

ВСТУП

Конвеєрний транспорт на сучасних гірничо видобувних та гірничозбагачувальних підприємствах є невід'ємною частиною технологічного процесу видобутку та переробки корисних копалин. Завдяки йому відбувається регулювання темпів виробництва, забезпечується ритмічність роботи окремих ланок, підвищується продуктивність праці, вирішуються питання комплексної механізації та автоматизації транспортно-технологічних процесів. Безперервний конвеєрний транспорт знаходить усе більше застосування на різних промислових ділянках гірничих підприємств та забезпечує невідпинне зростання продуктивності та економічної ефективності у порівнянні з видами транспорту періодичної дії.

Особливості найрозповсюдженіших стрічкових конвеєрів зумовлюють виникнення низки недоліків, що знижують їх ефективність експлуатації, а саме порівняно висока енергоємність транспортування, недостатній ресурс підтримуючих роликів опор та стрічки, наявність просипів транспортованого матеріалу, пилення та дроблення породи під час її транспортування. З іншого боку до конвеєрів висуваються усе більш жорсткіші до показників надійності, безпеки та ефективності промислового обладнання, що призводить до необхідності проведення політики постійного технічного переозброєння підприємств. Одним із головних об'єктів постійної уваги дослідників та конструкторів є приводна станція, яка реалізує енергію руху приводного двигуна у енергію руху стрічки. На цій ділянці стрічкового конвеєру, зазвичай, зосереджені максимальні навантаження на стрічці і, відповідно, напруження у металоконструкціях. Важливим моментом при цьому є безпосередній контакт стрічки з приводним барабаном та передача обертального моменту від барабану до стрічки, на що великий вплив має зчеплення поверхні барабану та стрічки, як, у свою чергу, визначається коефіцієнтом тертя між поверхнею барабану та стрічкою. Дослідниками запропоновано декілька способів підвищення цього коефіцієнту тертя, серед яких найрозповсюдженішим є

використання гумового футерування з нанесеним рельєфом. Причому різними виробниками пропонується різні рисунки та розміри рельєфних канавок.

Отже дослідження процесу взаємодії стрічки з футеруванням приводного барабану конвеєру та вибір його раціональних параметрів є **актуальним науково-технічним завданням**.

Метою роботи є покращення режиму роботи стрічкових конвеєрів на основі вивчення процесу взаємодії конвеєрної стрічки з футерованим приводним барабаном а також розробка методики розрахунку та рекомендацій з виготовлення футеровок приводних барабанів

Об'єкт досліджень – процес передачі тягового зусилля від футерованого барабану до стрічки конвеєру.

Предмет дослідження – параметри футерування приводного барабану стрічкового конвеєру.

1. АНАЛІЗ ПЕРЕДАЧІ ЗУСИЛЛЯ ВІД ПРИВОДНОГО БАРАБАНАУ ДО СТРІЧКИ КОНВЕЄРУ

1.1. Аналіз конструкцій приводних станцій стрічкових конвеєрів

В даний час стрічкові конвеєри, призначені для роботи на гірничих підприємствах як у підземних та відкритих умовах, так і на збагачувальних фабриках, в основному мають двобарабанні приводи. Деякі закордонні фірми виготовляють трибарабанні приводні станції. Вказана тенденція йде всупереч з якими дослідженнями.

У роботі [1] розглядаються різні типи приводів з погляду тягової спроможності. Автор приходить до висновку, що збільшення a -тягового фактора, понад 8-10 не дає помітного збільшення тягового зусилля. Значення $a = (8..10)$ можуть бути досягнуті або застосуванням двобарабанного приводу при порівняно низькому коефіцієнті зчеплення μ , або при застосування одно-барабанного приводу з високофрикційним, еластичним футеруванням, який конструктивно є набагато простіше. З проведеного аналізу робиться висновок, що в тих випадках, коли можливо забезпечити стабільне значення коефіцієнта зчеплення μ не нижче 0,4, доцільно застосовувати однобарабанні приводні станції. Однак до теперішнього часу широко поширені гумові футеровки не забезпечують в шахтних умовах настільки високі стабільні значення коефіцієнта μ , У розрахунку приймають μ не вище 0,25, а оскільки при цьому однобарабанний привод не забезпечує достатніх тягових властивостей, орієнтуються на двох або трибарабанні приводні станції.

У потужних стаціонарних і напівстаціонарних стрічкових конвеєрах, для яких вимога малогабаритності не дуже значна, порівняно легко забезпечується синхронізація роботи декількох приводних барабанів шляхом застосування на кожному барабані самостійного приводу. На стрічкових конвеєрах, що використовуються на виїмкових ділянках, застосування роздільного приводу, як показав досвід, призводить до незручностей обслуговування і такі приводи для дільничних конвеєрів не знайшли поширення на підприємствах. Робилися спроби

синхронізації роботи приводних барабанів дільничних конвеєрів шляхом застосування диференціальних редукторів. Однак, в процесі експлуатації виявився суттєвий дефект цих приводів, пов'язаний з тим, що при різкому падінні коефіцієнта зчеплення на одному з барабанів (наприклад, при попаданні бруду або води між стрічкою і поверхнею барабана) він починав обертатися з високою швидкістю, а інший зупинявся. При цьому пробуксовка барабана, що швидко обертається, призводила до значного нагрівання стрічки і барабана.

Закордонні фірми для дільничних стрічкових конвеєрів випускають, як правило, приводи з двома або з трьома нефутерованими приводними барабанами з жорстким кінематичним зв'язком і одним приводним двигуном. Іноді поверхня барабана виконується з рифленням (ширина канавок - 9 мм, глибина - 2,5 мм.)

В даний час метою розширення сфери застосування більш простих і надійних однобарабанных приводів за кордоном проводяться інтенсивні роботи зі створення високофрикційних еластичних футеровок. З іншого боку, використання таких футеровок у багатобарабанных приводах значно підвищують її тягову здатність і надійність, а також безпеку від пробуксовки, що особливо важливо для дільничних конвеєрів.

У роботі [2] наводиться аналіз впливу коефіцієнта тертя між стрічкою і приводним барабаном на вагові та вартісні показники приводного пристрою стрічкових конвеєрів із високоміцними стрічками. Зі збільшенням μ зростає довжина конвеєрного ставу, знижується погонна вага та погонна вартість приводного пристрою. Завдання підвищення тягових здібностей приводів стрічкових конвеєрів полягає у вишукуванні способів підвищення сили зчеплення стрічки з приводним барабаном. Це завдання однаково відноситься до потужних, стаціонарних конвеєрів і до дільничних конвеєрів малої та середньої потужності.

Наведемо класифікацію приводних пристроїв стрічкових конвеєрів

Привідні пристрої стрічкових конвеєрів можуть бути класифіковані за такими ознаками.

1. За типом приводу може:

- а) барабанні приводи,

б) лінійні приводи;

2. За способом передачі тягового зусилля:

а) контактний:

- тертям;
- тертям та зачепленням;
- зачепленням;

б) безконтактний магнітний.

У барабанних приводах тертя підвищення тягових властивостей може бути досягнуто такими способами:

- збільшенням натягу конвеєрної стрічки;
- збільшенням кута обхвату стрічкою приводного барабана;
- застосуванням високофрикційних футерувань;
- застосуванням самоочисних приводних барабанів;
- застосуванням пневмокатків у якості приводних барабанів;
- додатковим притисканням стрічки до барабана механічними елементами;
- ж) додатковим притисканням стрічки до барабана немеханічними способами.

У барабанних приводах, що здійснюють передачу тягового зусилля тертям та зачепленням, підвищення тягових властивостей може бути досягнуто:

- застосуванням кардострічкового зачеплення;
- застосуванням футеровок та стрічок з рифами або виступами,

У барабанних приводах, що передають тягове зусилля зачепленням поверхні, що контактують, можуть бути:

- з пружним зачепленням;
- із жорстким зачепленням.

Для лінійних приводів з контактною взаємодією приводного та тягового органів використовуються ті ж способи передачі тягового зусилля, що і для барабанних, а для лінійного приводу з безконтактною взаємодією може бути використаний принцип магнітного зв'язку. Крім зазначених класифікаційних ознак

існують ще цілий ряд таких як тип елемента, що підвищує тягову здатність приводу, конструктивне виконання та ін. Класифікаційна схема сучасних приводних пристроїв стрічкових конвеєрів наведена на рис. 1.1.

Розглянемо приводні барабани, що передають тягове зусилля тертям без додаткового притискання стрічки.

Конструкції приводних барабанів можна розбити на 4 групи:

- нефутеровані барабани;
- футеровані барабани;
- барабани, що самоочищаються;
- барабани у вигляді пневмокатків.

Нефутеровані барабани застосовуються нині лише на малопотужних конвеєрах. З метою підвищення коефіцієнта зчеплення зі стрічкою, на поверхні барабана іноді наносять насічку.

Найбільшого поширення в даний час отримали приводні барабани футеровані різними високофрикційними матеріалами [3, 4, 5, 6].

Високі фрикційні властивості мають футеровки з кераміки і бетону. Керамічне футерування виконують з різною формою рифлень на поверхні (рис.1.2,а) [3]. З метою підвищення зв'язку між поверхнею барабана і бетоном, обічайку приводного барабана (рис,1.2,б) [4] доцільно виконувати з насічкою.

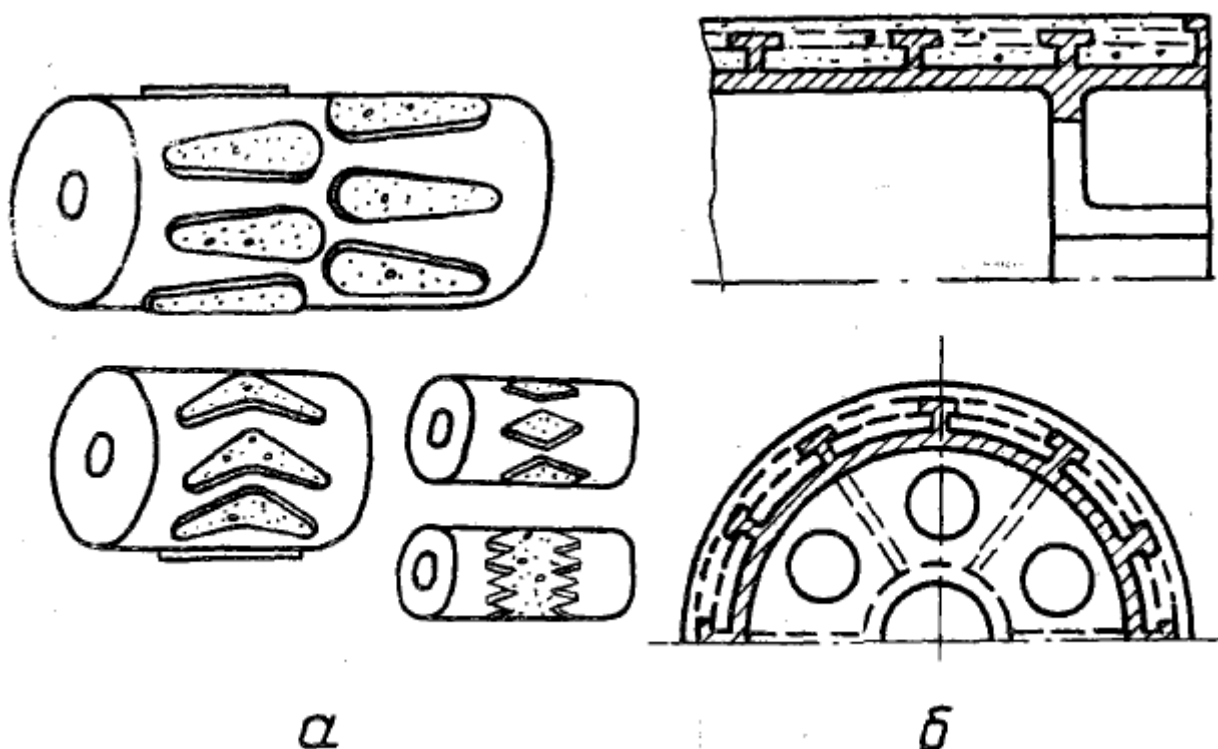


Рис 1.2 – Конструкції приводних барабанів футерованих керамікою і бетоном: а - конструкції, приводних барабанів футерованих керамікою [3]; б - конструкція приводного барабана, футерованого бетоном [4]

Бетонні та керамічні футерування мають дуже високий коефіцієнт зчеплення ($\mu = 0,7..0,8$) з конвеєрною стрічкою, але внаслідок пружного ковзання по барабану зношують обкладку конвеєрної стрічки. Продукти зносу, що утворюються, забивають пори футеровки, після чого різко знижується коефіцієнт зчеплення [7]. Також використовуються барабани з керамічними і бетонними футеровками на стрічкових конвеєрах обладнаних гумово-тросовими стрічками, які мають мале подовження, внаслідок чого зменшується пружне ковзання на барабані і знижується знос обкладки [8]. На конвеєрах невеликої потужності застосовуються футеровки з дубових планок [9].

