримачі (рис. 63).

2 Бобінотримачі з рухливим гумовим кільцем (рис. 64).

Для утворення жорсткої пакування на бобінотримач встановлюють бобіну - порожній циліндр із металу або пластмаси, на якому і відбувається намотування нитки.

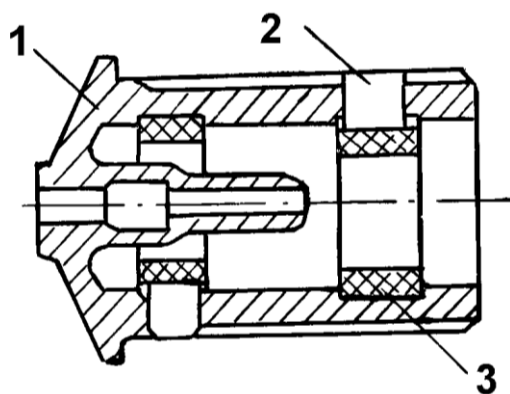


Рис. 63. Кулачковий бобіно тримач

Бобіни повинні задовольняти наступним вимогам:

- мати корозійну стійкість стосовно хімічних реагентів, які застосовуються, як при формуванні нитки, так і при її оздобленні;
- мати високу механічну міцність;

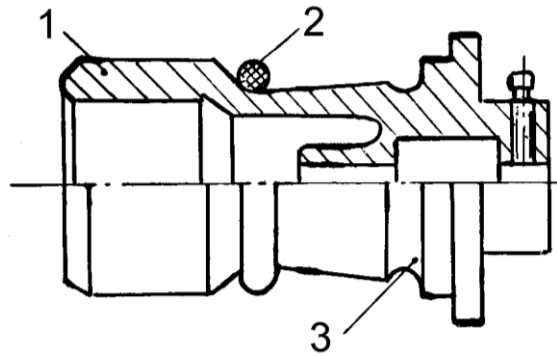


Рис. 64. Бобінотримач з рухливим гумовим кільцем

- витримувати температуру до  $100^{\circ}\text{C}$ ;
- мати незначну вагу;
- мати правильну і рівномірну перфорацію, необхідну при оздобленні нитки.

При виробництві віскозних ниток широке застосування знайшли бобіни штамповані з чистого алюмінію  $Al\ 99,9\%$  з товщиною стінок 2-3 мм. Поверхня бобін з відступом 10 - 15 мм від торців перфорується, діаметр отворів 2 - 3 мм, відстань між отворами 8 - 10 мм, розташування їх у шаховому порядку (рис. 65).

Електричне веретено разом з кухлем і апаратурою керування має назву електроцентрифуги і по своєму призначенню служить приймальним пристроєм для формування м'якого пакування - куліча на формуючих машинах центрифугального типу.

Від конструкції електроцентрифуги, ступеня її досконалості, надійності залежать продуктивність машини, продуктивність праці, витрата електроенергії, якість ниток, які формуються, санітарно-гігієнічні умови праці.

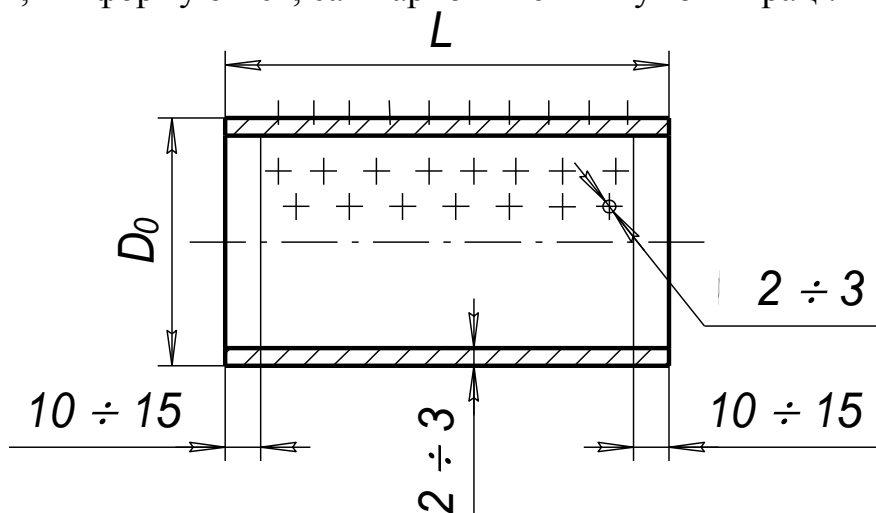


Рис. 65. Схема розташування отворів на алюмінієвій бобіні

### 3.11 Електроцентрифуги формувальних машин, призначення, конструкція, робота, розрахунок і проектування

Електроцентрифуга працює в дуже тяжких умовах - високі швидкості

обертання, тривалий режим роботи, висока агресивність навколишнього середовища і т.д.

Кухоль електроцентрифуги (рис. 66) складається з корпусу з днищем, п'яти і кришки. У верхній частині корпусу є виїмка для установки гумового фіксуєчого кільця. Сам корпус має злегка конічну форму для того, щоб полегшити виїмку куліча з кухля. Бокова поверхня кухля має отвори для виходу робочого розчину, який віджимається при роботі електроцентрифуги. У п'яту кухля запресована бронзова втулка для посадки кухля на посадку електроверетена. Матеріалами, з яких виготовляють кухлі електроверетен є: алюміній, армований текстоліт, бакеліт. Найбільш поширені в промисловості алюмінієві кухлі, які з метою підвищення корозійної стійкості стосовно агресивного середовища, покриті бакелітовим лаком.

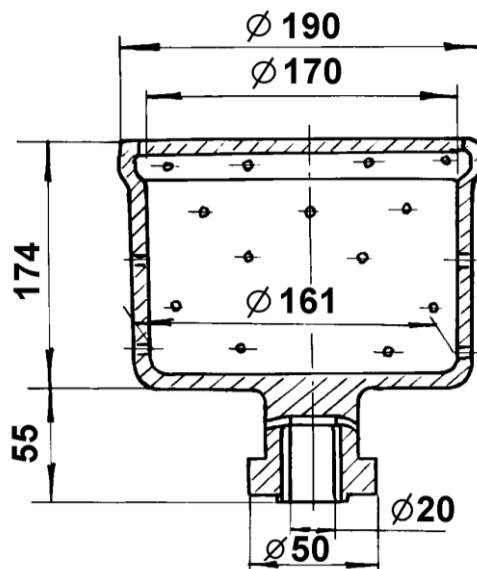


Рис. 66. Кухоль електроцентрифуги

Найбільш важливими технічними вимогами, які висовуються до кухля, є: гарна збалансованість і відсутність радіальних биттів, висока чистота внутрішньої і зовнішньої поверхонь і висока корозійна стійкість.

Потужність, споживана на обертання кухля визначається в основному тертям зовнішньої поверхні об повітря і переміщенням повітря (вентиляційним ефектом). Ця потужність залежить від наступних факторів:

- розмірів і форми кухля;
- швидкості обертання;
- стану зовнішньої поверхні кухля;
- збалансованості кухля;
- форми і конструкції гнізда, у якому розміщений кухоль.

Маса кухля і маса куліча не мають особливого значення і практично не впливають на споживану потужність.

Визначення потужності, необхідної для обертання кухля електроцентрифуги, відбувається по наступній формулі

$$N = Cn^K D^4 H ,$$

де  $C$  - константа, що залежить від форми кухля, форми гнізда, чистоти поверхні кружки;  $n$  - частота обертання кухля;  $K$  - показник ступеня, що коливається в межах 2,0 - 3,0 в залежності від режиму роботи кухля і від того, наскільки близький цей режим до критичного;  $D$  - зовнішній діаметр кухля в метрах;  $H$  - висота кухля в метрах.

Принцип роботи електроцентрифуги полягає в наступному: мокра некручена нитка подається витяжним диском 1, надходить через лійку 2 усередину кухля 3, як це показано на (рис. 67). Кухоль змонтований на електроверетені 4, шпindelь якого може мати швидкість обертання до 2000 рад/с. Виходячи за обертанням кружки, нитка скручується без утворення балона, відкидається відцентровою силою від осі обертання і, внаслідок відставання від обертання кухля, намотується на її внутрішню бічну поверхню.

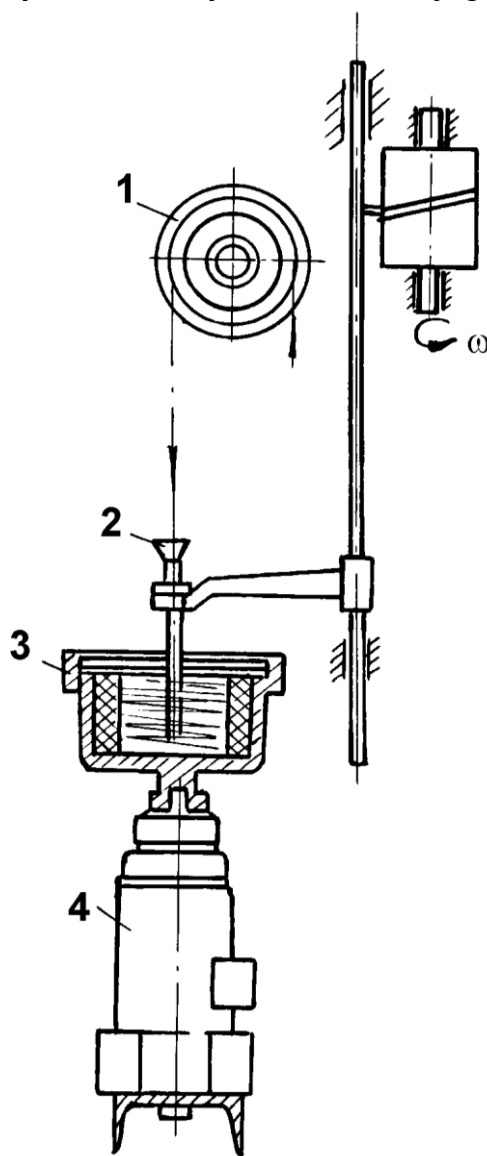


Рис. 67. Схема приймання сформованої нитки в кухоль електроцентрифуги

Лійка 2, роблячи зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку розкладає нитку по висоті кухля від периферії до центру, утворюючи

пакування, що називається кулічем. Внаслідок намотування нитки швидкість її буде менше, ніж швидкість кухля на число обертів, що йдуть на намотування. Отже, величина крутки буде дорівнювати

$$K = \frac{n_K}{V_H} - \frac{1}{\pi \cdot D} \quad (180)$$

Для аналізу натягу нитки між витяжним диском і лійкою, який залежить від величини відцентрової сили, що розвивається відрізком нитки, який знаходиться усередині кухля, розглянемо елемент нитки, намотуваної в пакування (рис. 68).

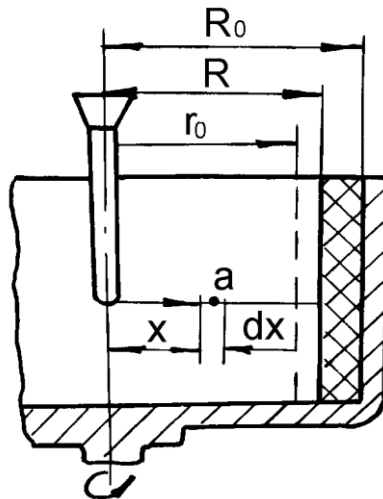


Рис. 68. Схема руху нитки усередині кухля електроцентрифуги

Якщо позначити через  $R$  - внутрішній радіус куліча, якому приблизно дорівнює довжина нитки між лійкою і шаром намотки; через  $\rho$  - лінійну густину, рівну масі одиниці довжини нитки; через  $\omega$  - кутову швидкість обертання нитки, що для спрощення розрахунків, приймається рівній швидкості обертання кухля, то відрізок нитки  $dX$ , взятий на відстані  $X$  від осі обертання кухля буде мати масу

$$dm = \rho dX, \quad (181)$$

і розвивати у напрямку від осі обертання кухля вздовж нитки відцентрову силу

$$dF = dm \omega^2 X = \rho \cdot \omega^2 \cdot X \cdot dX. \quad (182)$$

Інтегруючи цей вираз в межах від  $X$  до  $R$  знайдемо величину сили натягу нитки в точці на відстані від осі обертання кружки

$$F = \rho \cdot \omega^2 \int_X^R X dX = \frac{\rho \omega^2}{2} (R^2 - X^2). \quad (183)$$

З аналізу цього виразу випливає, що при будь-якій величині радіуса, що змінюється від  $R_0$  на початку наробітку куліча до  $r_0$  в кінці наробітку,

найбільший натяг

$$F_{\max} = \frac{\rho \varpi^2 R^2}{2}, \quad (184)$$

нитка буде мати коли  $X = 0$ , тобто для самої лійки і найменше  $F_{\min} = 0$  при  $X = R$ , тобто біля внутрішнього шару куліча.

Отже, натяг нитки між витяжним диском і лійкою буде визначатися: на початку намотування куліча

$$F_1 = \frac{\rho \varpi^2}{2} R_0^2, \quad (185)$$

і наприкінці намотування куліча

$$F_2 = \frac{\rho \varpi^2}{2} r_0^2, \quad (186)$$

причому всередині кухля біля поверхні куліча натяг нитки в обох випадках дорівнює нулю.

Через підвищений натяг нитки на початку наробітку куліча на машинах центрифугального типу спостерігається підвищена обривність, а саме головне можлива зміна фізико-механічних властивостей нитки, що формується, то з метою усунення цього шкідливого впливу зміни натягу на сучасних машин передбачена зміна протягом наробітку з'йому швидкості формування і витяжки.

Крім того, при конструюванні приймально-крутильних органів центрифугального типу необхідно вибирати габарити кухля і швидкість обертання його такий, щоб при високій продуктивності машини, натяг нитки не перевищував її міцності в мокрому вигляді, тобто, щоб забезпечувався стабільний процес приймання.

Для розрахунку кухля електроцентрифуги на міцність будемо вважати, що стінки кухля витримують напруження на розрив від відцентрових сил, що притискають куліч до стінок і тим самим тисне на них; і від відцентрових сил, що виникають у стінці порожнього кухля, що обертається.

Перша складова рівномірно тисне на стінки кухля, причому цей тиск досягає максимуму наприкінці циклу намотування, так як в цей момент куліч має максимальну вагу. Друга складова є постійною, не залежить від товщини стінки.

Обчисливши сумарну величину напружень від обох складових і порівнявши її з допустимою, і робимо розрахунок стінки кухля на міцність.

Відцентрова сила, що розвивається в обертовому мокрому кулічу (рис. 69)

$$C_1 = \frac{\pi(R^2 - r^2) \cdot h \gamma \pi^2 n^2 \left(\frac{R+r}{2}\right)}{900g} . \quad (187)$$

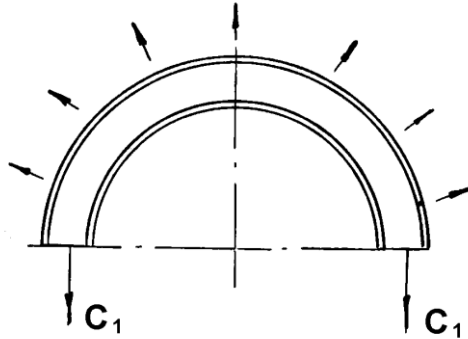


Рис. 69. Схема дії сил в обертовому мокрому кулічу

Напруження, виникаюче від цієї сили знаходимо допустивши, що ця сила створює напруження на розрив у двох меридіанних перетинах кухля

$$F_{cm} = 2\epsilon h ;$$

$$\sigma_1 = \frac{C_1}{F_{cm}} . \quad (188)$$

Напруження, виникаюче від відцентрової сили, що діє на стінки порожнього обертового кухля, дорівнює

$$\sigma_2 = \frac{\gamma \cdot V^2}{g} , \quad (189)$$

де  $\gamma$  - об'ємна вага матеріалу кухля;  $V$  - колова швидкість обертання кухля;  $g$  - прискорення сили ваги.

Сумарне напруження дорівнює

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 . \quad (190)$$

Отримане напруження порівнюємо з допустимим

$$\sigma \leq [\sigma] , \quad (191)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме напруження (для алюмінієвого сплаву  $[\sigma] = 65$  МПа).

Розрахунок, проведений таким чином, є наближеним, тому що дійсна картина дії сил на стінки обертового кухля є складнішою.

По-перше, відцентрова складова, що притискає куліч до стінки кухля і тисне на нього зсередини, якоюсь мірою сприймається силами пружності ниток куліча, а тому точний підрахунок цієї складової представляє великі труднощі.

По-друге, якби підрахувати напруження в стінках кухля з урахуванням розчину осаджувальної ванни, який попадає з ниткою в кухоль і віджимається



в ній, то величина напруження була б значно вище, однак рух розчину через отвори в стінці кухля викликає за собою спадання в ній напруження.

І, нарешті, наявність у стінці кухля отворів викликає концентрацію напружень, що будуть набагато вище одержуваних по звичайних формулах для розрахунку посудин з урахуванням впливу отворів.

Електроверетено (рис. 70) являє собою високочастотний швидкісний електродвигун невеликої потужності, спеціального конструктивного виконання, вертикального компоновання. Вал електроверетена 1 за допомогою насадки 2 з'єднується з кухлем. Корпус 3 несе в собі статор 4. До корпусу знизу кріпиться гніздо 5 із двома кульковими підшипниками, у яких жорстко закріплений пустотілий вал 6 з ротором 7. У цей пустотілий вал і встановлений по конусній посадці пружний вал електроверетена 1. Корпус 3 встановлюється на трьох гумових амортизаторах 8, зв'язаних з підставкою 9, яка є основою електроверетена.

Мастило, залите в кожух гнізда, за рахунок відцентрових сил піднімається нагору по внутрішньому каналу пустотілого вала 6, виходить через радіальні канавки в обертовий стаканчик 10, по внутрішній його поверхні піднімається до верхнього кулькового підшипника і змазує його, зливається вниз по внутрішній склянці гнізда, попадає в нижній кульковий підшипник, а потім знову стікає в кожух гнізда. Коли веретено зупинене, циркуляції мастила немає. При роботі електроверетена сумісно з кухлем, завжди маючим певний дисбаланс, виникають вібрації вала, які обумовлюють значне радіальне навантаження на підшипники, підвищене зношування і витрати електроенергії. Тому, при конструюванні електроверетен особливу увагу необхідно звертати на підшипникові вузли, їх точність і якість, способи установки вала в підшипниках, амортизаційні системи, антикорозійний захист.

Основним розрахунком електроверетена є визначення зон критичних швидкостей обертання шпинделя.

Робоча швидкість обертання шпинделя веретена не повинна знаходитися в межах областей критичних швидкостей. Вона повинна відрізнятись на 30 - 40% як від мінімальної, так і від максимальної швидкості.

У сучасних конструкціях електроверетен, які застосовуються для обертання центрифуг, використовуються роздільні вали. Гнучкий вал, що несе кухоль, встановлюється по конусній посадці в пустотілий жорсткий вал ротора електроцентрифуги, що є одночасно валом ротора електродвигуна.

Цей прийом дозволяє усунути вплив вібрацій кухля на вал ротора електродвигуна і розвантажити підшипники. Після розрахунку критичних швидкостей шпинделя електроверетена з урахуванням змінної маси куліча, відбувається вибір підшипників і типу системи змащення, від якої в більшому ступені залежить надійна робота всієї конструкції.

Основні технічні дані електроверетена ЭВ-3.

Швидкість обертання.....	8000 - 9000 об/хв
Напруження.....	103 - 117 В
Частота струму.....	133 - 150 Гц

Споживана потужність.....	170- 240 Вт
Сила струму.....	1,0- 1,4 А
.....	0,78- 0,8 А
Габарити:	
Висота без кухля.....	0,350 м
Діаметр.....	0,165 м
Маса конструкції.....	15 кг
Тип мастила.....	веретенне

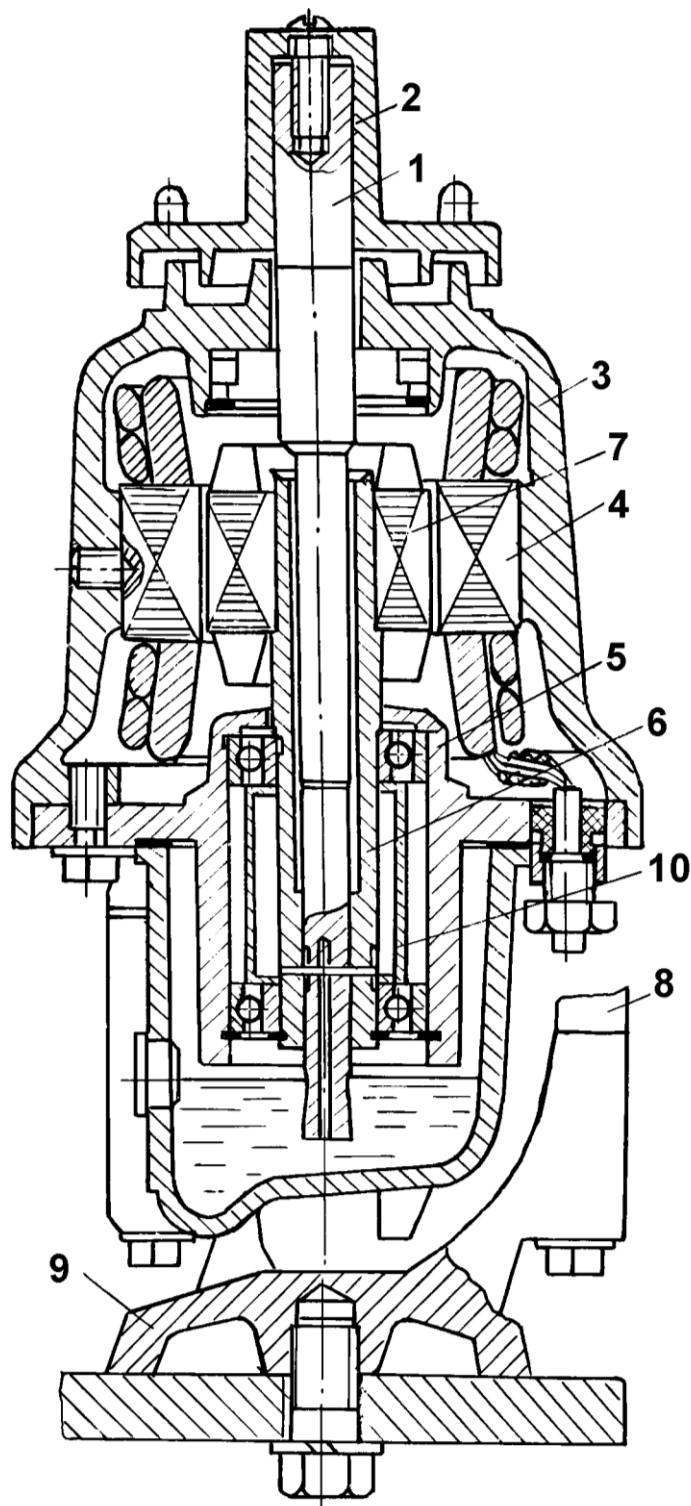


Рис. 70. Електроверетено

На центрифугальних машинах для формування хімічних волокон з розчинів електроцентрифуга встановлюється в герметичну комірку - гніздо, виконане з кислотостійкого і міцного матеріалу. Конструкція гнізда, в якому обертається електроцентрифуга, дуже впливає на витрати електроенергії і умови її експлуатації. Гніздо охороняє електроверетено від потрапляння на нього осаджувальної ванни. Крім того, гніздо ізолює центрифугу від навколишнього середовища і запобігає тим самим виділенню шкідливих газів у приміщення цеху.

Герметизоване кругле гніздо для електроцентрифуги (рис. 71) складається з корпусу 1 зі знімною кришкою 2, в якому поміщено кухоль 3, встановлений на веретено 4; через отвір 5, порожнина кожного гнізда з'єднується з відсіком 6, який є загальним для групи веретен. Від кожного групового відсіку відходить два патрубки 7, що з'єднують відсіки з нижнім витяжним вентиляційним коробом 8.