Коефіцієнт зчеплення дубових футеровок близько $\mu = 0,2..0,25$ при сухих поверхнях, але при забрудненні або зволоженні знижується до 0,116.

Приводні барабани потужних стрічкових конвеєрів футеруються еластичною гумою завтовшки від 6 до 15 мм. Спостерігається тенденція збільшення товщини футерування. Як показали дослідження [7, 10], барабани з футеровкою з еластичної

гуми забезпечують більший запас сил тертя за рахунок передачі частини тягового зусилля на дузі відносного спокою. Деформація зсуву футерування, яка спостерігається в процесі передачі тягової сили до деякої міри знижує пружне ковзання стрічки по поверхні барабана, внаслідок чого знижується зношування футерування і обкладинок конвеєрної стрічки.

Теоретичні та експериментальні дослідження показують що найкращими показниками з погляду зменшення зносу мають футерування з гум твердістю 40..45 од.по Шору, при цьому забезпечується стабільний коефіцієнт зчеплення в межах $\mu = 0,3..0,45$.

Заслуговує на увагу конструкція приводних барабанів з двошаровим футеруванням (рис,1.3,а) [5]. При використанні такого футерування пружне ковзання відбувається між верхнім і нижнім шарами футерування.

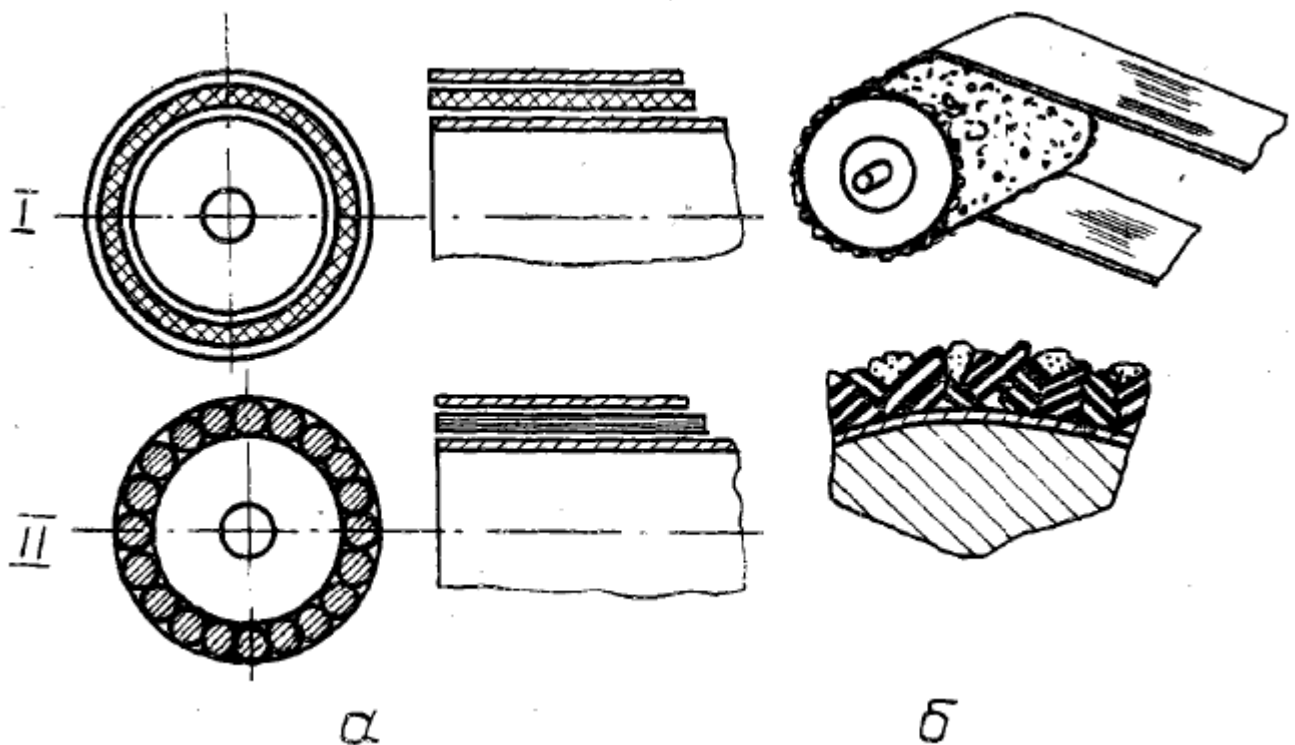


Рис 1.3 - Конструкції приводних барабанів футерованих гумою і каучуком [5]: а-I - схема приводного барабана с тришаровим футеруванням; II - схема приводного барабана с двошаровим футеруванням з системою гумових стрижнів, б - схема приводного барабана, с особливо пружнім футеруванням [6]

Великий інтерес представляє гумове футерування, пропонована у [6], яка

являє собою шар особливо пружної гуми на базі фенолових смол і метилетил кетону з вкрапленими в гуму крупинками твердого каучуку, що створює шорсткість (рис 1.3,б). За твердженням авторів ця футеровка є маслокислототривкою і не знижує високого коефіцієнта зчеплення при забрудненні. Крім того вона має властивість звукопоглинання [6] . Вказується на невеликий знос стрічки та футерування при їх взаємодії. На жаль, у літературі не наводяться дані лабораторних та промислових випробувань.

Спробу забезпечити самоочищення поверхні барабанів від вологих матеріалів, що налипають, привели до створення ребристих барабанів різних конструкцій [11-16].

Конструкції самоочисних приводних барабанів можуть бути розбиті на чотири групи.

- Кільцеві барабани.
- Ребристі чи лопатеві барабани.
- Барабани з гвинтовими чи шевронними канавками.
- Спіральні барабани.

На рис.1.4,а наведена конструкція кільцевого барабана 1, що знаходиться в контакті зі стрічкою 2. Барабан складається з набору дисків 3, посаджених на приводний вал 4. При обертанні барабана дрібна фракція, що налипає, прокидається між дисками на зворотну гілку стрічки.

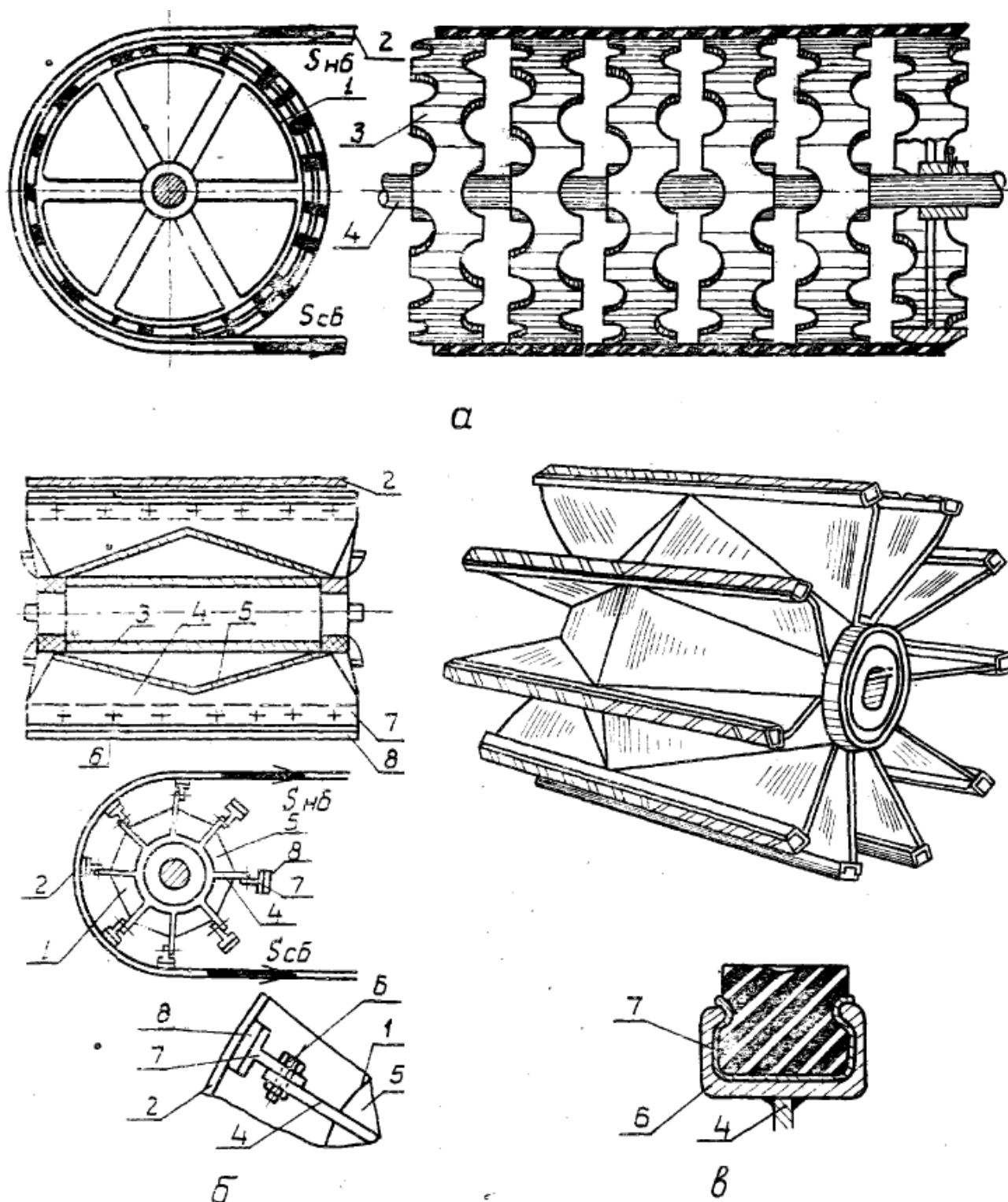


Рис 1.4 - Схеми приводів з приводними барабанами, що самоочищуються: а - схема привода з нефутерованим барабаном, що самоочищується; б - схема привода з лопатевим барабаном, що самоочищується; в - конструкція футерованого ребристого барабану, що самоочищується

На рис.1.4,б показаний лопатевий барабан, що складається з порожнистого циліндра 3, до якого приварені радіальні допаті 4, посилені міжлопатевими перемичками 5. До лопатей за допомогою болтів 6 кріпляться поздовжні планки 7 таврового перерізу, забезпечені смужками футерування 8. Процес очищення поверхні барабана принципово не відрізняється від кільцевого.

Прагнення надійно закріпити смужки футерувального матеріалу на лопатях призвели до створення лопатевого барабана з гумовими лопатями (рис.1.4, в). Смужки футерування 8 входять в пази лопатей, краї яких злегка загинаються усередину.

На рис.1.5,а показана ще одна конструкція барабану, що самоочищується, яка складається з секцій 16, двох діафрагм - 28 і 30, маточок 22, підшипників 24 і валу. Зовнішні полиці 18 менше внутрішніх 14. До зовнішніх полиць кріпляться футеровальні накладки. Внутрішні полиці служать для з'єднання її у єдину конструкцію.