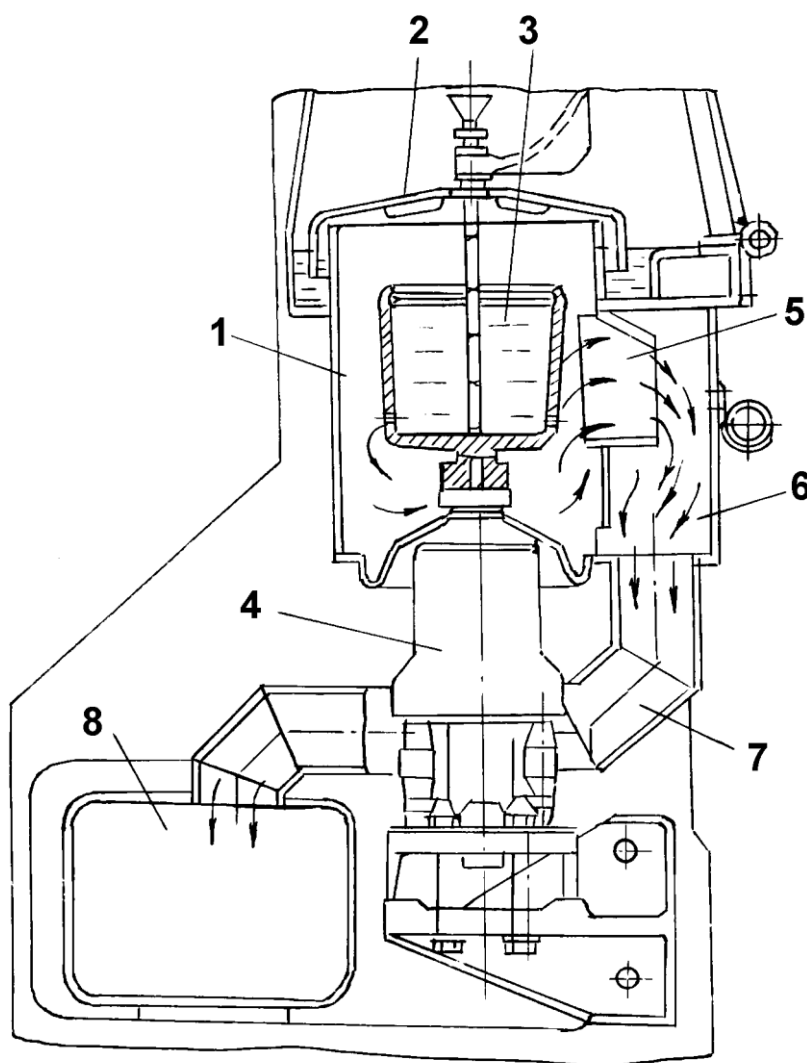


Рис. 71. Герметичне кругле гніздо електроцентрифуги

Установка герметичних гнізд на формуючих машинах дозволило: знизити потужність, споживану електроверетенами на 20-25%, збільшити концентрацію парів сірковуглецю у повітрі, що видаляється з гнізд і направити це повітря на

регенерацію, зменшити повітрообмін у цеху, скоротити потужність вентиляційної системи, скоротити витрати електроенергії і пари, поліпшити санітарно-гігієнічні умови праці в цеху.

Розрахунок жорсткого валу електроверетена, на якому кріпиться кухоль електроцентрифуги і, у якого основна частота власних коливань (критична швидкість) вище робочої швидкості обертання, тобто дотримується умова

$$\frac{\omega_{раб.}}{\omega_{1\ кр.}} = \frac{n_{раб.}}{n_{1\ кр.}} < 1,$$

проводиться з використанням методу сил і, визначаючи коефіцієнти впливу, враховують піддатливість верхньої опори, гіроскопічний момент, масу вала, положення центра ваги кухля. Схематизована конструкція таких валів (рис. 72), які мають шарнірну опору нижнього кінця, а верхня опора у вигляді шарикопідшипника, який підпружинений, знайшли застосування на розповсюджених електроверетенах типу ЭВ-1.

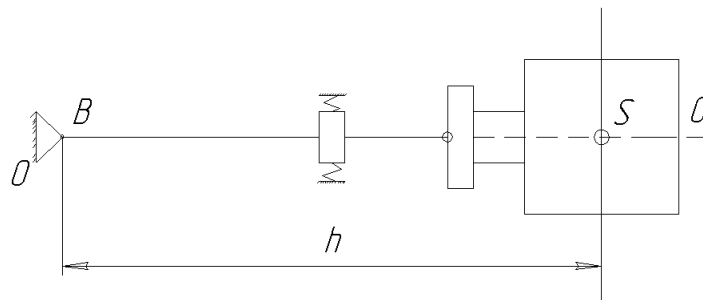


Рис. 72 - Схема до визначення критичної швидкості електроцентрифуги з жорстким валом

$$\omega_{1\ кр.} = \sqrt{\frac{\mu \pm \frac{mg}{a^2} h}{m \frac{a^2 - \epsilon^2}{a^2}}},$$

де  $\mu$  - приведений коефіцієнт пружності;  $m$  - маса кухля;  $a, \epsilon$  - радіуси інерції мас,  $a^2 = \frac{O_1}{m}$ ;  $\epsilon^2 = \frac{O_0}{m}$  (де  $O_1$  і  $O_0$  - момент інерції маси кухля щодо осі коливання  $B$  і осі обертання  $OO$ );  $h$  - відстань від центра ваги кухля до осі коливання (нижньої опори).

Якщо обойма шарикопідшипника фіксується декількома радіально розташованими пружинами, то

$$\mu = \mu_0 \sum_{i=1}^K \cos^2 \varphi_i,$$

де  $\mu_0$  - коефіцієнт пружності однієї пружини;  $\varphi$  - кут між лінією відліку і віссю  $i$ -ї пружини.

Коли кут між пружинами однаковий, усі пружини розташовані в одній площині і працюють одночасно, а саме так і проектується підпружинені опори, то

$$\mu = 0,5K\mu_0,$$

де  $K = 6$  - число пружин.

Отже

$$\mu = 3\mu_0.$$

Коефіцієнт пружності однієї пружини визначається по формулі

$$\mu_0 = \frac{P}{\lambda},$$

де  $\lambda$  - осадка пружини під дією навантаження  $P$ .

Для циліндричної спіральної пружини

$$\lambda = \frac{8PD^3i}{d^4G};$$

$$\mu = \frac{d^4G}{8D^3i},$$

де  $D$  і  $d$  - діаметри відповідно пружини і дроту;  $G$  - модуль пружності другого роду;  $i$  - число робочих витків.

Знак плюс береться в тому випадку, якщо центр ваги системи знаходиться нижче точки підвісу (коливаний), а знак мінус - якщо центр ваги знаходиться вище точки підвісу.

Для твердих валів

$$\varpi_{раб.} \leq (0,75 \div 0,80) \varpi_{1 кр.}$$

Розрахунок гнучкого вала, основна частота власних коливань (критична швидкість) якого менше робочої швидкості обертання, тобто дотримується умова:

$$\frac{\varpi_{раб.}}{\varpi_{1 кр.}} = \frac{\Pi_{раб.}}{\Pi_{1 кр.}} > 1,$$

також може бути проведений з використанням методу сил.

Гнучкий вал кукля з'єднується фрикційно своїм конічним хвостовиком з пустотілим валом електродвигуна. Вал електродвигуна з насадженням якорем

закріпленій у корпусі на двох підшипниках (рис. 73).

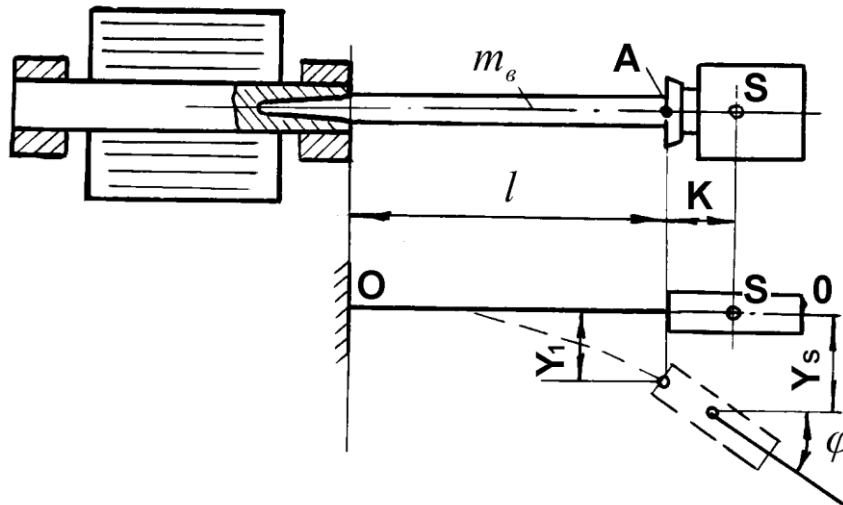


Рис. 73. Схема до визначення критичної швидкості електроцентрифуги з гнучким валом

При визначенні критичної швидкості вала можна вважати, що він являє собою консоль, жорстко закріплену в корпусі електродвигуна. Оскільки жорсткість посадкової частини кухля значно більше жорсткості гнучкого вала, то можна вважати, що гнучкий вал згинається, а кухоль тільки повертається разом з валом.

Маса кухля при наробітку куліча поступово збільшується, а це приведе до зниження критичної швидкості.

Щоб врахувати при розрахунку критичної швидкості масу вала  $m_v$ , приведемо цю масу до точки  $A$

$$m_{np} = \frac{33}{140} m_v.$$

В цьому випадку при обертанні вала електроцентрифуги на гнучкий вал діють наступні сили і моменти:

відцентрова сила приведеної маси вала

$$C_{np} = m_{np} \cdot \omega^2 \cdot Y_1;$$

відцентрова сила маси кружки (разом з масою куліча)

$$C_K = m_K \omega^2 \cdot Y_S;$$

гіроскопічний момент (при  $P = \omega$ )

$$M_g = (O_0 \pm O_S) \omega^2 \phi_1.$$

У цих формулах:

$Y_1$  - зміщення точки  $A$ ;

$Y_S$  - зміщення центра ваги кухля;

$O_o$  - момент інерції маси кухля разом із гнучким валом відносно осі обертання, що проходить через центр ваги кухля;

$O_s$  - момент інерції маси кухля відносно осі, перпендикулярної осі обертання вала;

$\varphi_1$  - кутовий зсув точки або кухля.

Відповідно до рис. 73 впливає

$$Y_s = Y_1 + K\varphi_1,$$

де  $K$  - відстань від центра ваги кухля до точки  $A$ .

Оскільки по мірі напрацювання куліча і маса кухля з кулічем збільшується і відстань змінюється, при цьому зростають моменти інерції  $O_o$  і  $O_s$ , тому необхідно визначати критичні швидкості для двох випадків: коли кружка без куліча і з цілком напрацьованим кулічем.

Використовуючи метод сил знайдемо зсув точки  $A$  під дією зазначених сил і моментів з урахуванням коефіцієнтів впливу

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= a_{11}m_{np} \cdot \varpi^2 Y_1 + a_{12}m_K \cdot \varpi^2 Y_s - \alpha_{11}(O_o - O_s)\varpi^2 \varphi_1; \\ \varphi_1 &= \epsilon_{11}m_{np} \cdot \varpi^2 Y_1 + \epsilon_{12}m_K \cdot \varpi^2 Y_s - \beta_{11}(O_o - O_s)\varpi^2 \varphi_1, \end{aligned} \right\}$$

оскільки  $a_{12} = a_{11} + K\alpha_{11}$ ;  $\epsilon_{12} = \epsilon_{11} + K\beta_{11}$ , то, підставляючи ці значення в систему і групуючи невідомі, одержимо

$$\begin{aligned} Y_1 &= [1 - (a_{11}m_{np} - a_{11}m_K - K\alpha_{11}m_K)\varpi^2] - \varphi_1 \{[-\alpha_1 K m_K - \\ &- K^2 \alpha_{11} m_K + \alpha_{11}(O_o - O_s)]\varpi^2\} = 0; \\ -Y_1 &= [(\epsilon_{11}m_{np} + \epsilon_{11}m_K + K\beta_{11}m_K)\varpi^2] + \varphi_1 \{[-\alpha_1 K m_K - \\ &- K^2 \alpha_{11} m_K + \alpha_{11}(O_o - O_s)]\varpi^2\} = 0. \end{aligned}$$

При резонансі  $P = \varpi$ , а  $Y_1$  і  $\varphi_1$  не дорівнюють нулю. Отже детермінант рівнянь дорівнює нулю.

Позначаючи постійні коефіцієнти при  $\varpi^2$  відповідно через  $A, B, C$  і  $D$  одержимо рівняння частот

$$\begin{vmatrix} 1 - A\varpi^2 & B\varpi^2 \\ -C\varpi^2 & 1 - D\varpi^2 \end{vmatrix} = 0,$$

звідкіля

$$\varpi_{1,2} = \sqrt{\frac{(A + D) \pm \sqrt{(A + D)^2 - 4(AD - CB)}}{2(AD - CB)}}.$$

Досліджуючи цю формулу можна відмітити, що при збільшенні маси кукля сумісно з кулічем критична швидкість гнучкого вала зменшується.

Отже, зони перших і других критичних швидкостей обмежені швидкостями, отриманими при повному наробітку куліча і при порожньому куклі.