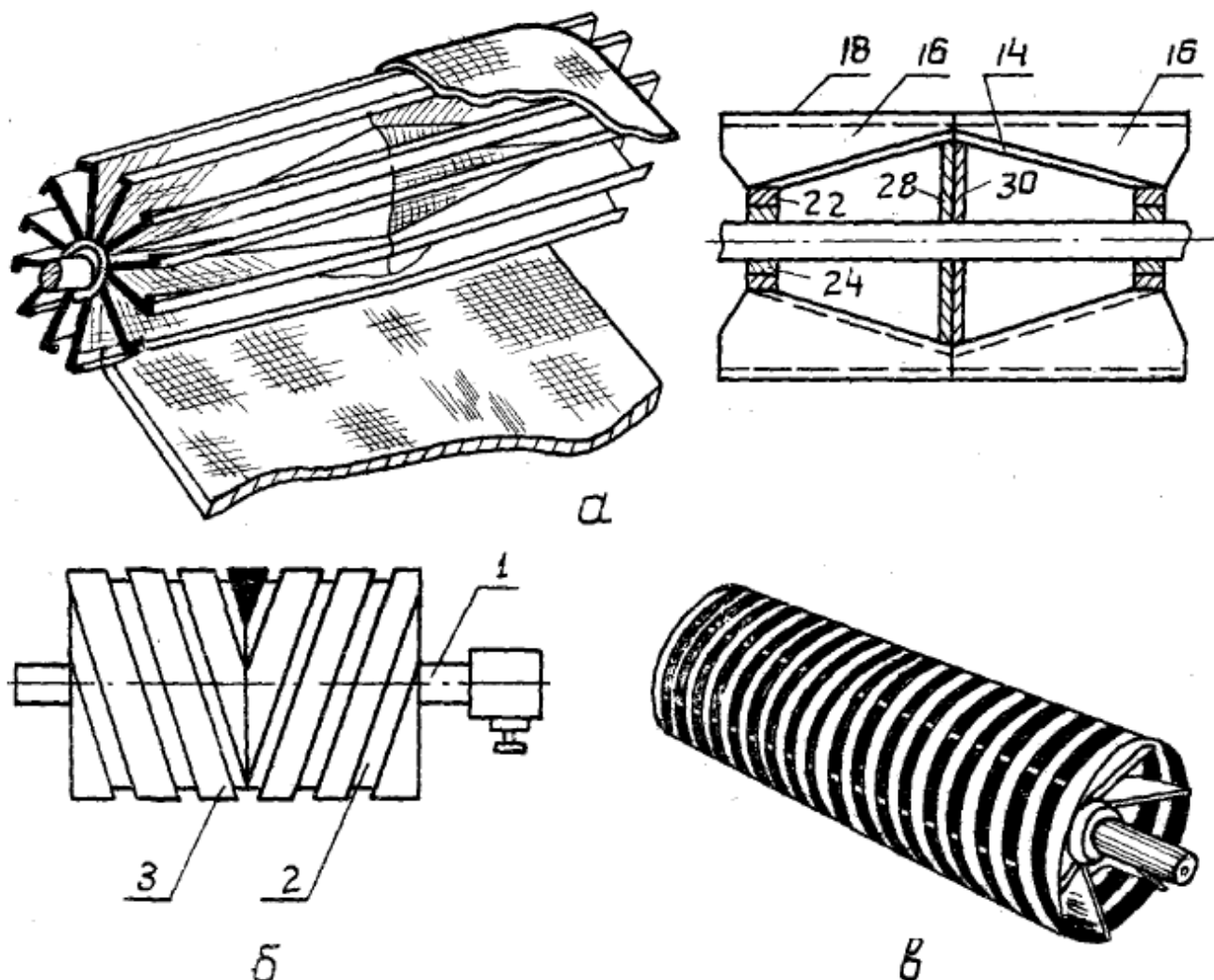


Рис 1.5 - Схеми конструкцій самоочисних приводних барабанів: а - схема зварного барабана з поздовжньою ребристістю б-схема приводного барабана з футеровкою навитою по гвинтовій лінії; в – схема спірального приводного барабана.

Всі зазначені лопатеві барабани, маючи властивість самоочищення, не забезпечують високого ступеня плавності ходу стрічки. Крім того, внаслідок зменшення контактної поверхні між стрічкою і барабаном, збільшується питомий тиск стрічки на футеровані елементи ребер. При великих натягах стрічки цей тиск може виявитися неприпустимо великим і, як стверджує більшість дослідників, зі збільшенням тиску знизиться коефіцієнт зчеплення стрічки з барабаном і зменшиться тягова здатність барабана. Для кращого центрування стрічки застосовують ребристі барабани зі спіральною поверхнею (рис 1.5 б, в). На барабан лопатевої конструкції навиті по гвинтовій лінії від країв до середини барабана дві

спіральні смуги. Поверхню смуг іноді футерують. Спіральні барабани мають також здатність самоочищатися однак, як і на ребристих барабанах на них має місце підвищений питомий тиск стрічки на поверхню барабана Крім того, гвинтова поверхня, як показує досвід, призводить до додаткового зносу обкладки і поверхні барабана внаслідок появи ковзання гвинтової поверхні стрічкою в напрямку від бічних сторін барабана до його середини.

У Криворізькому науково-дослідному гірничорудному інституті проводилися дослідження [17] зчеплення конвеєрної стрічки з ребристою поверхнею приводного барабана, що складається з рівнобоких куточків, розташованих по утворюючим циліндричної поверхні барабана і повернутих до периферії кутом. Таким чином, поверхня барабана складалася з гострих граней, що розташовані на відстані 30-40 мм. Результати порівняння зазначеного барабана і барабана з гладкою сталевую поверхнею наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри барабанів [17]

Ширина стрічки, см	Поверхня обхвату барабану стрічкою, см ²	Барабан з гладкою поверхнею				Барабан з ребристою поверхнею			
		Т _{сб} , кгс	Т _{нб} , кгс	μ, кгс	Р _{ср} , кгс/см ²	Т _{сб} , кгс	Т _{нб} , кгс	μ, кгс	Р _{ср} , кгс/см ²
10	345	18,7	46	0,29	0,19	17,5	47	0,31	0,19
10	345	39,8	97	0,28	0,4	27,6	44	0,33	0,3
10	345	70	168	0,28	0,69	37,6	100	0,31	0,4
10	345	85,1	183	0,24	0,78	55,6	163	0,33	0,62
10	345	95,5	183	0,22	0,82	72,6	203	0,32	0,8

Збільшення коефіцієнта зчеплення пояснюється, використанням гострих граней в обкладці стрічки. Однак проти очікування коефіцієнти зчеплення все-таки виявилися низькими незважаючи на малий питомий тиск ($P_{ср} = 0,19..0,82$ кг/см²). Досліди показують, що при таких спостереженнях нормального тиску коефіцієнт зчеплення повинен мати більш високі значення [10] Грунтуючись на вітчизняному та зарубіжному досвіді, можна припустити, що сферою застосування приводних барабанів розглянутого типу є приводи невеликої потужності (до 20 кВт), що працюють в умовах з великою вологістю та запиленістю.

У літературі [18] висловлювалося думка про можливість застосування у якості приводних барабанів пневмокатків з низьким внутрішнім тиском ($0,1-0,5 \text{ кг/см}^2$) (рис.1.6.б), Американські фірми [19] пропонують використовувати як приводний барабан батарею звичайних автомобільних коліс, насаджених на загальний вал (рис.1.6,а). Тиск усередині шин може бути регульованим. Зазначені барабани: з пневмошин з протектором мають ті ж переваги, що і футеровки з товстої еластичної гуми з шевронними рифленнями.

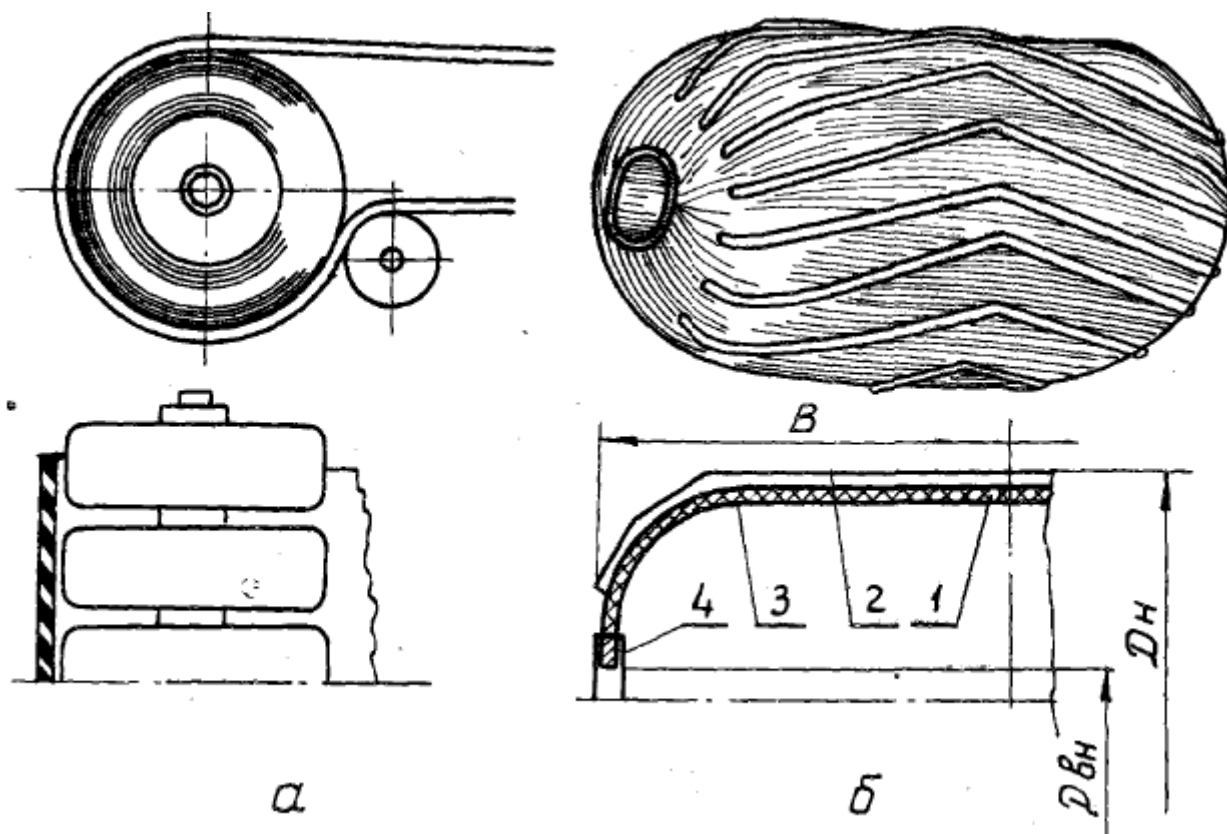


Рис 1.6 - Пневмокати як приводних барабанів стрічкових конвеєрів [18, 19]:
а - схема приводу з батареї пневмошин; б - схема приводного барабана як безкамерного пневмокатка.

Важливим елементом у конструкції приводних барабанів, футерованих високофрикційними еластичними матеріалами, є кріплення футеровок до обичайки барабана. Деякі зарубіжні фірми рекомендують наклеювати футеровку у вигляді тонкої довгої смуги, яка намотується на поверхню барабана по гвинтовій лінії. До недоліків цього типу футерування може бути віднесено можливе децентрування конвеєрної стрічки на барабані. Складність привулканізації та приклеювання

футерування у виробничих умовах змусила розробити інші методи кріплення футерування до барабана. На рис 1.7,а показаний спосіб кріплення футерування до барабана за допомогою планок [20]. Зазначений спосіб дозволяє легко замінювати футеровку, не знімаючи барабана з приводу. Однак притискні планки зменшують контактну поверхню барабана, а його нерівна поверхня ускладнює очищення.

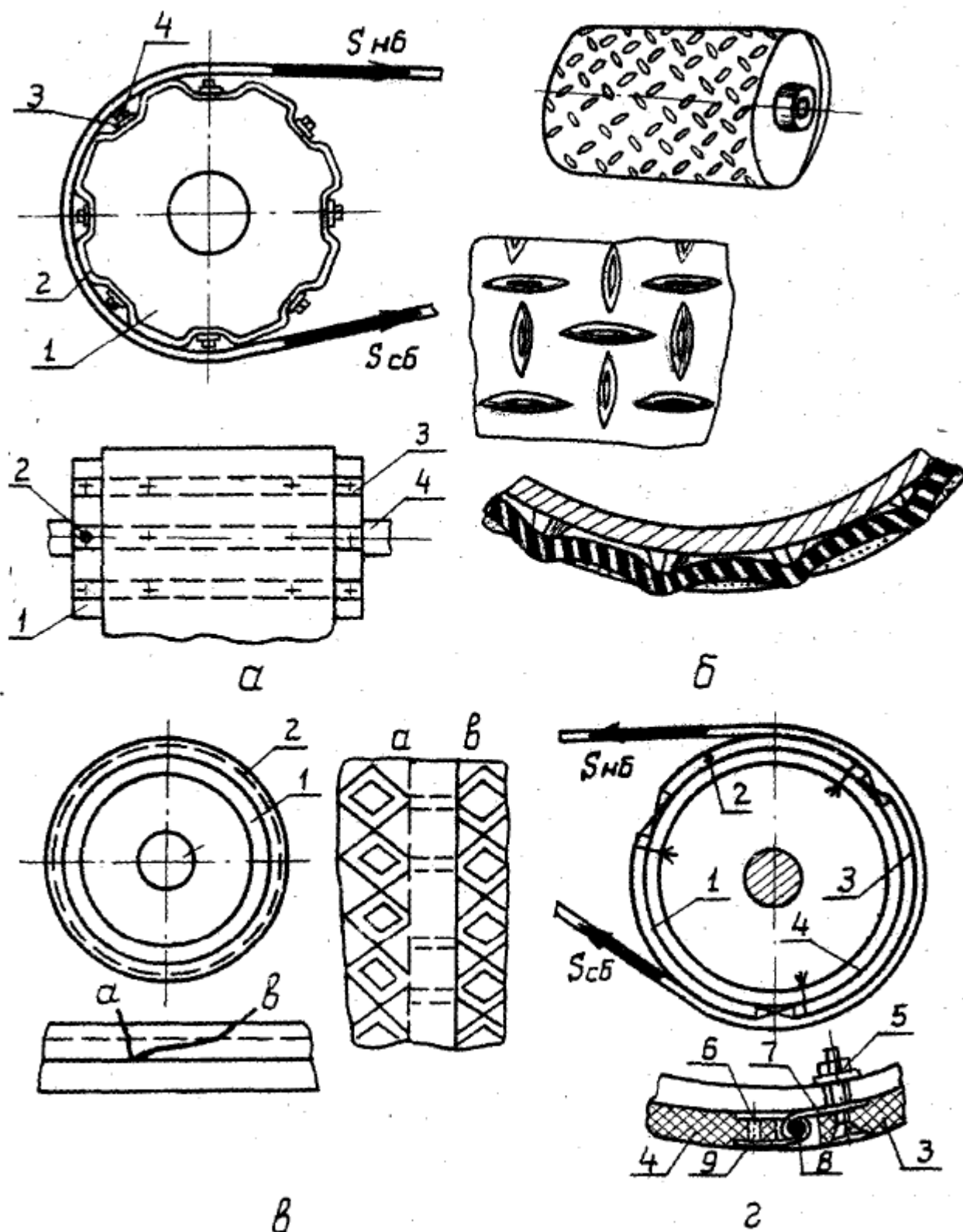


Рис 1.7 – Схеми кріплення футеровок до приводних барабанів: а - схема кріплення футеровки за допомогою планок[20]; б - схема кріплення футеровки на рифленому барабані [21]; в - схема приводного барабана з приклеєною футеровкою [22]; г - схема кріплення за допомогою болтів і петель [25].

Велику площу контактної поверхні забезпечує спосіб кріплення, зображений на рис.1.7,б [21]. При цьому способі футеровка має можливість неодноразового прослизання по обичайці, чим до певної міри знижується пружне ковзання стрічки по барабану.

На рис 1.7,г [25] показана конструкція футеровки, яка кріпиться до обичайки барабана за допомогою болтів і петель. Футерування барабана виконано у вигляді трьох відрізків гнучкої стрічки однакової довжини 1, 2, 3. Кожен із відрізків одним кінцем прикріплений до барабана 4 болтами 5 з конічною головкою, а іншим шарнірно пов'язаний з кінцем наступного відрізка за допомогою незамкнених металевих петель 6, 7 та пальців 8. Металеві петлі прикріплені до кінців стрічки заклепками 9. Зазначена конструкція футерування має ряд істотних недоліків, головним з яких є наявність багатьох малонадійних елементів. Однак вона є швидкознімною і швидкозамінною, Крім того, значною мірою скорочується шлях відносного ковзання стрічки по футеровці, а отже, зменшується знос їх контактуючих поверхонь.

На потужних вітчизняних конвеєрах КРУ-900 і 2ЛУ-120В застосовується футеровка з окремих елементів (рис1.8,а), що складаються із вигнутих по дузі барабана сталевих пластин 2 з наклеєними на них або привулкавізованими листами футерівної гуми 4. Листи за допомогою утоплених головок кріпляться до обичайки 1 барабана, утворюючи суцільну гумову поверхню. Футерування такого типу легко замінюються, особливо якщо складаються зі значної кількості елементів (4 і більше), (рис.1.8,б) [23]

На рис.1.9,а показана схема кріплення цільнокільцевої футровки типу "Шеврон" [24]. Перевага даного способу полягає в тому, що кріпильні болти і місце кріплення знаходяться поза контактною зоною стрічки з футеруванням.

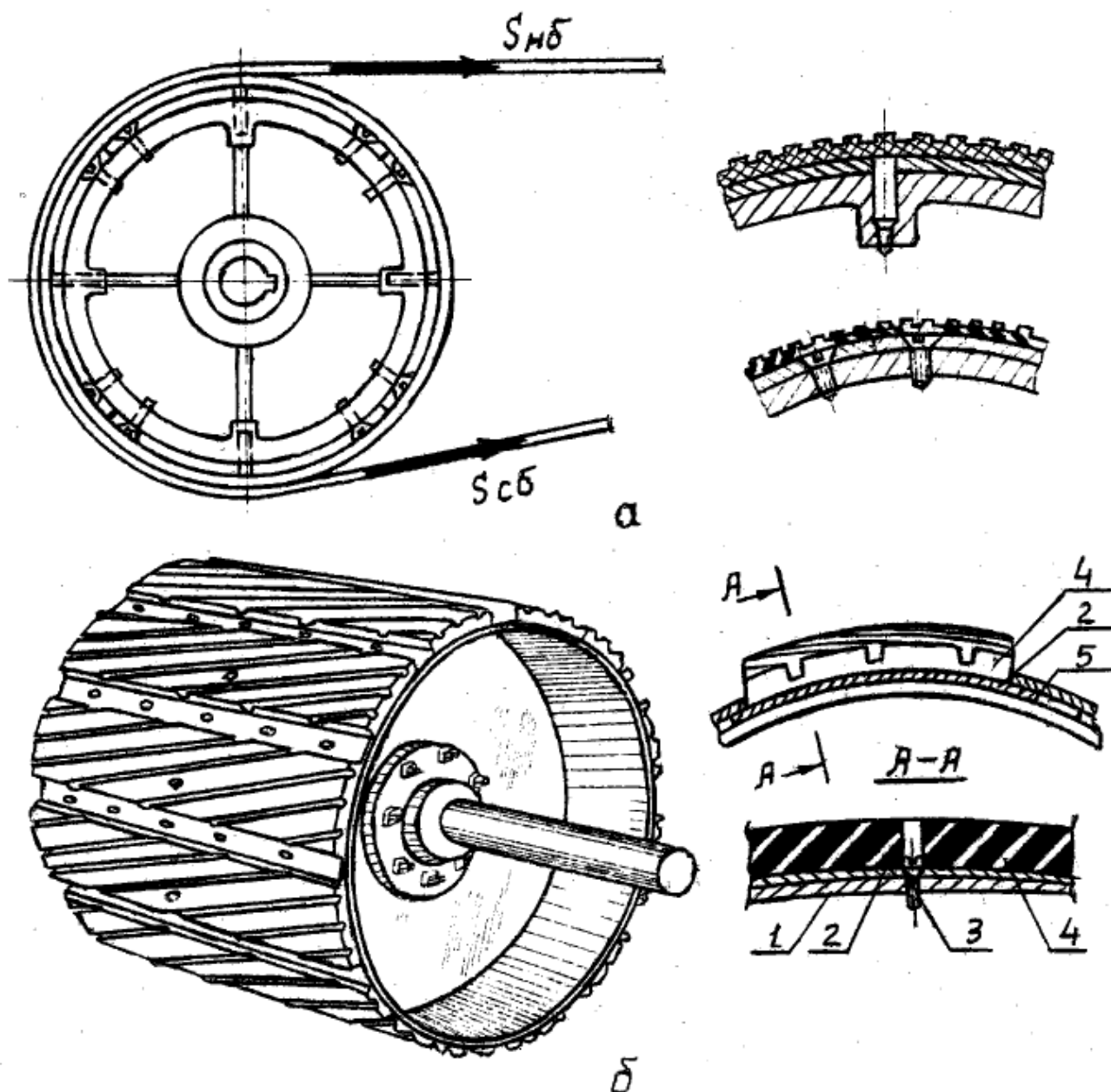


Рис 1.8 – Схеми кріплення футерування комбінованим способом [23]: а – схема кріплення кільцевого футерування, що складається з 4х частин; б – схема кріплення гумового футерування

Представляє деякий інтерес конструкція та схеми кріплення футерування на приводних шківках (рис.1.9, б) [25]. Еластичне футерування має еліпсоподібні западини для збільшення зчеплення стрічки з приводним шківом за рахунок природного присмоктування.

Всі розглянуті способи та схеми кріплення футеровок до барабанів мають один загальний і дуже суттєвий недолік, неможливість зміни футеровки без

демонтажу приводного барабана та зняття конвеєрної стрічки.

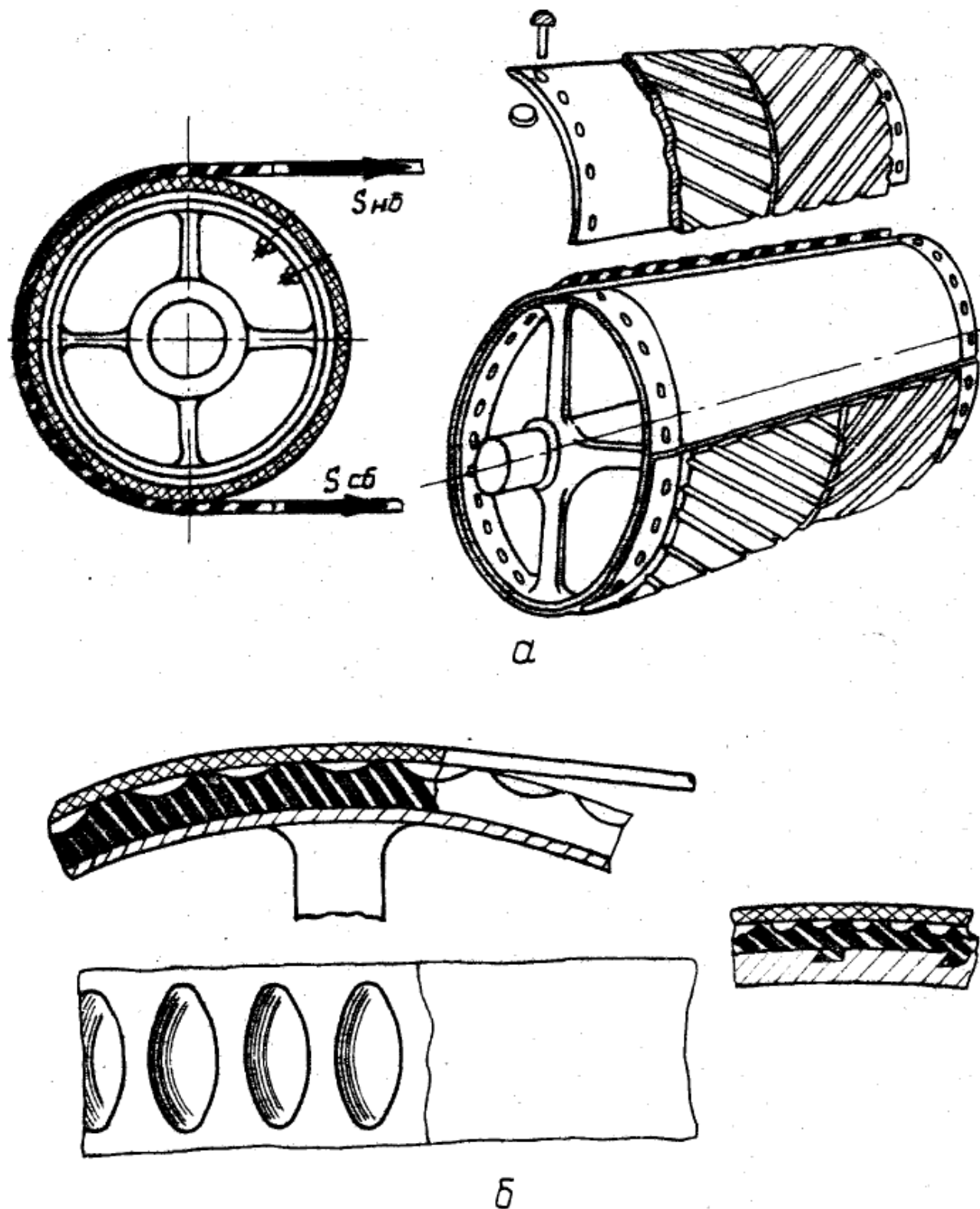


Рис 1.9 - Схеми кріплення футеровок: а - схема кріплення суцільнокільцевої футеровки типу "Шеврон" [24]; б - схема кріплення футеровки на приводних шківах [25]

У деякій мірі вільна від цього недоліку схема кріплення розрізних і кільцевих футеровок, що складаються з окремих частин, Враховуючи всі наведені вище міркування, пропонується два нових способи кріплення футеровки (рис, 10, 11).