Для гнучких валів рекомендується встановлювати робочу швидкість у межах:

$$(1,3 + 1,4) \varpi_{1 \text{ кр.}} \leq \varpi_{\text{раб.}} \leq 0,7 \varpi_{2 \text{ кр.}}$$

### **3.12 Кільцекрутильні електроверетена, призначення, конструкції, робота, технічні вимоги, розрахунок**

Кільцекрутильні електроверетена, так само як і звичайні веретена з механічним приводом, служать для приймання і одночасно дозволяють додавати намотуваній нитці визначеного крутіння.

Кільцекрутильні електроверетена служать приймальними органами на ряді типів машин для формування текстильних ниток і майже на всіх типах машин і агрегатах для неперервного процесу формування текстильних і технічних ниток з розчинів.

Кільцекрутильні електроверетена знайшли широке застосування у виробництві хімічних волокон тому, що звичайні веретена з механічним приводом мають ряд властивих їм недоліків: наявність барабана або дискового вала з пасовою передачею збільшують габарити машини, можливе проковзування пасу, що викликає різну швидкість веретен на кожному робочому місці, спостерігається підвищена вібрація за рахунок ударів зшивки пасу з оболонки веретена, регулювання швидкості веретен відбувається тільки змінними шківками або зубчастими колесами, неможливо здійснити зворотно-поступальний рух веретен при нерухомому кільці.

Усі ці недоліки усуваються при використанні веретен, що приводяться до обертання вбудованими асинхронними короткозамкненими електродвигунами, що живляться трифазним перемінним струмом підвищеної частоти. Ці двигуни забезпечують високі швидкості обертання веретен та їхнє частотне регулювання.

У виробництві хімічних волокон застосовуються дві конструкції електроверетен. Перша з конструкцій має обертовий шпindel з ротором, друга - нерухомий шпindel зі статором при обертотому разом з насадкою роторі, тобто, власне кажучи, ця конструкція представляє собою зворотній електродвигун. По першій схемі виконано електроверетено марки ЭВА-1, а по другий - ЭВН-2, ЭВН-2, ЭВК-5.



Технічні характеристики цих електричних веретен наступні

Параметри	ЭВА-1 ЭВА-2	ЭВН-2	ЭВК-5
Швидкість обертання (синхронна) тис. об/хв	6-8	6-8	3
Напруга, В	80	100	110
Частота струму, Гц	100-133	100-133	55
Потужність, Вт	50	50	110
Маса електроверетена, кг	4,7	5,5	4,0
Маса пакування, що напрацьовується на патроні або котушці, кг	2,3	1,55	3,55

Електроверетена ЭВА-1, ЭВА-2 застосовуються на машинах ПА-240-И для формування текстильних ацетатних ниток, електроверетено ЭВН-2 на машинах ПНШ-180-И2С2 і ПН-500-Н для формування віскозних і текстильних поліакрилонітрильних ниток, а веретено ЭВК-5 на машині ПНС-300-И2 для формування технічних віскозних ниток.

Кільцекрутильне електричне веретено ЭВА-1 (рис. 74) складається з чавунного корпусу 1 з кришкою 2, яка нагвинчується на нього.

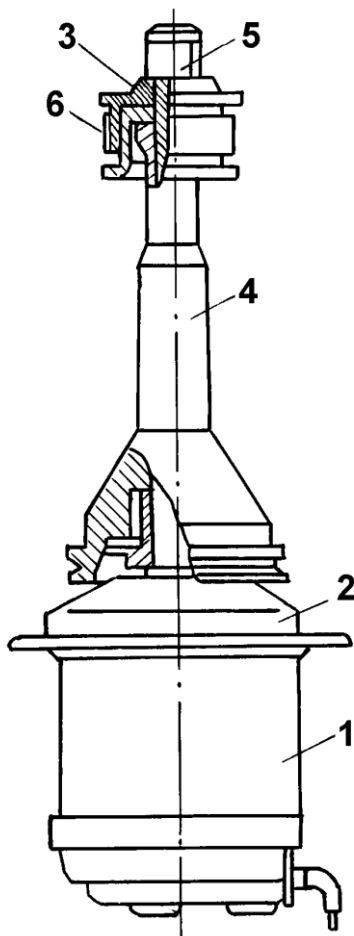


Рис. 74. Кільцекрутильне електроверетено ЭВА-1 з обертовим Шпинделем

У корпус 1 запресований статор. Ротор, встановлений на шпинделі 3, обертається в кулькових підшипниках. На шпindel одягнена насадка 4, закріплена гайкою 5. На верхній частині насадки змонтований фіксуючий пристрій для надійного втримання котушки, виконаний у вигляді гумової манжети 6. При обертанні шпинделя під дією відцентрових сил манжет відходить від осі веретена і фіксує котушку. Приймальна котушка (рис. 75) виготовляється методом штампування з алюмінієвої труби, високої точності і з жорсткими допусками на різностінність, і піддається анодируванню. Для полегшення осьового змотування нитки котушки забезпечуються полірованими пластмасовими кільцями 1, які завальковані у верхній частині. Поверхня нижнього конуса покрита декількома рядами рівнобіжних рисок 2, що служать для збільшення тертя між корпусом котушки і намотаними на неї шарами нитки. Для підвищення твердості нижнього фланця котушки в нього завалькується алюмінієве кільце 3.

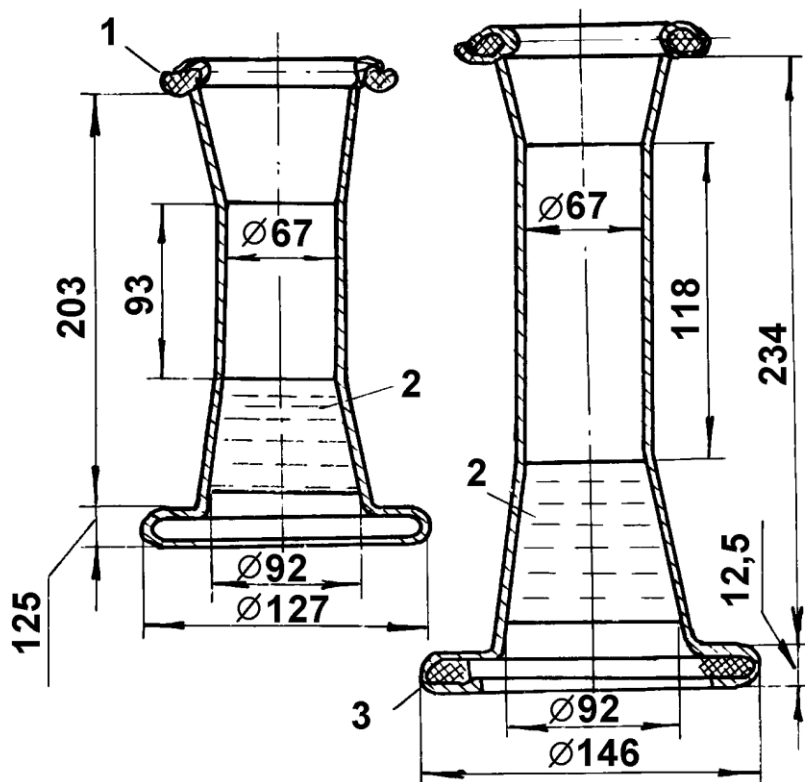


Рис. 75. Приймальні котушки для електроверетен ЭВА-1

У електроверетені зі зворотнім електродвигуном, яким є електроверетено ЭВН-2 (рис. 76) на нерухомий шпindel 9 напресовують статор 12, що приводить в обертання ротор 13, жорстко встановлений у насадці 4, що несе на своїй поверхні патрон або котушку. Обертання насадки 4 відбувається на двох підшипниках 8 і 11. Шпindel 9 кріпиться в основі 15 за допомогою гайки і двох шайб: круглої 5 і пружинної 6. Кріплення основи веретена до веретенного бруса відбувається за допомогою гумових амортизаторів і болтів. Для швидкого і безпечного підключення веретена передбачене штепсельне рознімання 16.

Особлива увага в конструкціях електроверетен з необертотним шпинделем

повинна приділятися змащенню підшипників. Для цієї мети звичайно над підшипниками на відстані 1,5 - 2 мм встановлюються резервуари, які фіксуються пружинними кільцями 2. Ці резервуари складаються із мастильних камер 1 і 3, утримуваних пластинками 7 і 10. Мастильні камери заповнюються змазкою марки ВНИИНП 262 ДСТ 12031-66, яка, просочуючись через отвори пластин, змазує підшипники. Кількість змазки розрахована на 1,5 року усталеної роботи веретен. Для усунення підмотів нитки на основу 15 у конструкції передбачене огороження 14.

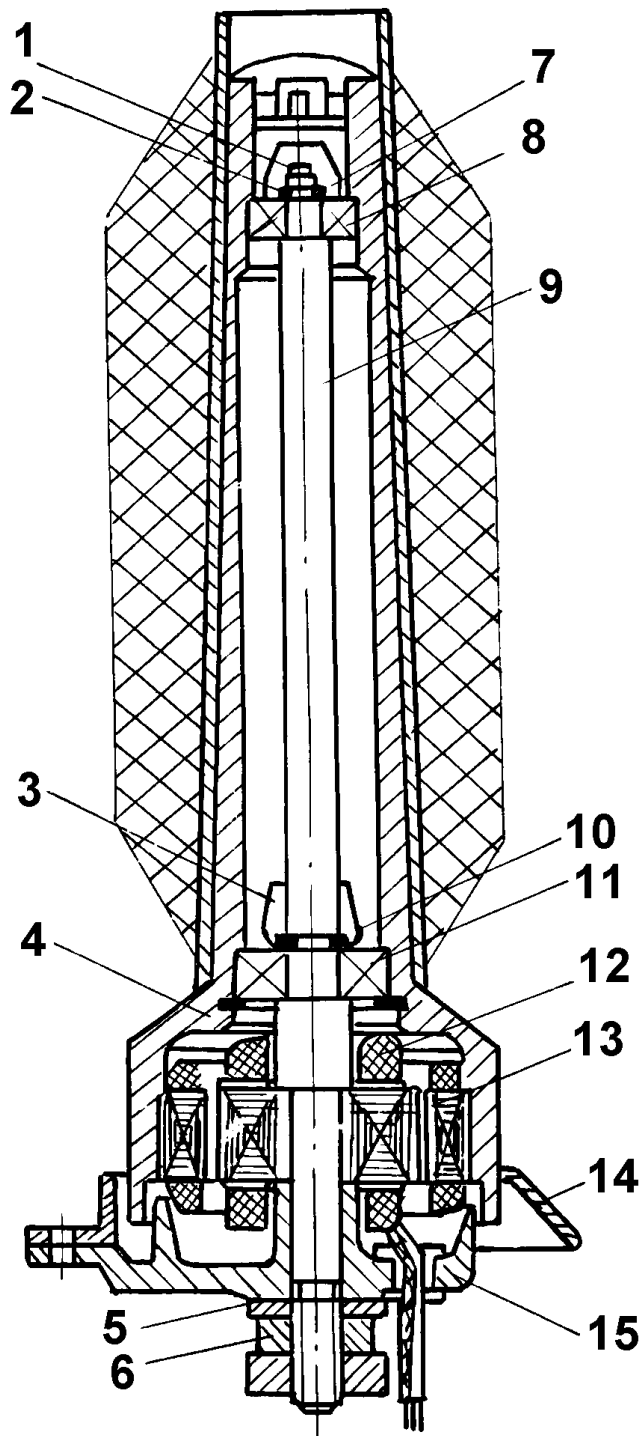


Рис. 76. Кільцекрутильне електроверетено ЭВН-2 з необертвим шпинделем

Електроверетена розраховуються для роботи в середовищі з відносною вологістю 95% і температурою 15-45 °С. Можливий перегрів обмоток при сталому режимі не повинний перевищувати 60°С.

Шпиндель і насадка з надягнутою на неї катушкою встановлюється усередину кільця, на яке надітий бігунок, виготовлений зі сталі чи бронзи. Нитка, виходячи з вічка гарнітури, направляєється під бігунок, а потім по дотичній надходить на катушку. Пакування певної форми, структури і ваги одержують при обертанні веретена і зворотно-поступальному русі кільця з бігунком, при нерухомо закріпленому веретенному брусі або веретенного брусу з веретенами при нерухомо закріпленому кільці. Система із веретенним бруском, що переміщається зворотно-поступально і веретенами конструктивно значно складніше, ніж система з рухливими кільцями, однак її застосування, наприклад на машинах для формування ацетатних текстильних ниток, обґрунтоване тим, що балон, утворений ниткою на шляху ниткопровідник - бігунок, завжди залишається постійним по своїй величині, і це забезпечує велику рівномірність натягу намотуваної нитки, особливо при великих розмірах пакувань.

При виборі величини натягу нитки при намотуванні пакувань повинно бути забезпечено:

1 Одержання не сповзаючого намотування нитки на патрон або шпулю з об'ємною масою 0,75 - 0,85 г/см<sup>3</sup>;

2 Збереження фізико-механічних властивостей нитки.