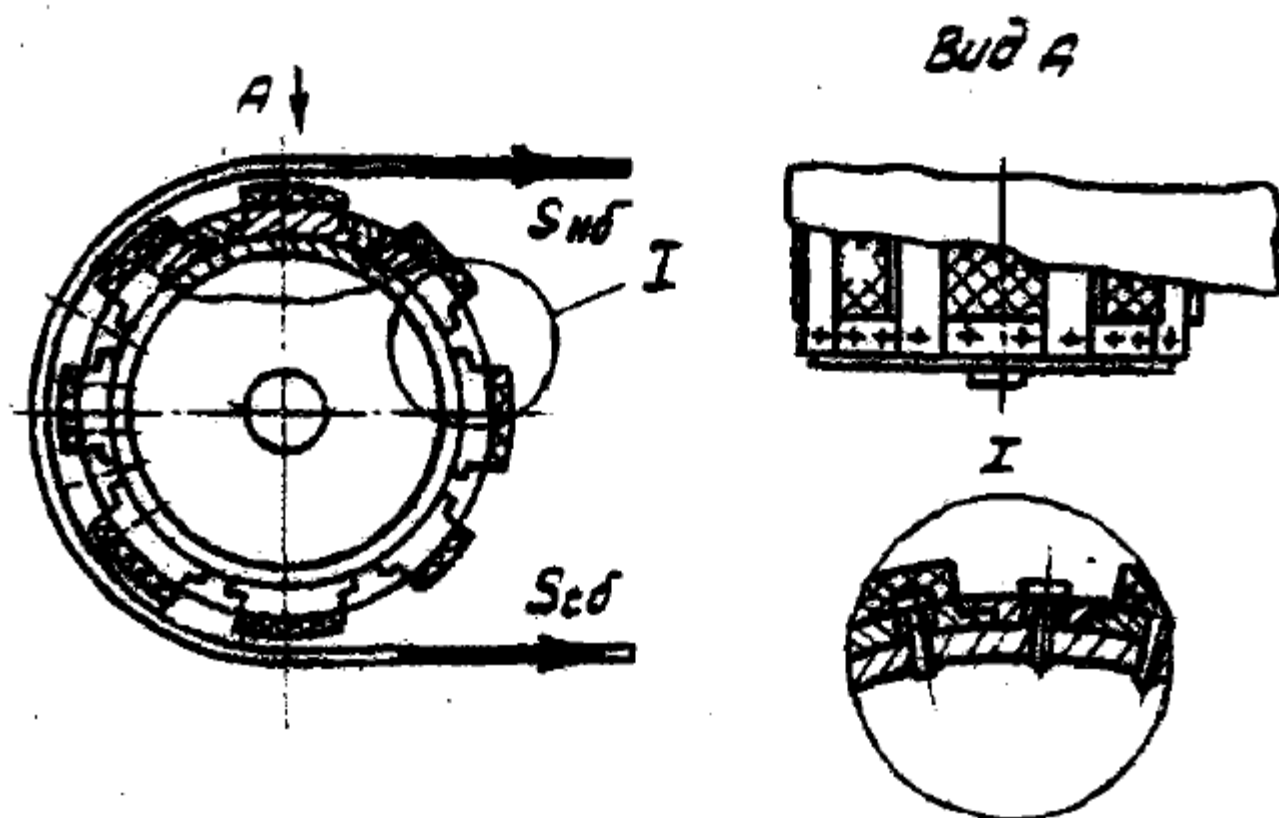


Рис 1.10 – Схема кріплення розрізного футерування до приводного барабану

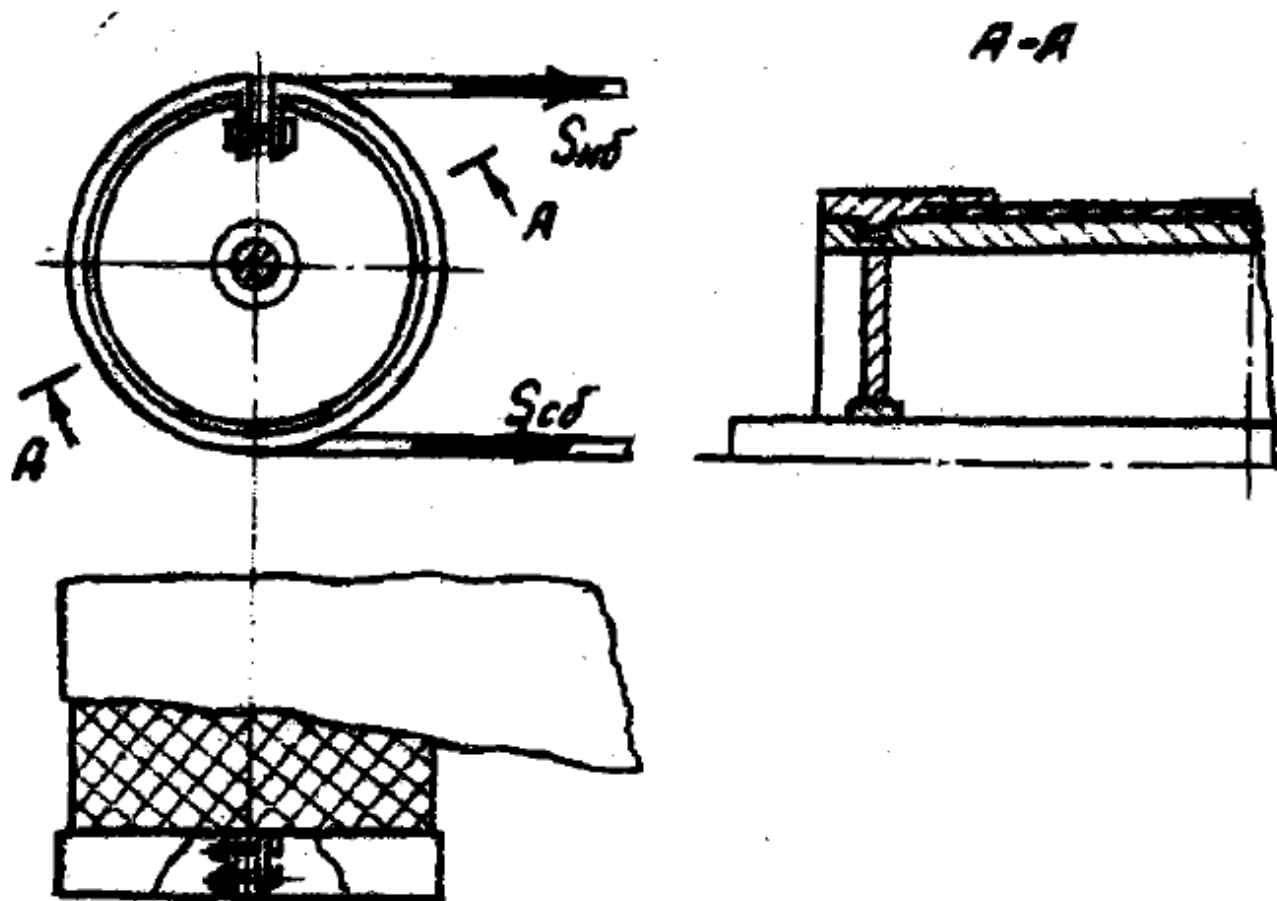


Рис 1.11 – Схема кріплення суцільнокільцевого футерування до приводного барабану

Еластична футеровка (рис.1.10) складається з окремих частин 1, наклеєних (або привулканізованих) до листів 2, які кріпляться на обичайці барабана 8 за допомогою Т-подібних планок 4 і гвинтів 5. Заміна футеровок проводиться частинами на вільній поверхні барабана (на дузі $360^\circ - \alpha_{обк}$), не знімаючи конвеєрної стрічки. Геометричні розміри елементів 2 і 4 вибираються з конструктивних міркувань та зручності монтажу. Відмінною особливістю даного способу кріплення є можливість зміни футерування без демонтажу приводного барабана та зняття конвеєрної стрічки, що значно скоротить час простою конвеєра, і метою значного скорочення прослизання конвеєрної стрічки по футеровці та швидкої заміни її при зносі пропонується новий спосіб кріплення (рис.1.11).

Цільнокільцева футеровка 1 забезпечена по краях кільцевими пластинами 2, що охоплюють, 2 стягнутих гвинтами 3, причому, футеровка виконана рухомий щодо обичайки і пластин. Силу притискання футерування до поверхні обичайки

барабана можна регулювати натягом гвинтів 3 . Кільцеві пластини 2 стопоряться щодо обичайки 4 за допомогою буртиків 5. Надійність і працездатність таких способів кріплення футеровок слід перевірити у виробничих умовах.

Аналізуючи розглянуті способи кріплення футеровок до приводних барабанів, їх можна розділити на три групи:

1. Кріплення вулканізацією або приклеюванням,
2. Кріплення за допомогою планок, болтів та хомутів.
3. Комбінований спосіб кріплення, що використовує приклеювання або вулканізацію і болтове, гвинтове або штифтове кріплення.

Вважається найбільш вдалим комбінований метод кріплення.

1.2. Аналіз тягової здатності різних конструкцій і схем барабанних приводів

Для порівняння тягової здатності різних приводів стрічкових конвеєрів зручно користуватися коефіцієнтом використання міцності стрічки на приводі

$$K_{\epsilon} = \frac{F_o}{T_{нб}} = \frac{F_o}{F_o + T_{сб}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{сб}}{F_o}} \quad (1.1)$$

де F_o – загальне тягове зусилля привода, кгс; $T_{нб}$, $T_{сб}$ – зусилля у набігаючій і збігаючій гілках конвеєрної стрічки, відповідно, кгс

У табл.1.2 наведено вирази для визначення коефіцієнта використання міцності стрічки на приводі для різних схем приводних пристроїв.

Таблиця 1.2 - Визначення коефіцієнта використання міцності стрічки

№	Тип приводного пристрою	Формула для визначення коефіцієнта K_{ϵ}
1	Приводи, що здійснюють передачу тягового зусилля тертям без додаткового притиску стрічки	$K_{\epsilon} = \frac{T_{нб} - T_{сб}}{T_{нб}} = 1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}$
2	Механічним способом	
2.1	притискним роликом	$K_{\epsilon} = \frac{T_{сб} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + T \cdot \mu \cdot e^{\mu\alpha}}{T_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} + T \cdot \mu \cdot e^{\mu\alpha}}$

		де T – сила притискання ролика до барабану, кг
2.2	батареею притискних роликів	$K_{\epsilon} = \frac{T_{cб} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + T \cdot \mu \cdot \sum_{i=1}^n e^{\mu\alpha i}}{T_{cб} \cdot e^{\mu\alpha} + T \cdot \mu \cdot \sum_{i=1}^n e^{\mu\alpha i}}$ де n – кількість притискних роликів
2.3	батареею затискних роликів	$K_{\epsilon} = 2 \cdot (1 - e^{-\mu\alpha})$
2.4	притискною стрічкою при однакових дугах обхвату	$K_{\epsilon} = \frac{(T_{cб} + S_a) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}{(T_{cб} + S_a) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + T_{cб}}$ де S_a – натягнення притискної стрічки, кг
2.5	спеціальними притискними пристроями	$K_{\epsilon} = \frac{T_{cб} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + q \cdot F \cdot \mu}{T_{cб} \cdot e^{\mu\alpha} + q \cdot F \cdot \mu}$ де q – питомий тиск стрічки на барабан, що створюється за допомогою притискного пристрою, кг/см²; F – площа зони додаткового тиску стрічки на барабан, см²
3	Немеханічним способом	
3.1	магнітним тяжінням гумотросової або сталеві стрічки	$K_{\epsilon} = \frac{(T_{cб} + f \cdot F) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}{(T_{cб} + f \cdot F) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + T_{cб}}$ де f – величина питомої сили магнітного притягування стрічки до поверхні барабану, кг/см²
3.2	вакуумним присосом конвеєрної стрічки	$K_{\epsilon} = \frac{(T_{cб} + p \cdot R \cdot B) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}{(T_{cб} + p \cdot R \cdot B) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) + T_{cб}}$ де p – розрідження, що створюється вакуум-насосом, кгс/см²; R – радіус приводного барабану; B – ширина конвеєрної стрічки
4	Приводи, що здійснюють передачу тягового зусилля тертям та зачепленням	$K_{\epsilon} = \frac{T_{cб} \cdot \mu \cdot \alpha}{2 \cdot \left(\frac{T_{cб} \cdot \mu \cdot \alpha}{2} + T_{cб} \right)} = \frac{\mu \cdot \alpha}{\mu \cdot \alpha + 2}$

Для порівняння тягових властивостей приводів побудовано їх тягові характеристики залежно від коефіцієнта зчеплення (рис.1.12).

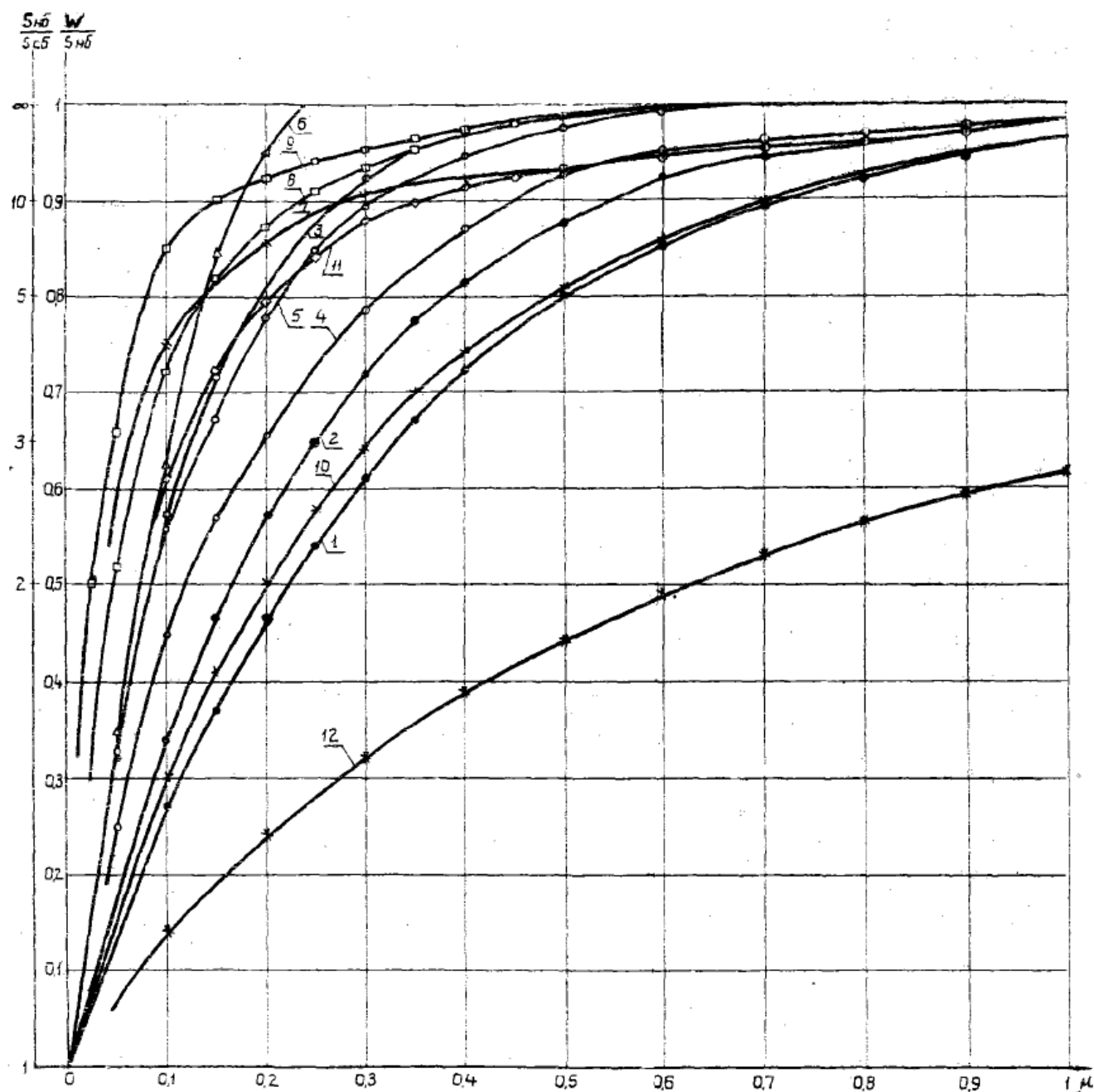


Рис 1.12 – Графік зміни тягових властивостей існуючих конструкцій і схем приводів стрічкових конвеєрів при зміні коефіцієнтів зчеплення

Основні параметри прийняті однаковими всім приводів; діаметр приводного барабана 100 см, ширина конвеєрної стрічки 100 см, натяг у біжній гілці $T_{св} = 1500$ кг. В однобарабанному приводі кут обхвату $\alpha = 180^\circ$ (крива 1), у приводі з відхиляючим роликком $\alpha = 240^\circ$ (крива 2), і в двобарабанному ($\alpha_1 = \alpha_2$) $= 480^\circ$ (крива 3).

У приводах з притискними роликами було прийнято в першому випадку $T = 3750$ кг (крива 4) і максимальне але міркувань механічної міцності гуми $T_{\max} = 7500$ кгс (крива 5). У приводі з притисною стрічкою натяг притисної стрічки приймалося $S_a = 10000$ кгс (крива 8) $S_a = 20000$ кгс (крива 9).

У приводі зі спеціальними притискними [26] елементами питомий тиск q приймався рівним допустимому 5 кг/см^2 , а площа зони додаткового притиску - $0,5 F$ - площі обхвату стрічкою барабана (з конструктивних міркувань) (крива 7).

Для визначення K_v в приводі з електромагнітним барабаном [26] величина питомої сили магнітного тяжіння стрічки приймалася $f = 0,015 \text{ кгс/см}$, для гумотросової стрічки [27]. Площа полюсів магнітів прийнята максимальною - рівною площі обхвату стрічкою барабана (крива 10).

У приводі з вакуум-барабаном [26] розрідження p прийнято рівним 1 кгс/см^2 (крива 11), Крива 12 зображує залежність K_v від μ для приводу з частковим зачепленням [26]. Порівнюючи тягові властивості приводів за їх графіками видно, що криві (крім 1, 2, 10 та 12) мають досить круту початкову ділянку і швидко асимптотично наближаються до прямої $K_v = 1$. Коефіцієнти використання вище $0,7..0,8$ небажано, оскільки на холостий гілки спостерігатимуться великі неприпустимі провіси. Відомо, що практично не існує конвеєрів із строго горизонтальною трасою, тому найбільше реальне значення коефіцієнта K_v буде т при $T_{нб} = T_{\text{доп}}$ та $T_{сб} = T_{\text{Мін доп}}$ ($T_{\text{Мін доп}}$ - мінімальний допустимий натяг конвеєрної стрічки, який зазвичай визначають з умов припустимого провисання стрічки між роликами рами). Зазвичай $T_{\text{Мін}} = (0,2...0,3) T_{нб}$.

Аналіз графіків показує:

1. Однобарабанний привід має $K_v \geq 0,7$ тільки починаючи про $\mu = 0,38$. Як уже зазначалося вище, еластичні гуми можуть забезпечити такий коефіцієнт тертя, а при $\mu < 0,3$ використання однобарабанного приводу звичайної конструкції недоцільно;

2. Привод з відхиляючим роликом $\alpha=240^\circ$ має $K_v \geq 0,7$ при $\mu \geq 0,29$;

3. У конвеєрах з двобарабанним приводом K_v досягає $0,7$ при $\mu \geq 0,14..0,15$, що характеризує порівняно високу тягову здатність таких приводів;

4. Привід з притискним роликом при звичайно рекомендованому і прийнятому у виробничих умовах зусиллі притиску $T = 2,5 T_{сб}$ (у нашому випадку $T = 3750$ кг) має $K_v \geq 0,7$ при $\mu \geq 0,24$, а при максимальному допустимому $T_{max} = 7500$ кг – при $\mu \geq 0,16$, що також задовільно;

5. Цікавий привод типу «Ейкгофф», що забезпечує високу тягову здатність $K_v \geq 0,7$ при $\mu \geq 0,12$ и при $\mu \geq 0,25$ працює як привод зачеплення, тобто натяг у збіжній гілці відсутній. Це пояснюється ефектом самозатягування;

6. Привод зі спеціальними притискними елементами має $K_v \geq 0,7$ при $\mu \geq 0,08$. Якщо врахувати, що в даному випадку був розрахований привод з використанням 50% площі для притиску, то цілком очевидно, що при відповідних конструктивних рішеннях цей привод може легко змагатися навіть з приводами з притискною стрічкою;

7. Найбільш ефективним виявився привід з притискною стрічкою, натяг якої допускається при $S_a = 20000$ кгс у зоні $\mu < 0,15$. Цей привод має $K_v \geq 0,7$ при $\mu \geq 0,05$. Як видно з графіків, переваги приводів з притискною стрічкою стають суттєвими при малих коефіцієнтах зчеплення ($\mu < 0,2$), а при $\mu > 0,25$ виграш від них незначний;

8. Привод з електромагнітним барабаном за своїми тяговими властивостями мало відрізняється від простого звичайного приводу $K_v = 0,7$ при $\mu = 0,35$, хоча конструкція набагато складніша;

9. Високі тягові властивості має привід з вакуум-барабаном, коефіцієнт $K_v = 0,7$ при $\mu = 0,14$;

10. Графік 12, що зображує залежність K_v від μ для приводів, що здійснюють передачу тягового зусилля тертям і зачепленням вказує на недосконалість цих приводів. Враховуючи той факт, що в таких приводах коефіцієнт зчеплення не падає нижче 0,9, слід зазначити, що більшість графіка є умовною. Однак, навіть при $\mu = 2$ коефіцієнт використання міцності стрічки не досягає значення 0,8, це видно і за характером кривої.

Слід зазначити, що хоча формально коефіцієнт використання конвеєрної стрічки на приводі K_v і при збільшенні початкового натягу стрічки в приводах звичайної конструкції залишається постійним, тому що він залежить тільки від тягового фактора, корисне використання міцності стрічки - тобто частка її максимального натягу $T_{нб}$, що реалізується у вигляді тягового зусилля F_0 , що йде на подолання опору руху, погіршується. З цієї причини спосіб підвищення тягового зусилля збільшенням початкового натягу може бути прийнятий як оперативний спосіб, що застосовується у разі невеликого збільшення тягового зусилля або у разі відсутності відповідної моделі конвеєра. Другим ефективнішим способом підвищення тягової здатності приводу стрічкового конвеєра є застосування елементів, що створюють додаткову силу притискання стрічки до приводного барабана. Цілком очевидно, що переваги схем з притискною стрічкою стають помітними лише у зоні малих коефіцієнтів зчеплення. Наприклад, при $\mu = 0,25..0,3$ виграш у використанні стрічки для розглянутих на рис.1.12 схем в порівнянні з двобарабанним приводом становить 10-15%.

Основним фактором, що стримує поширення приводів, є складність розробки конструкції такого приводу, в якому забезпечувалася б легка установка і знімання притискної стрічки у вигляді безстикового кільця, оскільки стик може значно знизити допустимий натяг притискної стрічки до межі, при якому не забезпечується необхідна сила притискання.

Звертає на себе увагу той факт, що привод, що самозатягується, виявляється не має переваг, бо в зоні малих μ поступається приводам зі звичайною притискною стрічкою, а в зоні більших μ дає мало переваг у порівнянні з двобарабанним приводом.

Наступним реальним шляхом збільшення тягової здатності приводу стрічкового конвеєра є застосування високофрикційних еластичних футеровок. Таким чином раціональна межа корисного використання міцності конвеєрної стрічки, що взаємодіє з однобарабанним приводом відповідає коефіцієнту зчеплення $\mu \geq 0,4$, який може бути забезпечений в будь-яких гірничо-технічних умовах шляхом застосування еластичних футеровок з певними параметрами,

Однобарабанний привід безумовно в конструктивному відношенні набагато простіше всіх інших розглянутих приводів, крім того і надійність однобарабанного приводу незрівнянна вище, ніж двобарабанних або з притискною стрічкою. Тому доцільно застосовувати однобарабанні приводні станції.

Аналіз способів кріплення футеровок на приводних барабанах показав, що найбільш раціональним є комбінований метод, що використовує приклеювання або вулканізацію гуми і болтове, гвинтове або штифтове кріплення металевих листів до обичайки барабана.

1.3. Аналіз існуючих уявлень про передачу тягового зусилля футерованим приводним барабаном

Загальноприйняті методи розрахунку тягової здатності приводних барабанів стрічкових конвеєрів засновані на відомій формулі Ейлера, яка неодноразово уточнювалася. У літературі [28, 29] наведено короткий огляд цих досліджень. На даний час накопичилися нові дослідження, які вимагають деякої систематизації. Проведено роботу з дослідження приводів тертя [28]. Для більш глибокого вивчення фізичної сутності процесу тертя та природи коефіцієнтів тертя він було застосовано оптичний метод. В результаті досліджень встановлено, що ексцентриситет докладання сил тертя на приводному барабані значною мірою визначає характер розподілу напружень у конвеєрній стрічці. Енергія зсувних сил, що виникають в зоні контакту, витрачається на передачу тягового зусилля конвеєрної стрічки і зміщення (зсув) перерізів стрічки

$$dS = \frac{S_z^2}{J \cdot F} \cdot \tau \cdot R \cdot d \cdot \alpha \quad (1.2)$$

де S_z - статичний момент перерізу стрічки щодо площини контакту; J - момент інерції перерізу стрічки щодо плоского контакту; F - площа поперечного перерізу стрічки.