Натяг нитки змінюється по своїй величині в залежності ще і від наростання діаметра пакувань, маючи максимум при намотуванні на малий діаметр і мінімум при намотуванні на великий (рис. 77).

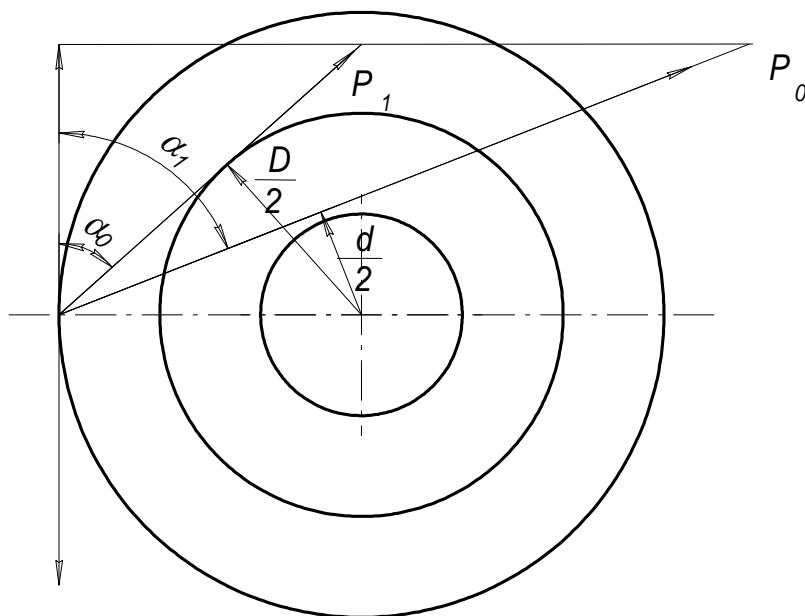


Рис. 77. Розподіл натягу нитки на кільцекрутильному веретені при намотуванні на максимальний і мінімальний діаметри

Зміна натягу підкоряється закону зворотної пропорційності

$$\frac{P}{P_1} = \frac{D}{d}.$$

З метою зменшення величини зміни натягу нитки при застосуванні кільцекрутильних електроверетен рекомендується приймати відношення

$$\frac{D}{d} \leq 2 \div 2,5.$$

Початкова величина натягу намотуваної нитки регулюється і встановлюється підбором маси (номера) бігунка. Щоб полегшити підбір бігунка використовують наступну емпіричну формулу:

$$A = \frac{4,9 \cdot 10^3 \cdot T}{D \cdot n},$$

де  $A$  - маса одного бігунка;  $T$  - товщина нитки в текстах;  $D$  - діаметр крутильного кільця;  $n$  - швидкість веретена.

Номер бігунка знаходять множенням отриманої величини  $A$  на 100.

Залежність між швидкістю обертання веретена, діаметром кільця і товщиною нитки, яка скручується та намотується може бути визначена по наступній формулі:

$$n = \frac{2600 \cdot \sqrt[4]{\frac{1000}{T}}}{\sqrt{D}},$$

де  $n$  - швидкість обертання веретена;  $T$  - товщина нитки в текстах;  $D$  - діаметр кільця.

Користаючись цією формулою можна обчислити допустиму швидкість бігунка. Якщо швидкість веретена розрахункова вийде більшою, ніж допускається лінійною швидкістю руху бігунка по кільцю, то її приймають максимальною для даної конструкції веретена.

При розрахунку існуючих конструкцій електроверетен звичайно визначають тиск на опори шпинделя веретена, критичну швидкість обертання, з урахуванням впливу на неї пакування, деформацію шпинделя при роботі і при перезавантаженні, споживану потужність, однак чисто теоретичні розрахунки є наближеними через складність динаміки веретена і труднощів обліку багатьох факторів, а також неможливості без експериментальних досліджень визначити деякі величини, наприклад дійсну величину зазорів, гідродинамічні опори, дисбаланс обертових ланок веретена разом з пакуванням.

При розрахунках звичайно приймають самі несприятливі умови роботи веретена: максимальний дисбаланс, максимальне тертя в опорах, максимальні або мінімальні зазори в кінематичних парах.

Робоча швидкість обертання веретена не повинна знаходитися в межах областей критичних швидкостей, вона повинна відрізнятись на 30 - 40% як від

мінімальної, так і від максимальної критичної швидкості. При збігу робочої і критичної швидкостей необхідно змінити частоти власних коливань обертової системи, що проводиться методом зміни її динамічних параметрів (змінюються маси і моменти інерції обертових елементів).

Для високої працездатності електроверетен необхідно, щоб всі обертові конструктивні елементи були статично і динамічно врівноважені, що цілком усуває або значно знижує вібрації під час роботи, що приводять до підвищених навантажень на опори, підвищених зношень тертьових пар, підвищеної споживаної потужності і можуть викликати виробничий брак.

Статична неврівноваженість характеризується розбіжністю центра ваги обертових мас з геометричною віссю обертання, а динамічна неврівноваженість - розбіжністю головної осі інерції системи з геометричною віссю обертання.

Для розрахунку критичної швидкості обертання електроверетена, у якого насадка, що несе шпулю або патрон з намотаною ниткою, закріплена на довгому і тонкому шпинделі, масою якого можна знехтувати в порівнянні з масою пакування (як це має місце в електроверетенах з обертовим шпинделем, його розрахункова схема приведена на рис. 78). Зробимо припущення, що вигнута вісь лежить в одній площині і обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , крім того кожна точка цієї осі описує кола з кутовою швидкістю  $\omega$  в той же бік, тобто має місце регулярна процесія.

На пакування, що обертається, в процесі намотування нитки діють відцентрова сила  $P$  і гіроскопічний момент  $M$ , що прагне повернути центр ваги пакування на геометричну вісь.

Рівняння вигнутої осі шпинделя електроверетена буде

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = P(l - x) - M,$$

де  $E$  - модуль пружності;  $I$  - момент інерції перетину шпинделя.

Інтегруючи цей вираз, одержимо кут повороту шпинделя

$$EI \frac{dy}{dx} = Plx - \frac{Px^2}{2} - Mx + C_1.$$

При

$$x = 0; \quad \frac{dy}{dx} = \varphi = 0,$$

тоді постійна  $C_1 = 0$ .

Вторинне інтегрування рівняння дасть прогин шпинделя

$$EI \frac{dy}{dx} = Pl \frac{x^2}{2} - P \frac{x^3}{3} - M \frac{x^2}{2} + C_2,$$

при  $x = 0, y = 0$  і  $C_2 = 0$ .

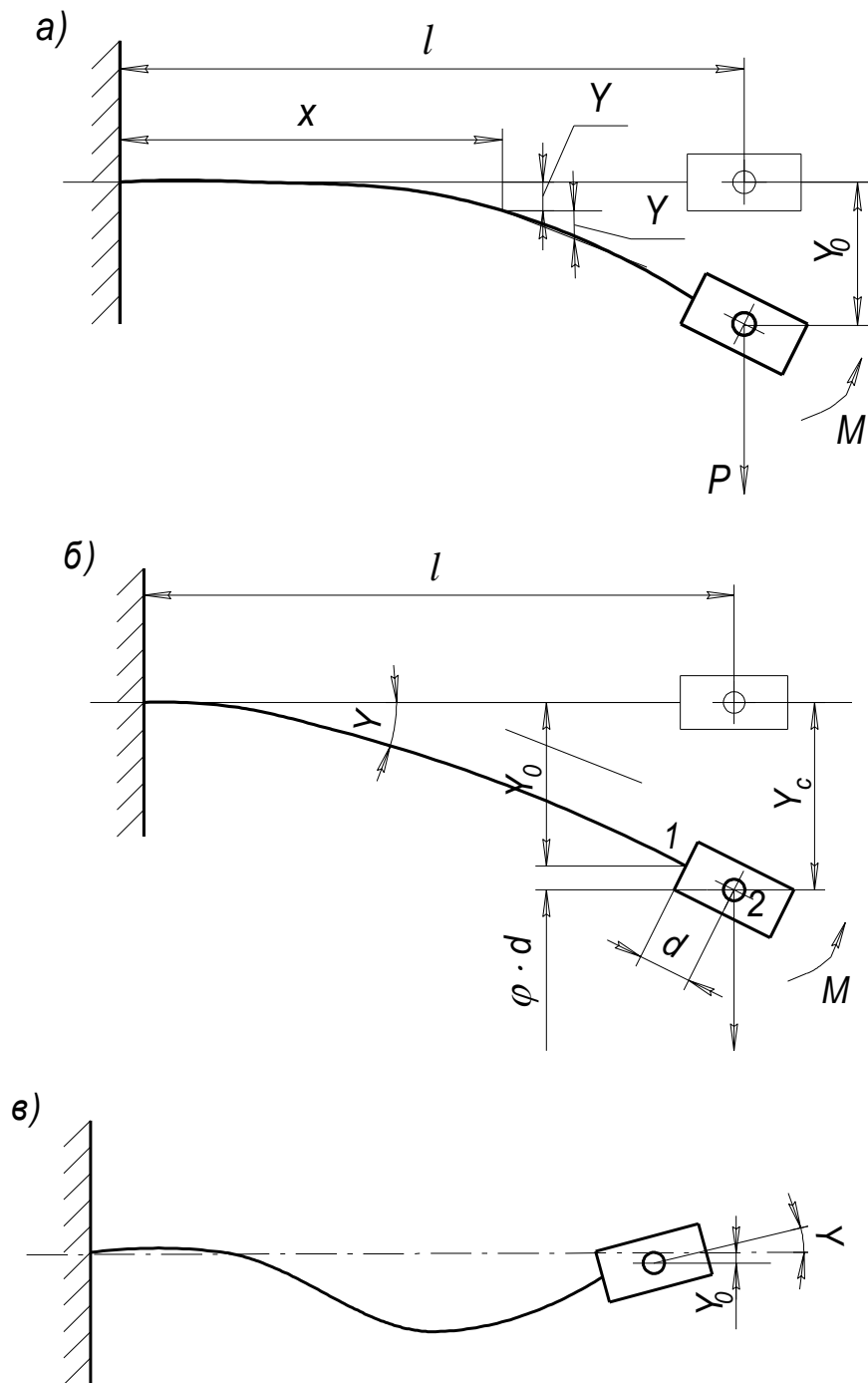


Рис. 78. Розрахункові схеми для визначення критичної швидкості обертання кільцекутильних електричних веретен

Підставляючи у формулу значення  $x = l$ , одержимо прогин і кут повороту для центра ваги пакування

$$y = P \frac{l^3}{3EI} - M \frac{l^2}{2EI};$$

$$\varphi = P \frac{l^2}{2EI} - M \frac{l}{EI}.$$

Позначимо коефіцієнти впливу:

- прогин від одиничного навантаження, прикладеного в центрі ваги пакування

$$a_{11} = \frac{l^3}{3EI};$$

- кут повороту від одиничної сили, прикладеної в центрі ваги пакування

$$e_{11} = \frac{l^2}{2EI};$$

- прогин від одиничного моменту, прикладеного в центрі ваги пакування

$$\alpha_{11} = \frac{l^2}{2EI};$$

- кут повороту від одиничного моменту, прикладеного в центрі ваги пакування

$$\beta_{11} = \frac{l}{EI}.$$

Тоді

$$y = a_{11}P - \alpha_{11}M;$$

$$\varphi = e_{11}P - \beta_{11}M.$$

Підставимо в цю систему значення інерційного навантаження

$$P = -m \ddot{y},$$

і значення гіроскопічного моменту

$$M = -(O_0 - O_s) \ddot{\varphi},$$

де  $O_0$  - момент інерції маси пакування відносно поздовжньої вісі обертання;  
 $O_s$  - момент інерції маси пакування відносно вісі, що проходить через центр ваги перпендикулярно осі обертання.

$$y = -a_{11}m \ddot{y} + \alpha_{11}(O_0 - O_s) \ddot{\varphi};$$

$$\varphi = -e_{11}m \ddot{y} + \beta_{11}(O_0 - O_s) \ddot{\varphi}.$$

Перетворимо ці формули

$$m \ddot{y} + \frac{y}{a_{11}} = \frac{\alpha_{11}}{a_{11}}(O_0 - O_s) \ddot{\varphi};$$



$$-(O_0 - O_S)\ddot{\varphi} + \frac{\varphi}{\beta_{11}} = -\frac{\varepsilon_{11}}{\beta_{11}}m\ddot{y}.$$