Вводячи позначення

$$K = \frac{S_z^2}{J \cdot F} \quad (1.3)$$

отримаємо

$$dS = K \cdot \tau \cdot R \cdot d \cdot \alpha \quad (1.2)$$

Враховуючи зв'язок між зсувними і розтягуючими зусиллями для випадку, коли пружне ковзання поширюється по всій дузі обхвату було отримано:

$$\frac{T_{нб}}{T_{сб}} = e^{\alpha_0 \cdot K \cdot f} \quad (2.3)$$

за наявності дуги спокою

$$\frac{T_{нб}}{T_{сб}} = e^{(\alpha_0 - m \frac{h}{D}) \cdot K \cdot f} \quad (2.4)$$

де h - товщина конвеєрної стрічки; f - коефіцієнт тертя для цієї пари, визначений на плоских зразках; $m \frac{h}{D}$ - величина дуги відносного спокою.

Наявність дуги спокою і її мінімально-необхідну величину визначено експериментально за допомогою оптичного та тензометричного методів. Для пружних смуг і конвеєрних стрічок на жорстких барабанах рекомендується приймати $m=40$. Зіставляючи вираз (2.4) з формулою Ейлера, коефіцієнти зчеплення зчеплення можна визначити за формулою

$$\mu = K \cdot (1 - 40 \frac{h}{D\alpha}) \cdot f \quad (2.5)$$

Коефіцієнт K для конвеєрних стрічок можна визначити з

$$K = \frac{S_z^2}{J \cdot F} = \frac{h \cdot B \cdot \frac{h}{2}}{\frac{h^3 \cdot B}{3} \cdot h \cdot B} = 0,75 \quad (2.6)$$

де B - ширина стрічки.

Тоді

$$\mu = K \cdot (1 - 30 \frac{h}{D\alpha}) \cdot f \quad (2.7)$$

Якщо прийняти стрічку абсолютно гнучкою ниткою (тобто $h \rightarrow 0$), то

$$\mu = 0.75 \cdot f \quad (2.7)$$

Таким чином, А.В.Андрєєвим дається пояснення причин різниці між істинним коефіцієнтом тертя та коефіцієнтом зчеплення у приводі стрічкового

конвеєра. И.Л. Анчаров у своїй роботі [29] провів аналіз взаємодії жорсткого барабана зі стрічкою з урахуванням її шаруватої структури. В результаті показав, що при згині стрічки можуть виникнути напруги зсуву, що значно перевищують напругу в контакті стрічки з барабаном, а також підтвердив, що нормальна робота приводу можлива лише при $\alpha_{ск} \leq 80\% \alpha_{обх}$.

В.И. Чуканов вперше експериментально показав, що на дузі обхвату мають місце негативні значення дотичних напружень [30]. Еластична футеровка як би стискається з двох сторін і набуває трапецеподібної форми, Формула Ейлера з поправкою В. И Чуканова має вигляд:

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\frac{f\alpha}{e}} \quad (2.8)$$

Порівнюючи з формулою Ейлера

$$\mu = \frac{1}{2} \cdot f \quad (2.7)$$

Отже, пояснюється відмінність коефіцієнта тертя плоских зразків від коефіцієнта тертя на приводі. Мають певний інтерес теоретичні дослідження Г.Я.Энтина [31], який аналізував розподіл зусиль (напруг) в гнучких розтяжних нитках, що охоплюють абсолютно жорсткі шків. Розглядаючи рівновагу розтяжної нитки на обертовому зі змінною кутовою швидкістю зі шківа, він отримав наступні рівняння:

$$N = \frac{E \cdot F}{R} \cdot \frac{\partial U}{\partial \varphi} \cdot \partial \varphi \quad (1.20)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \varphi^2} - \mu \frac{\partial U}{\partial \varphi} - \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \cdot \frac{R^2}{C^2} = \pm \frac{R^3}{C^3} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad (1.23)$$

де N – радіальний тиск; ω - кутова швидкість обертання шківа.

$$C^2 = \frac{E}{\rho} \quad (1.25)$$

де E - модуль пружності нитки; ρ - щільність нитки.

В результаті рішення рівняння (1.23) було отримано вираз для визначення зусиль у нитці, що охоплює абсолютно жорсткий шків при нерівномірному обертанні останнього

$$Q_{oin} = Q(\varphi^{cm}) \pm \frac{2[3 + 2e^{\frac{\mu\alpha}{2}}]}{\pi^3} \mu^2 \alpha^2 e^{-d\frac{\alpha}{2}} e^{-\frac{\mu}{2}(\alpha - \alpha_0)t_0} \cdot \sin\left(\frac{\frac{\pi}{\alpha} + \gamma}{\cos \gamma}\right) e^{\frac{\mu\varphi}{2}} \cos\left(\frac{\pi e}{R\alpha}\right) t; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{2\pi}{\alpha\mu} \quad (1.24)$$

Для визначення зусиль у нитці, що охоплює шків, що обертається з постійною кутовою швидкістю, автор пропонує розв'язувати це ж рівняння (1.23) стверджуючи, що з рівномірного обертання шків, зовсім не впливає автоматично рівномірність пружного ковзання. Виходячи з цього положення автор стверджує, що ніякої дуги спокою немає.

Канд.техн.наук М.А.Котов і В.А.Дьяков у своїй роботі [35] показали, що на величину тягової сили, що передається, значний вплив надає ступінь пружності конвеєрної стрічки і футеровки. Дослідженнями встановлено; коли подовження пружної (наприклад, синтетичної) стрічки можна порівняти з деформацією еластичного футерування, істотно змінюється характер їхньої взаємодії, яка на дузі спокою вже не підкоряється формулі Ейлера. Наростання дотичних напружень на дузі спокою визначається законом

$$\tau = \frac{R^2}{E} j \int \tau \alpha d\alpha + R j \nu \alpha \quad (1.25)$$

де R - радіус приводного барабана; E - модуль пружності конвеєрної стрічки на розтяг; j - жорсткість футерування на зсув; $\nu = \frac{\omega_0 - \omega_\phi}{\omega_0}$ - безрозмірний коефіцієнт, що враховує різницю кутових швидкостей обичайки барабана ω_0 і поверхні еластичної футеровки ω_ϕ , що пояснює ефект часткового загального прослизання, яке було помічено багатьма дослідниками.

При виведенні даного рівняння був зроблений ряд допущень: деформації зсуву футеровки пропорційні дотичним напруженням конвеєрна стрічка приймалася такою: R_ϕ , E – сталі. В результаті рішення рівняння автори встановили, що зі зростанням відношення E/j росте тягова сила, що передається на дузі спокою. Використавши формулу Ейлера для знаходження тягового зусилля на дузі

ковзання, загальне тягове зусилля, що розвивається приводним барабаном визначалося:

- для гумотросової стрічки:

$$W = S_{нб} \left[e^{f_{ack} \left(\frac{f \alpha n}{2} + 1 \right)} - 1 \right] \quad (1.53)$$

- для бейдінгової стрічки, найчастіше виконується умова $E/j < \delta S$, тому частиною тягового зусилля, що передається на дузі спокою можна нехтувати.

Проведені експериментальні дослідження взаємодії конвеєрної стрічки з футеровкою, повністю підтвердили правильність теоретично, отриманих формул. Проф. Мосаковський В.й, Рудков Г.З., Салітреннік В, Б, в роботі [32] це завдання вирішували дещо іншим методом. Розглядаючи рівновагу елемента стрічки на дузі спокою отримали диференціальні рівняння

$$U'' - \alpha^2 U = 0 \quad (1.45)$$

де $\alpha = \frac{R^2}{E \cdot h}$ - деформація футерування; R - жорсткість футерування на зсув.

У результаті розв'язання даного рівняння отримані формули для дотичних напружень на дузі спокою у разі відсутності будь-яких переміщень футеровки щодо стрічки.

Зіставивши з формулою Ейлера коефіцієнт зчеплення

$$\mu = \frac{1}{\alpha_o} \ln \left[-\frac{C}{B \cdot T_{сб}} + e^{(\alpha_o - \alpha)B} + \frac{C}{B \cdot T_{сб}} e^{(\alpha_o - \alpha)B} \right] \quad (1.44)$$

Проф. Н.С.Поляков та канд.техн.наук В.К.Смирнов у роботі [33] завдання взаємодії конвеєрної стрічки з барабаном по суті зводять до контактної задачі теорії пружності. Стрічка представлена як мембрана, що знаходиться в плоскому напруженому стані і підпорядковується закону Гука, футерування приймається тонким і впливом його впливом на процес передачі тягового зусилля нехтують. При виведенні рівнянь рівноваги вперше враховувався розподіл напружень за шириною стрічки, в результаті отримано наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \mu_s \frac{S}{R} = \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial S}{\partial \varphi} + \frac{\partial T}{\partial x} \\ \mu_x \frac{F}{R} = \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi} \end{cases} \quad (1.45)$$

де φ - поточний кут дуги ковзання; S - інтенсивність навантаження, спрямованого вздовж дуги ковзання, кгс/м; F - інтенсивність навантаження, спрямованої вздовж утворюючої поверхні барабанів, кгс/м; T - інтенсивність зусилля зсуву (кГс/м), відповідно вздовж дуги ковзання і утворюючої; x - поточна координата за твірною; S - поточне координата по дузі ковзання; μ_s μ_x - коефіцієнти тертя відповідно по дузі ковзання і по твірній.

У висновках роботи вказується, що збільшення коефіцієнта тертя і величини початкового натягу може призвести до зменшення тягової здатності приводу, яку можна ефективно підвищити застосуванням опуклого барабана.

У роботі [34] розглядається вплив на тягову здатність гнучкої передачі: швидкості руху; діаметра барабану; пружної футеровки і забрудненості поверхні контакту. Автори апроксимують експериментальні криві залежності від питомого тиску отримані А. Шалломахом і від швидкості, отримані А.Е. Чудаковим.

Автори всувають гіпотезу, що нормальний тиск на футеровку в точці, що розглядається, не буде нормально до ведучого кола (коло, проведене радіусом, рівним відрізку прямої між аналізованою точкою і центром обертання) в наслідок деформації стиснення пружного шару футеровки. В результаті по дотичній буде діяти окрім сили тертя ще й деяка складова нормального тиску $N \cos \beta$, β - кут між напрямком нормального тиску і дотичної до ведучого кола.

Формули для визначення μ , запропоновані різними розглянутими вище авторами порівнюємо між собою. Для цього параметричний ряд конвеєрів розділимо на чотири характерні групи:

- конвеєри малої потужності ($N < 40$ кВт),
- середньої потужності ($40 < N < 200$ кВт),
- великої потужності ($200 < N < 500$ кВт);
- надпотужні конвеєри ($N > 500$ кВт).

У кожній групі було обрано по одному характерному конвеєру і за їх параметрами визначені наведені коефіцієнти μ (табл.1.1).

При цьому для всіх конвеєрів було прийнято:

- $f = 0,65$ - коефіцієнт тертя гуми по гумі плоских зразків у сухих умовах;
- $h_\phi = 15$ мм товщина футеровки;
- $E = 45$ кг/см² - модуль пружності футерування;
- $\alpha = 360^\circ$ - для конвеєрів 1Л80А і 2ЛУ100; $\alpha = 450^\circ$ для конвеєрів 1Л100 і 2ЛУ120В;
- $\beta = 0,04$ сек/см;
- $\gamma = 0,02$ кг/см².

Таблиця 1.1 – Порівняння формул визначення μ

№	Автори	Формули	Конвеєри			
			1Л80А, 40кВт	1Л100, 200кВт	2ЛУ100 , 500 кВт	2ЛУ120В , 1000кВт
1	А.В.Андрєєв	$\mu = (0,75 - 30 \cdot \frac{h}{D\alpha}) f$	0,393	0,435	0,426	0,448
2	В.І.Чуканов	$\mu = 0,5 f$	0,325	0,325	0,325	0,325
3	В.В.Світренни к	$\mu = \frac{1}{\alpha_o} \ln \left[\frac{C}{BS_{c\phi}} + e^{\alpha_o B} + \frac{C}{BS_{c\phi}} e^{\alpha_o B} \right]$	-0,438	-0,381	-0,556	-0,37
4	Н.С.Поляков	$\mu = \frac{1}{\alpha} \ln 1 + \frac{8}{\pi^2} \psi(m, \phi_o, \mu)$	0,1221	0,178	0,15	0,238
5	В.К.Смірнов	$\mu = f + \frac{hW}{\alpha_o \rho^2 BE}$	0,65091 2	0,6507 9	0,65088	0,650535

За даними таблиці побудовано графіки (рис.1.5).