Рішення даних рівнянь будемо шукати у вигляді

$$y = y_0 \sin \omega t ;$$

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega t .$$

Візьмемо другі похідні, і підставивши їх у попередні формули, зробимо перетворення

$$y_0(1 - a_{11}m\omega^2) + \varphi_0\alpha_{11}(O_0 - O_S)\omega^2 = 0 ;$$

$$-y_0\varepsilon_{11}m\omega^2 + \varphi_0[(O_0 - O_S)\beta_{11}\omega^2 + 1] = 0 .$$

Ці рівняння виражають прогин і кут повороту шпинделя в центрі ваги пакування під дією навантаження і моменту:

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= a_{11}m\omega^2 y_0 - \alpha_{11}(O_0 - O_S)\varphi_0\omega^2 ; \\ \varphi_0 &= \varepsilon_{11}m\omega^2 y_0 - \beta_{11}(O_0 - O_S)\varphi_0\omega^2 . \end{aligned} \right\}$$

Розв'язавши обидва рівняння відносно  $y_0$  і  $\varphi_0$ , можна визначати форму коливань пружної осі шпинделя

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{(1 - a_{11}m\omega^2)}{\alpha_{11}(O_0 - O_S)\omega^2} = \frac{\varepsilon_{11}m\omega^2}{(O_0 - O_S)\beta_{11}\omega^2 + 1}.$$

Розкривши визначник, складений із членів, що стоять при  $y_0$  і  $\varphi_0$ , можна написати рівняння частот

$$\begin{aligned} &(a_{11}\beta_{11} - \varepsilon_{11}\alpha_{11})(O_0 - O_S)m\omega^4 - \\ &[(O_0 - O_S)\beta_{11} - a_{11}m]\omega^2 - 1 = 0. \end{aligned}$$

Якщо позначити

$$A = (a_{11}\beta_{11} - \varepsilon_{11}\alpha_{11})(O_0 - O_S)m ;$$

$$B = (O_0 - O_S)\beta_{11} - a_{11}m ,$$

то рівняння частот можна представити у вигляді бікватратного рівняння, рішення якого дозволяє визначити критичну швидкість обертання електроверетена:

$$A\omega^4 - B\omega^2 - 1 = 0 ;$$

$$\omega_{кр.}^2 = \frac{B \pm \sqrt{B^2 + 4A}}{2A} .$$

Для виявлення числа позитивних речовинних коренів, а отже, критичних

швидкостей електроверетена перепишемо рівняння частот у наступному вигляді:

$$\omega^4 - \frac{(O_0 - O_S)\beta_{11} - a_{11}m}{(a_{11}\beta_{11} - \alpha_{11}e_{11}) \cdot (O_0 - O_S)m} \omega^2 - \frac{1}{a_{11}\beta_{11} - \alpha_{11}e_{11}(O_0 - O_S)m} = 0.$$

Після підстановки відповідних значень коефіцієнтів впливів і перетворень, одержимо:

$$\omega^4 - \left[ \frac{12EI}{ml^3} - \frac{4EI}{(O_0 - O_S)l} \right] \omega^2 - \frac{12E^2 I^2}{(O_0 - O_S)ml^4} = 0.$$

Позначимо

$$\gamma = \frac{12EI}{ml^3}; \quad \eta = \frac{4EI}{(O_0 - O_S)l},$$

тоді

$$\omega^4 - (\gamma - \eta)\omega^2 - \frac{\gamma \cdot \eta}{4} = 0.$$

Звідкіля

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{\gamma - \eta}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\gamma - \eta)^2 + \gamma\eta}.$$

Приблизно можна визначити значення коренів як,

$$\omega_{1,2}^2 \approx \frac{\gamma - \eta}{2} \mp \frac{\gamma - \eta}{2} \left[ 1 + \frac{\gamma\eta}{2(\gamma - \eta)^2} \right],$$

або

$$\omega_1^2 \approx \frac{4(\gamma - \eta)^2 + \gamma\eta}{4(\gamma - \eta)};$$

$$\omega_2^2 \approx -\frac{\gamma\eta}{4(\gamma - \eta)}.$$

Розглядаючи ці залежності, можна зробити висновок:

1 Якщо  $\eta > 0$  і  $\gamma > 0$ , то з рівняння

$$\omega_1^2 \approx \frac{4(\gamma - \eta)^2 + \gamma\eta}{4(\gamma - \eta)}$$

одержують один позитивний дійсний корінь.

2 Якщо  $\eta > 0$  а  $\gamma < \eta$ , то з рівняння

$$\varpi_2^2 \approx -\frac{\gamma\eta}{4(\gamma - \eta)}$$

також одержують один позитивний дійсний корінь.

3 Якщо  $\eta < 0$ , тобто  $O_0 < O_s$ , при  $\gamma > \eta$  і  $\gamma < \eta$  будуть два позитивних дійсних корені  $\varpi_1$  і  $\varpi_2$ . Це видно з наступного. Підставимо в досліджувані формули  $\eta < 0$ , тоді

$$\varpi_1^2 \approx \frac{4(\gamma + \eta)^2 - \gamma\eta}{4(\gamma + \eta)} ;$$

$$\varpi_2^2 \approx \frac{\gamma\eta}{4(\gamma + \eta)} .$$

Так як у виразі  $\varpi_1^2$ , перший член у чисельнику більше другого, то  $\varpi_1^2$  має позитивне значення.

Для визначення форм коливань перепишемо вираз

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{(1 - a_{11}m\varpi^2)}{a_{11}(O_0 - O_s)\varpi^2} = \frac{v_{11}m\varpi^2}{(O_0 - O_s)\beta_{11}\varpi^2 + 1}$$

у наступному вигляді

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{1 - a_{11}m\varpi^2}{\alpha_{11}(O_0 - O_s)\varpi^2} = \frac{v_{11}m\varpi^2}{1 - (O_0 - O_s)\beta_{11}\varpi^2} .$$

Позитивне значення відношення можливо в наступному випадку:

$$\varpi^2 < \frac{1}{a_{11}m} \quad \text{і} \quad \varpi^2 < \frac{1}{(O_0 - O_s)\beta_{11}} .$$

Тоді форма коливань відповідає рис. 78,а.

Якщо

$$\varpi^2 > \frac{1}{a_{11}m} \quad \text{і} \quad \varpi^2 > \frac{1}{(O_0 - O_s)\beta_{11}} ,$$

то форму коливань можна представити так, як це зображено на рис.78,в.

На відміну від розглянутого випадку, в центрифугальному веретені ЭВ-3М і в електроверетені ЭВА-1 центр ваги кухля або насадки не збігається з точкою кріплення (рис. 78,б). У цьому випадку висновок розрахункових формул принципово не змінюється, але отримані вирази

$$y_0 = a_{11}m\varpi^2 y_0 - \alpha_{11}(O_0 - O_s)\varphi_0\varpi^2 ;$$

$$\varphi_0 = v_{11}m\varpi^2 y_0 - \beta_{11}(O_0 - O_s)\varphi_0\varpi ,$$

вимагають відповідного коректування. Насамперед, у правій частині рівнянь

замість  $y_0$  необхідно підставити  $y_C = y_0 + \varphi \cdot d$ , так як проекція координати центра ваги кухля збільшиться на  $d \cdot \sin \varphi$ . Крім того, необхідно змінити коефіцієнти впливу  $a_{11}$  на  $a_{12}$ ,  $\beta_{11}$  на  $\beta_{12}$ , де  $a_{12}$  - прогин вала в точці 1 під дією навантаження, прикладеного в точці 2, що відповідає центру ваги кухля, а  $\beta_{12}$  - кут точки 1 під дією одиничного моменту.

При цьому

$$a_{12} = a_{11} + \alpha_{11}d; \quad \beta_{12} = \beta_{11} + \beta_{11}d.$$

Підставляючи данні значення в рівняння прогину і кута повороту, одержимо два лінійних однорідних рівняння відносно  $y_0$  і  $\varphi_0$ .

$$y_0(a_{12}m\omega^2 - 1) + \varphi_0[a_{12}md - \alpha_{11}(O_0 - O_S)]\omega^2 = 0;$$

$$y_0\beta_{12}m\omega^2 + \varphi_0\{\beta_{12}md - \beta_{11}(O_0 - O_S)]\omega^2 - 1\} = 0.$$

Розв'язуючи цю систему рівнянь, знайдемо відношення

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{a_{12}m\omega^2 - 1}{[a_{12}md - \alpha_{11}(O_0 - O_S)]\omega^2} =$$

$$= -\frac{\beta_{12}m\omega^2}{[\beta_{12}md - \beta_{11}(O_0 - O_S)]\omega^2 - 1}.$$

і частоти, що відповідають критичним швидкостям

$$\omega_{кр.}^2 = \frac{B_1 \mp \sqrt{B_1^2 - 4A_1}}{2A_1},$$

де

$$A_1 = (\beta_{12}\alpha_{11} - a_{12}\beta_{11})(O_0 - O_S)m;$$

$$B_1 = \beta_{12}md - \beta_{11}(O_0 - O_S) + a_{12}m.$$

Регулювання швидкості обертання електроверетен здійснюється шляхом зміни частоти струму. Живлення електроверетен здійснюється від спеціальної генераторної установки, призначеної для перетворення частоти електричного струму, або від стаціонарного тиристорного перетворювача частоти. Звичайно перетворювальна установка працює на окрему машину або групу машин. Частота електричного струму  $f$  і швидкість  $n$  обертання електроверетена зв'язані між собою залежністю

$$n = \frac{60 \cdot f}{P},$$

де  $P$  - число пар полюсів високочастотного двигуна електроверетена.

Пуск і зупинка електроверетен здійснюється за допомогою спеціального пускача, який має три позиції, що забезпечує вмикання, вимикання і електрогальмування веретена.

Подальше вдосконалювання електроверетен відбувається в напрямку підвищення швидкості роботи, надійності, зниження споживаної потужності, синхронізації пуску і вибігу верета з пуском і вибігом машини, а також створення надійно працюючих опор ковзання на повітряному змащенні.

### **3.13 Механізми розкладки нитки, призначення, класифікація, робота, конструкції, технічні вимоги, розрахунок**

Механізми розкладки є елементами приймальних пристроїв і служать для розподілу нитки, подаваної в намотування, по всій робочій довжині пакування за визначеним законом.

При намотуванні нитка розташовується на тілі намотування в загальному випадку у вигляді спіралі, причому рух спіралі йде вздовж осі тіла обертання пакування то в одному, то в протилежному напрямку. Послідовне накладення спіралей одна на одну по визначеному закону дозволяє одержати намотку заданої форми і структури.

Для утворення відповідної форми намотки необхідно мати два механізми: механізм для передачі тілу намотування обертального руху і механізм для передачі зворотно-поступального або хитального руху нитководю або тілу намотування вздовж осі її обертання, при нерухомому нитководі. В цілому два таких механізми і називаються приймальним пристроєм. Від правильної і надійної роботи приймального пристрою залежить якість намотування, її структура, форма, рівномірність, що в свою чергу в кінцевому рахунку впливає на основні техніко-економічні показники роботи формуючої машини.

По конструктивних ознаках механізми розкладки машин для формування хімічних волокон з розчинів можна підрозділити на:

- механізми з одним ексцентриком без додаткового пристрою для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування;
- механізми з одним ексцентриком з додатковим пристроєм для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування;
- механізми з двома ексцентриками без додаткового пристрою для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування;
- механізми з двома ексцентриками з додатковим пристроєм для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування.

Виходячи з методів компоновання при проектуванні механізмів розкладки нитки можна їх підрозділити на механізми з просторовими ексцентриками і механізми з плоскими ексцентриками.

У сучасних конструкціях машин усе більш широко починають застосовуватися механізми розкладки нитки з гідроприводом, що успішно заміняє ексцентриковий привод.

Іноді в якості механізмів розкладки нитки використовують кулісні,

ланцюгові і інші типи механізмів, для групового приводу нитководів і для індивідуального.

Одноексцентриковий механізм розкладки нитки без пристосування для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування застосовується на машині неперервного процесу ПН-300-И. Його схема (рис. 79) забезпечує переміщення вічка нитководя з постійною амплітудою і перемінною швидкістю, для чого в кінематичний ланцюг приводу ексцентрика вводиться планетарна передача.

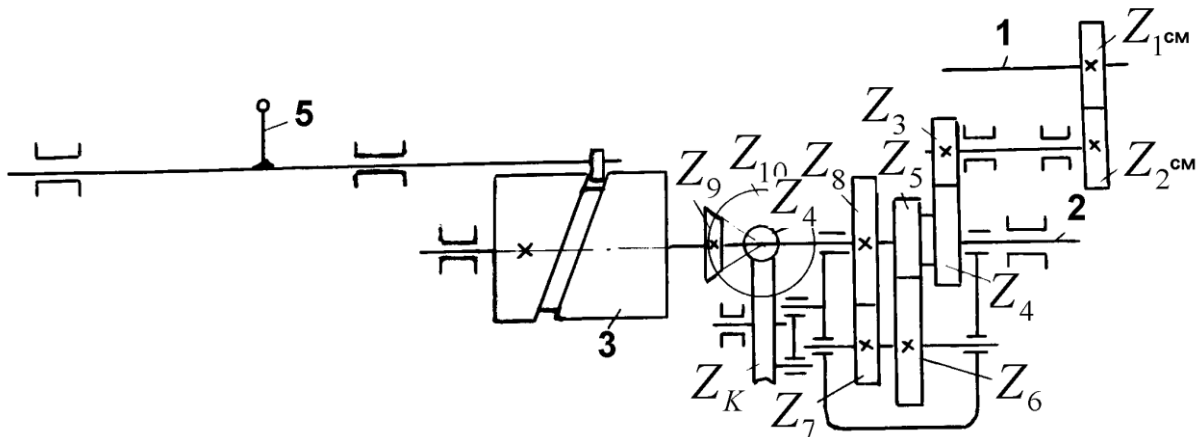


Рис. 79. Схема одноексцентрикового механізму розкладки без зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування

Від вала живильних циліндрів 1, через змінні шестірні  $Z_{1см}$  і  $Z_{2см}$ , потім через шестерні  $Z_3, Z_4, Z_5, Z_6, Z_7, Z_8$  одержує обертання вал 2 з насадженим на нього ексцентриком 3, від якого одержує зворотно-поступальний рух штанга нитководя 4, що несе на собі вічко 5. Від вала 2, через конічну передачу  $Z_9, Z_{10}$  і черв'ячну передачу корпус планетарної передачі одержує коливальний рух, що і забезпечує періодичну зміну швидкості руху штанги нитководя.

Механізм розкладки нитки з одним ексцентриком з додатковим пристосуванням для зсуву нитководя вздовж осі тіла намотування (рис. 80) знайшов застосування на бобінних машинах, наприклад, на машині ПБ-225-И. Цей механізм дозволяє одержати намотку циліндричної форми зі скошеними торцями, за рахунок ходу нитководя, що поступово скорочується.

Така намотка виходить шляхом зміни співвідношення довжини пліч важелів, які качаються, що досягається переміщенням з'єднуючого їх шарніра. Просторовий ексцентрик із гвинтовим профілем, застосовуваний у цьому механізмі дає той же закон переміщення нитководя, що і плоский ексцентрик, обкреслений по архімедовій спіралі; тобто при рівномірній кутовій швидкості просторового ексцентрика виходить рівномірна лінійна швидкість зворотно-поступального руху нитководя.

Працює цей механізм таким способом. При обертанні просторового ексцентрика 1, важіль 2, що своїм роликом 3 входить у гвинтовий проріз ексцентрика, одержує коливальний рух навколо центра 0. Рухомим шарніром 4, важіль 2, з'єднаний з коливальним навколо центра  $O_2$  важелем 5, від якого далі

рух передається нитководіям 6.

На протязі наробітку пакування шарнір 4 за допомогою спеціального механізму повільно рухається в прорізі важеля 5 у напрямку від центра його коливання. При цьому амплітуда коливання нитководія зменшується.

Максимальний хід води́ла нитки дорівнює

$$H_{\max} = \frac{E \cdot l_0 \cdot l_2 \cdot l_4}{l \cdot l_1 \cdot l_3} \cdot$$

Мінімальний хід води́ла нитки дорівнює

$$H_{\min} = \frac{E(l_0 - h) \cdot l_2 \cdot l_4}{l(l_1 + h)l_3} \cdot$$

Працювати з повним використанням ходу  $h$  шарніра 4 необов'язково.

Можна працювати і з меншим скороченням ходу, вибравши  $h_x < h$ , тоді

$$H_x = \frac{E(l_0 - h_x)l_2 \cdot l_4}{l(l_1 + h_x)l_3} \cdot$$

Причому завжди буде дотримуватися співвідношення

$$H_{\max} > H_x > H_{\min} \cdot$$

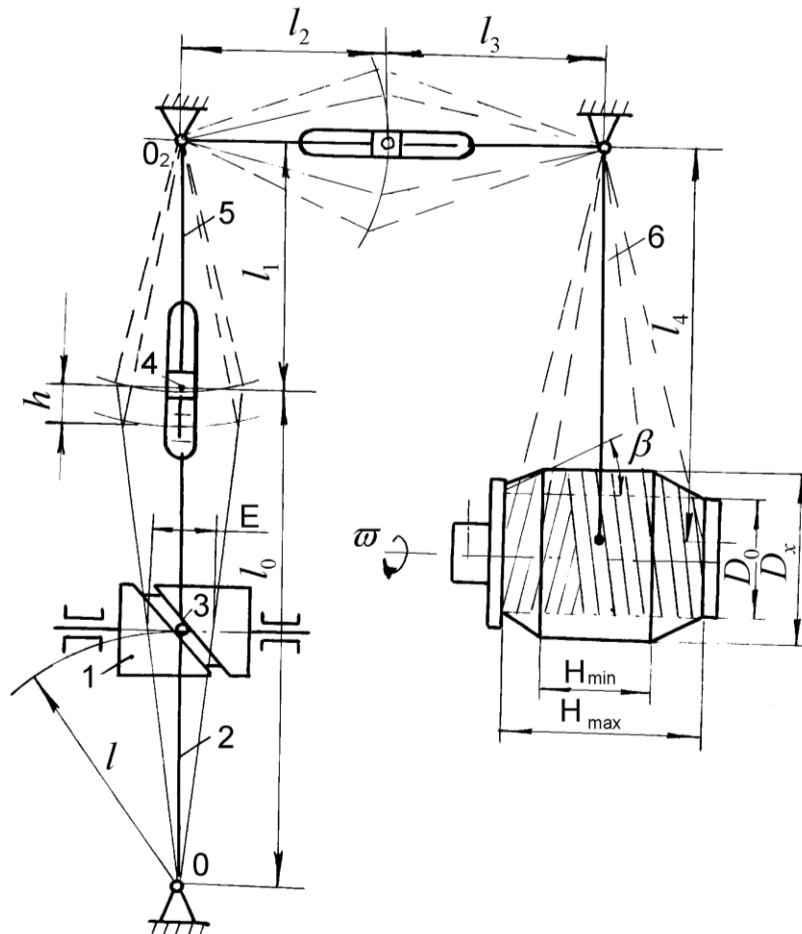


Рис. 80. Схема механізму розкладки нитки з одним ексцентриком з пристосуванням для зсуву нитководія вздовж осі тіла намотування

Величину скорочення амплітуди нитководія вибирають в залежності від товщини шару намотування і кута нахилу скошених торців.

Цей кут може бути визначений як

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{D_x - D_0}{H_{\max} - H_x}.$$

Кут  $\beta$  рекомендується вибирати для бобін з віскозною ниткою не більш  $60^\circ$ .

Для одержання застелювальної структури рух нитководія повинний бути незалежним від приводу бобін, які у процесі намотування повинні обертатися з перемінним періодом оборотів.

Стільникову структуру намотування, яка полегшує промивання й оздоблення можна одержати при постійному синхронному співвідношенні між кутовою швидкістю бобін і числом подвійних ходів нитководія, що зберігається на протязі наробітку всього пакування.

Одержують цю синхронність, при перемінному числі оборотів бобін, за рахунок приводу ексцентрика механізму розкладки від механізму, за допомогою якого регулюють швидкість обертання бобін (від коноїдних барабанчиків або варіатора).

Механізм розкладки нитки з двома ексцентриками без додаткового пристосування для зсуву нитководія вздовж вісі тіла намотування знайшов поширення на центрифугальних машинах, наприклад, на машині ПЦ-250-И7. Коливання штанг, що несуть лійки (рис. 81), через які нитка укладається в кухоль електроцентрифуги здійснюється вертикально розташованими просторовими ексцентриками. Кожна секція машини має свій ексцентриковий механізм. За один оборот ексцентрика штанги роблять подвійний хід - величина його дорівнює кроку гвинтової лінії  $h$  ексцентрика.

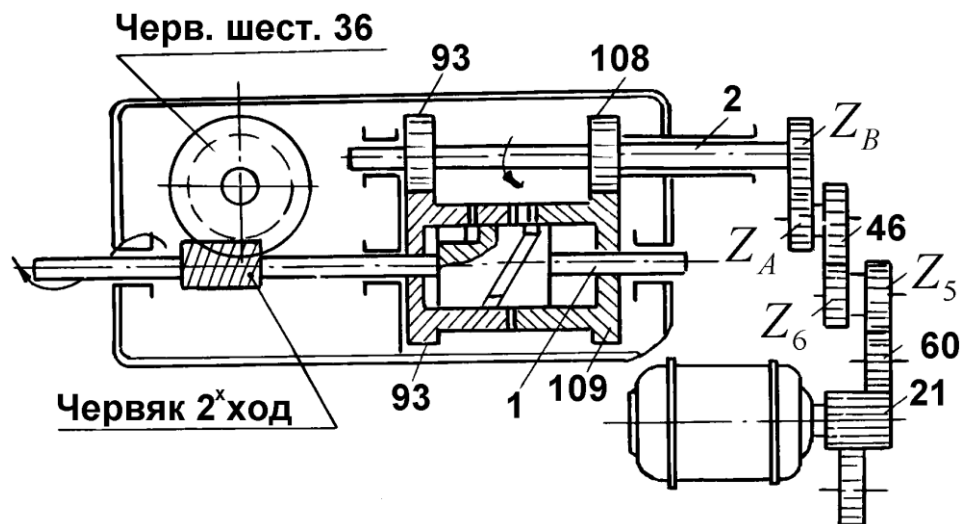


Рис. 81. Механізм розкладки нитки з двома ексцентриками без додаткового пристосування для зсуву нитководія вздовж осі тіла намотування

Ексцентрики обертаються від черв'ячних шестерень, що приводяться в рух



черв'яками, закріпленими на поздовжньому валу, що проходить через усю машину. Цей вал одержує рух від головного механізму розкладки, причому цей рух складний, одночасно обертальний і зворотно-поступальний. При обертальному русі черв'як, що сидить на валу і черв'ячній шестерні, підкоряється закону черв'ячної передачі, а при поступальному черв'як є рейкою, черв'ячна ж шестерня - рейковою шестернею. Черв'ячна шестерня, а з нею і ексцентрик одержують сумарний рух. Вал робить зворотно-поступальний рух в одну та іншу сторони в невеликих межах.

Оскільки вал обертається з постійним числом оборотів, то поступальний рух його в одну сторону збільшує число оборотів ексцентрика, тим самим збільшуючи число коливань штанг, при зворотному русі вала, число коливань штанг відповідно зменшується.

Якщо розглянути кінематичну схему приводу штанг механізму розкладки нитки, то можна записати наступні дані:

Число оборотів головного ексцентрика

$$n_{\text{Э}} = n_M \frac{21 \cdot Z_6 \cdot Z_A \cdot 93 \cdot 2}{Z_5 \cdot 46 \cdot Z_B \cdot 93 \cdot 36} = 36,45 \frac{Z_6 \cdot Z_A}{Z_5 \cdot Z_B},$$

де  $n_M$  - число обертів приводного електродвигуна ( $n_M = 1436$  об/хв.);

$Z_5, Z_6, Z_A, Z_B$  - змінні шестірни.

Поступальний рух вала здійснюється так. Шестерня  $Z = 108$  на проміжному валу 2 повідомляє обертання шестірни  $Z = 109$ , котра має палець, який входить у гвинтовий паз допоміжного ексцентрика. Хід гвинтового паза дорівнює 55 мм. За один оборот проміжного вала 2 основний вал 1 робить теж один оборот, тому що обидва вали зв'язані рівними шестернями  $Z = 93$ .

Шестірна  $Z = 109$  за один оборот проміжного вала робить  $\frac{108}{109}$  оборотів, тому що її веде шестерня проміжного вала з числом зубів  $Z = 108$ . Шестірна  $Z = 109$  відстає від шестірни  $Z = 93$  на  $1 - \frac{108}{109} = \frac{1}{109}$  обороту. Це рух шестірни  $Z = 109$  щодо шестірни  $Z = 93$  не може бути здійснене без поздовжнього руху основного вала 1.

Число коливань штанг, одержуване від поздовжнього руху вала 1 за законом рейкового зачеплення дорівнює

$$n_{\text{Э}''} = n_M \frac{21 \cdot Z_6 \cdot Z_A}{Z_5 \cdot 46 \cdot Z_5} \left(1 - \frac{108}{109}\right) \frac{h \cdot 2}{\pi \cdot m \cdot Z_4} = 1,45 \frac{Z_6 \cdot Z_A}{Z_5 \cdot Z_B}.$$

Загальна формула, по якій визначається число оборотів ексцентрика, яке те ж саме, як і число подвійних коливань штанг нитководія буде

$$n_{\text{Э}} = n_{\text{Э}}' \pm n_{\text{Э}''} = (36,45 \pm 1,45) \frac{Z_6 Z_A}{Z_5 Z_B}.$$

Періодичність змін числа коливань, віднесена до числа коливань буде дорівнювати



2 з невеликим кроком гвинтового замкнутого паза, у який входить нерухомо закріплений у корпусі палець 3. При обертанні ексцентрика 2, весь вал, на якому встановлені ексцентрики, одержує зворотно-поступальний рух. В іншому механізм працює, як аналогічний з одним ексцентриком. Обидва ексцентрика можуть обертатися з різними швидкостями, причому допоміжний ексцентрик звичайно має швидкість в  $2 \div 3$  рази меншу, чим основний.

Сумарна амплітуда коливань нитководія зміниться при цьому від  $E_{\max} = E + l$  до  $E_{\min} = E - l$ , отже

$$H_{\max} = \frac{(E + e)l_0 \cdot l_2 \cdot l_4}{l \cdot l_1 \cdot l_3};$$

$$H_{\min} = \frac{(E - e)(l_0 - h)l_2 \cdot l_4}{l(l_1 + h)l_3}.$$

Використовуючи цей механізм можна одержати хвилеподібну структуру намотування (рис. 83). У цьому випадку допоміжний ексцентрик повинний робити не менше, а значно більше, ніж головний, число обертів. При цьому нитководій за один період руху по всій довжині розкладки одержує ще додаткові зворотно-поступальні коливання, що, сполучаючись з обертанням бобіни і забезпечують розкладку нитки по її поверхні хвилями. Такий тип намотування застосований з метою полегшення компенсації усадки нитки при обробці, але на практиці він гарних результатів не дав і в даний час на машинах для формування не застосовується.

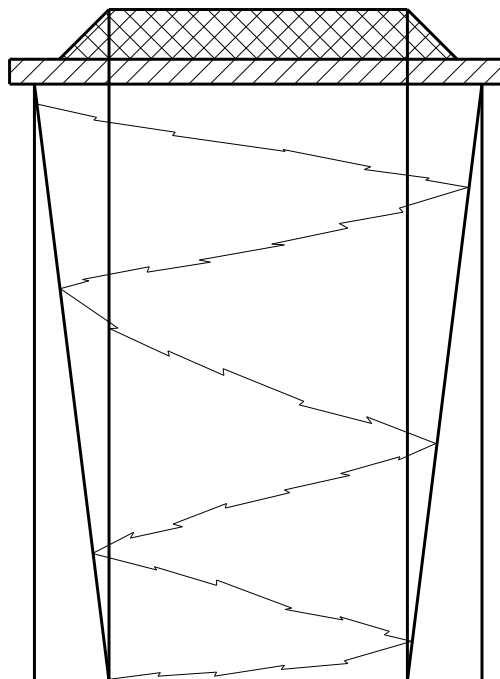


Рис. 83. Хвилеподібна структура намотування

Кут розкладки нитки на поверхні бобіни

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{V_P}{V_H} = \frac{2hZ}{\pi \cdot D \cdot n},$$

де  $V_P$  - лінійна швидкість нитководія нитки;  $V_H$  - швидкість приймання нитки;  $h$  - довжина ходу нитководія;  $Z$  - число ходів нитководія в хвилину;  $D$  - діаметр бобіни;  $n$  - швидкість обертання бобіни.

### 3.14 Нитководії, призначення, конструкції, робота

Нитководії є кінцевою робочою деталлю механізмів розкладки нитки. Вони призначені для точної розкладки нитки по довжині пакування відповідно до тих законів руху, які створюються взаємодією з механізмом розкладки нитки.

По конструкції нитководії можуть бути коливальними і ковзкими. У першому випадку вічко нитководія рухається по дузі кола, центром якого є коливальний вал механізму розкладки. В другому випадку штанга нитководія розташовується паралельно вісі бобіни. Теоретично більш вірним є застосування ковзких нитководіїв, але у виробництві віскозних волокон ковзкі нитководії швидко виходять з ладу через високу агресивність навколишньому середовищу.

Велике значення для точності намотування має форма вічку нитководія, встановлення його стосовно намотуваного пакування і ширини прорізу. Проріз у вічку нитководія, по якому рухається нитка, повинен бути не ширше 0,5 - 1,0 мм, щоб у моменти зміни напрямку руху нитководія нитка не застоювалася.

Кут прогину нитки у вічку повинний бути мінімальним, або бути відсутнім взагалі. Усе це забезпечує гарну якість намотування нитки.

Нитководії машин для виробництва хімічних волокон з розчинів часто виготовляють зі скла, корунду, ультрафарфору, ситалу, мінералокераміки і загартованої хромованої сталі. Конфігурація нитководіїв може бути різною, однак, з огляду на необхідність надійного кріплення вони повинні бути технологічними і забезпечувати тривалу безвідмовну роботу, не роблячи негативного впливу на якість нитки.

Основними вимогами, що висуваються до нитководіїв є: невисока вартість, недефіцитність, висока зносостійкість, висока корозійна стійкість, технологічність, відсутність тріщин, раковин, порізів, надійність і довговічність роботи, простота конструкції.

Крім того, конструкція нитководія повинна бути такою, щоб забезпечувалася можливість швидкої заміни його при ремонті чи виході з ладу.

## Список використаної і рекомендованої літератури

- 1 Браверман П.Ф., Чачхиани А.Б. Оборудование и механизация производства химических волокон. М.: Машиностроение, 1975, - 375 с.
- 2 Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы. М.: Машиностроение, 1969, -628 с.
- 3 Блюмберг Ц.М. Прядильные насосы. М.: Машгиз, 1959, -91 с.
- 4 Регельман Х.З. Машины для формования химических и минеральных волокон. Л.: Машиностроение, 1972, -264 с.
- 5 Прошков А.Ф. Машины для производства химических волокон. – М.: Машиностроение, 1984. - 472с.
- 6 Прошков А.Ф. Расчёт и конструирование машин для производства химических волокон. Учебник для студентов вузов. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1982. -408с.
- 7 Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. М.: Машгиз, 1960, -
- 8 Прошков А.Ф. Исследование и проектирование мотальных механизмов. М.: Машгиз, 1963, - 315 с.
- 9 Роговин З.А. Основы химии и технологии производства химических волокон. М.: Химия, 1964, ч. 1, -644 с.
- 10 Пакшвер А.Б., Меос А.И. Технологические расчеты в производстве химических волокон. М.: Химия, 1966, - 322 с. изд. 2-е.
- 11 Корытыцкий Я.И. Исследование динамики и конструкций высокопроизводительных веретен текстильных машин. М.: Машгиз, 1963.
- 12 Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967, - 444 с.
- 13 Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков, изд. Харьковского университета, 1966.
- 14 Ногин В.В. Конструкция и расчет приспособлений непрерывного накопления и перемещения нити. Научно-исследовательские труды, М.: ВНИИЛТЕКМАШ, 1963, № 10.
- 15 Моисеев Г.К. Цилиндрическая крестовая намотка вискозной нити на машинах непрерывного процесса. М.: ВНИИЛТЕКМАШ, 1958.
- 16 Матюшев И.И. и др. Агрегаты и машины для формования химических нитей из расплава. Под ред. И.И.Матюшева. Л.: Машиностроение, 1989.-286 с.
- 17 Сухарев В.А., Матюшев И.И. Расчет тел намотки. М.: Машиностроение, 1982.-136 с.
- 18 Машиностроение. Энциклопедия. /Ред. Совет: К.Ф.Фролов, пред. и др. / М.: Машиностроение. Машины и агрегаты текстильной и легкой промышленности. Т. IV, раздел 13. И.А.Мартынов, А.Ф.Прошков, А.П.Яскин и др. Под. общ. ред. И.А.Мартынова, 1997, -608 с.

# ЗМІСТ

С.	
<b>Вступ</b> .....	3
<b>Розділ 1</b>	
<b>Загальні питання курсу "Машини для формування хімічних волокон і ниток із розчинів полімерів"</b> .....	4
1.1 Види хімічних волокон, які формуються з розчинів, їхні основні характеристики і фізико-механічні властивості .....	4
1.2 Характеристика технологічного устаткування, яке застосовується для формування хімічних волокон з розчину .....	6
1.3 Спільність основних принципів розробки машин для формування хімічних волокон з розчинів .....	7
<b>Розділ 2</b>	
<b>Гідравлічні розрахунки і розрахунки на міцність систем подачі розчинів полімеру і робочих розчинів на машини</b> .....	10
2.1 Системи подачі розчинів полімеру і робочих розчинів на машини. Розчинопровідні. Розрахунок розчинопроводів .....	10
2.2 Загальний гідравлічний розрахунок колекторних трубопроводів для подачі розчинів волокнотвірних полімерів і робочих розчинів .	17
2.3 Рух підігрітого розчину полімеру в колекторі. Закон розподілу температури по довжині колектора .....	26
2.4 Гідравлічний розрахунок колектора на підставі закону розподілу температури по його довжині .....	29
2.5 Розрахунок трубопроводів для подачі робочих розчинів на міцність в умовах впливу корозійного середовища, перемінного тиску і гідравлічного удару .....	30
2.6 Загальні питання розрахунку на міцність ємнісних елементів машин і апаратів виробництва хімічних волокон з розчинів .....	33
2.7 Розрахунки на міцність конструктивних елементів ємнісної апаратури .....	37
2.8 Розрахунок на міцність тонкостінних обичайок, що працюють під внутрішнім тиском .....	39
2.9 Розрахунок на міцність товстостінних обичайок, що працюють під внутрішнім тиском .....	40
2.10 Розрахунок на міцність обичайок, що працюють під зовнішнім тиском .....	41
2.11 Розрахунок на міцність циліндричної обичайки, при дії осьової стискаючої сили .....	42
2.12 Розрахунок на міцність еліптичних відбортованих днищ судин і апаратів, що працюють під внутрішнім чи зовнішнім тиском .....	43
2.13 Розрахунок на міцність конічних днищ .....	45
2.14 Розрахунок на міцність плоских днищ судин і апаратів .....	47
2.15 Розрахунок зміцнення отворів .....	48

2.16 Розрахунок на міцність елементів апаратури, які виконані із труб ..	51
2.17 Розрахунок на міцність фланцевих з'єднань .....	54
2.18 Розрахунок ущільнень .....	58
<b>Розділ 3</b>	
<b>Робочі елементи, механізми і деталі машин для формування хімічних волокон з розчинів, їхня конструкція і розрахунок .....</b>	<b>60</b>
3.1 Конструкція і принцип роботи формуючих елементів. Порівняльний аналіз, технічні вимоги .....	60
3.2 Конструкції насосних стійок, призначення, структура, принцип роботи, розрахунок на міцність .....	70
3.3 Дозуючі насоси для волокнотвірних полімерів, класифікація, технічні вимоги, розрахунок подачі, принципи конструювання насосних мостів .....	72
3.4 Фільтрпальці і черв'яки. Призначення, конструкції, робота, розрахунок, технічні вимоги .....	81
3.5 Філь'єри для формування хімічних волокон з розчинів. Технічні вимоги, конструкції, матеріал для виготовлення, розрахунок філь'єр на міцність .....	87
3.6 Витяжні механізми. Призначення, конструктивні схеми, технічні вимоги, розрахунок .....	92
3.7 Механізми неперервного накопичування і транспортування нитки на машинах неперервного процесу. Призначення, конструкції, робота. Розрахунок довжини нитки на парних циліндрах .....	101
3.8 Розрахунок товщини граничного шару на заглибному ролику механізму обробки машин неперервного процесу .....	107
3.9 Приймальні механізми, класифікація, призначення, застосування, технічні вимоги, переваги, недоліки .....	113
3.10 Бобинотримачі і бобіни, технічні вимоги, конструкції, робота, розрахунок бобін на міцність .....	116
3.11 Електроцентрифуги формувальних машин, призначення, конструкція, робота, розрахунок і проектування .....	118
3.12 Кільцекрутильні електроверетена, призначення, конструкції, робота, технічні вимоги, розрахунок .....	131
3.13 Механізми розкладки нитки, призначення, класифікація, робота, конструкції, технічні вимоги, розрахунок .....	144
3.14 Нитководії, призначення, конструкції, робота .....	151
<b>Список використаної і рекомендованої літератури .....</b>	<b>152</b>