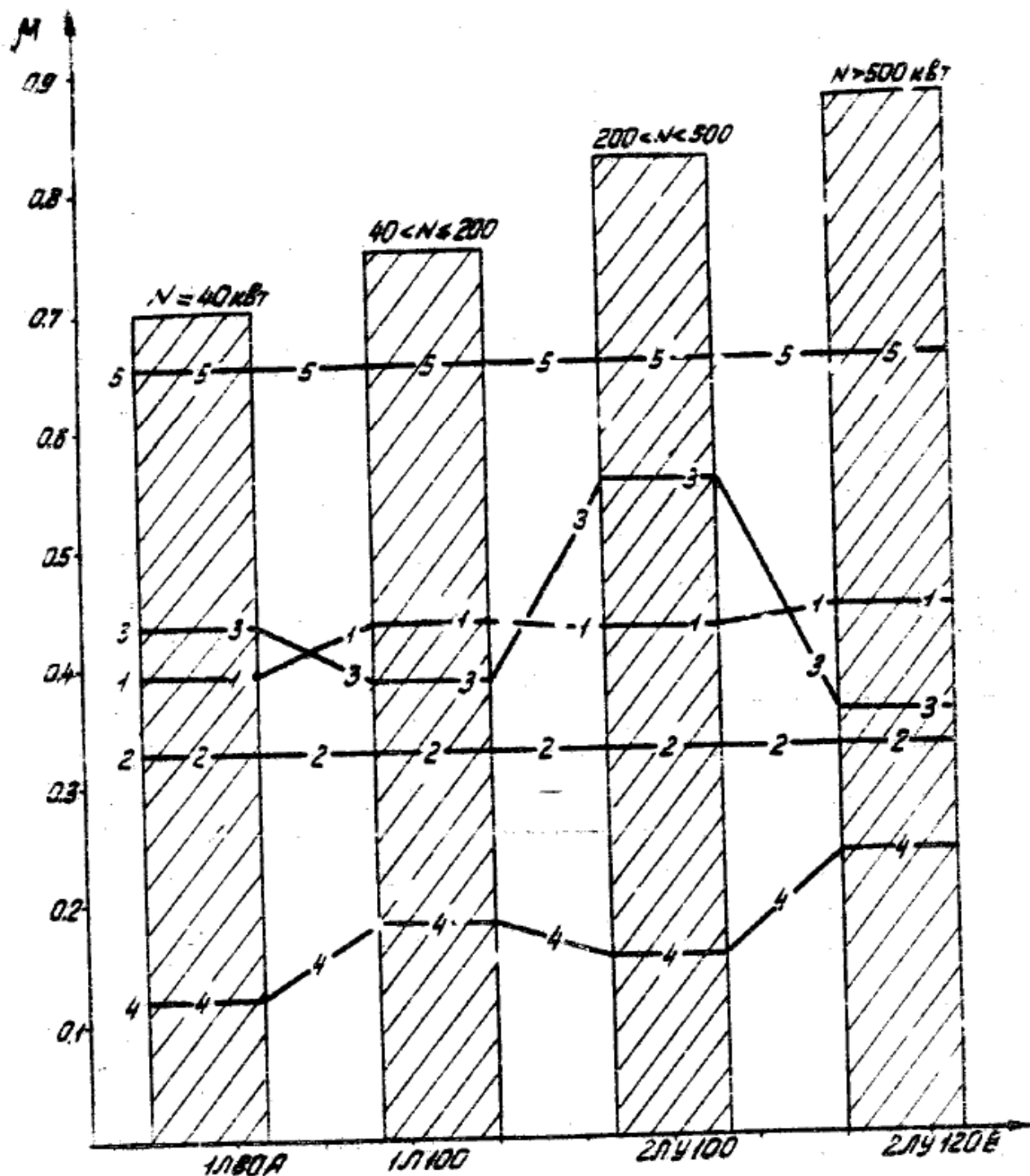


Рис 1.5 – Значення коефіцієнту μ для конвеєрів різної потужності

Якщо графіки 1,2,3 відносно близькі одна до одної, то 4, 5 мають: перший порівняно низькі, а другий - високі значення μ . Більший розкид значень вказує на те, що досі немає єдиної думки про відмінність величин коефіцієнта тертя визначених на плоских зразках і на приводному барабані, про вплив на тягову

здатність приводу величини початкового натягу, геометричних параметрів і пружних властивостей футеровки.

До цього часу процес взаємодії конвеєрної стрічки та футерування розглядається без урахування реологічних властивостей останніх, геометричних розмірів та типу малюнка футерування.

1.4. Дослідження залежності коефіцієнта зчеплення від різних факторів

Вивченню закономірностей тертя гуми приділялося раніше і приділяється в даний час велика увага [9, 36, 37, 38, 39].

На коефіцієнт зчеплення конвеєрної стрічки з футеруванням барабана впливають:

- стан матеріалів контактуючих поверхонь та їх забруднення;
- форма і властивості матеріалів;
- питомий тиск;
- швидкість ковзання.

Розглянемо дослідження впливу забруднення контактних поверхонь на величину коефіцієнта зчеплення конвеєрної стрічки з приводним барабаном.

Результати експериментальних досліджень [36] підтвердили положення про те, що для даної пари, що труться, коефіцієнт тертя, не є величиною постійної, а за інших рівних умов залежить від властивостей проміжного шару (фізико-механічних властивостей вантажу-штиба).

Дослідження [9] також підтвердили значний вплив властивостей проміжного шару на величину коефіцієнта зчеплення і разом з тим показали переваги гумових футеровок. В результаті автори рекомендують приймати розрахункове значення $\mu = 0,4$ для барабанів з футеровкою гумовою стрічкою або бельтингом.

Аналогічні висновки можна знайти на роботах [37, 38].

У роботі [39] показано, що високофрикційні футеровки з кераміки, бетону або спеціальних складів з корундом забезпечують досить високе значення $\mu=0,6$. Однак було встановлено, що нижня обкладка конвеєрної стрічки при застосуванні

керамічного футерування зношується втричі інтенсивніше, ніж при гумовому футеруванні.

З результатів досліджень [39] цілком очевидні переваги футеровок типу "Шеврон" перед гладкими (μ майже в 2 рази більше).

З метою пошуку раціональних футерувальних матеріалів, здатних забезпечити можливо більш високий і стійкий коефіцієнт тертя з прогумованою стрічкою в реальних умовах експлуатації конвеєрів, В.М.Адамчуком було випробувано 12 різних типів футерувальних матеріалів [7]. У процесі дослідження питомий тиск змінювався від 0,25 до 3,5 кг/см², температура від +10 ° С і вище. Умови експлуатації оцінювалися також і ступенем забруднення контактуючих поверхонь:

- сухий матеріал;
- вологий матеріал;
- рідкотекучий шар;
- чиста суха поверхня;
- чиста волога поверхня.

В результаті було встановлено нераціональність футеровок типу бетону і кераміки, які зношують стрічку і швидко покриваються гумовим нальотом, що не зчищається, після чого коефіцієнт тертя різко знижується. Особливо небезпечним випадком є забруднення стрічки рідким шаром матеріалу, наприклад, вугіллям або рудою, оскільки при цьому μ знижується до 0,1. Досліди з рифленою футеровкою барабана показали, що вона за певних умов частково видаляє бруд зі стрічки, однак, щодо головного показника працездатності приводу - величини коефіцієнта тертя по стрічці - у рифленої поверхні переваг перед гладкою виявлено не було. Позитивні результати випробувань отримані при футеруванні тканинного типу з прогумованого бельтингу і дуже високі показники працездатності виявлені у футеровок еластичного типу - гум з твердістю 40-45 од. за Шором. Стабільність коефіцієнта тертя у таких футеровок $\mu = 0,45..0,56$. В.М Адамчук пояснює природним присмоктуванням футеровки до стрічки. Крім того, слід зазначити, що із застосуванням еластичних футерувань деяка частина тягового зусилля

передається на дузі спокою, в межах якої не відбувається ковзання між шарами проміжного середовища.

Результати вивчення впливу на розрахункову величину коефіцієнта тертя, вологості та забруднення наведено у роботі [40]. Було встановлено, що для нефутерованого барабана забруднення має вирішальне значення для зчеплення при малому забрудненні при дуже сильному забрудненні як футерованій і нефутерованій барабани мають практично один і той же коефіцієнт зчеплення.

Цікаві результати досліджень наведено в роботі [39], у якій розглядалися вплив типу футерування барабан і вологості на коефіцієнт μ тертя між конвеєрною стрічкою і приводним барабаном. Встановлено, що футерування з гуми з канавками забезпечує більш високий коефіцієнт μ , ніж сталева гладка поверхня, але менше, ніж керамічне футерування з канавками.

Причому, слід зазначити, що різке падіння коефіцієнта μ відбувається лише в області від 0 до 2,5..3 г/м² води. Великий вплив на μ має також і склад глинистоводяної суміші. Мінімальні значення μ при 20..60% у глинисто-водяній суміші.

Таким чином коефіцієнт μ при забрудненні контактуючих поверхонь знижується від 0,65..0,8 до 0,07..0,10 (судячи з вищенаведених експериментальних даних). Однак якщо врахувати, що в даний час майже всі приводні барабани виготовляються футерованими, то інтервал дещо зменшується від 0,8 до 0,2.

Розглянемо вплив питомого тиску та швидкості пружного ковзання на коефіцієнт зчеплення.

У переважній більшості досліджень [39, 41, 42, 43, 44,45,46,47] вказується на падаючий характер залежності коефіцієнта зчеплення від питомого тиску.

А. Шалюмах в результаті дослідження залежності коефіцієнта тертя від нормального тиску [41] дійшов висновку, що зі збільшенням питомого тиску фактична площа контакту збільшується, досягаючи свого граничного значення після чого величина μ стабілізується.

Аналогічні дані були отримані В.Ф. Ченцевим [39], з тією лише різницею, що стабілізація коефіцієнта тертя відбувається при питомому тиску 1,5 ке/см². (за А. Шалломахом при $P = 2..2,5$ кгс / см²) . Однак при терті гуми по гумі він отримав

залежність $\mu = \mu(p)$, що зростає в діапазоні від 0,25 до 1,25 кгс/см², а при подальшому збільшенні P злегка падаюча. При дослідженні цієї ж залежності на приводних барабанах зі збільшенням тиску конвеєрної стрічки коефіцієнт μ зменшувався при сухій поверхні барабана і зростав при вологій.

В.А.Дьяковым у роботі [43] показано, що характер залежності коефіцієнта тертя від нормального тиску стрічки на барабан залишається таким же як при терті плоских зразків стрічки і футерування.

Як відомо, в даний час при поясненні природи і виведенні закономірностей тертя гуми без мастила висловлюються дві принципово протилежні погляди.

Відповідно до однієї з них, що належить Б.В.Дерягіну та С.Б.Ратнеру [44] вважається, що при зовнішньому терті гума поводить себе як тверде тіло. Інша точка зору, що належить Г.М.Бартеневу [45, 46] виходить з того, що тертя гуми представляє собою молекулярно-кінетичний процес, зумовлений тепловим рухом молекулярних ланцюгів уздовж поверхні контакту.

Порівняльне дослідження було виконано В.В.Лаврентьевим [47], у якому проводилося вивчення тертя гум у широкому інтервалі нормальних навантажень від 1 до 20 мН/м². Дослідження показали, що залежність $1/\mu_t$ від P в області малих навантажень відрізняється від прямолінійної.

Одним із суттєвих недоліків перерахованих досліджень є те, що вивчалася тертя гуми на плоских зразках твердих тіл, таких як алюміній, латунь, сталь.

І немає даних про терті гуми по гумі у широкому інтервалі нормальних тисків, У роботі [49] також зазначається, що величина коефіцієнта тертя зменшується зі збільшенням питомого тиску і забрудненням поверхонь контакту. Велика робота в цьому напрямку була проведена в [40, 46], де також досліджувався вплив питомого тиску на коефіцієнт тертя для різних футеровок (сталь, гума, каучук потуретан, кераміка). Причому гумова футерування виконувалася також і у вигляді шевронних канавок, які мали різні кути нахилу. Імітувалися різноманітні умови та режими роботи приводу. В результаті досліджень підтвердилася висунута гіпотеза про залежність коефіцієнта тертя від питомого тиску. У досліді величина питомого тиску не перевищувала 2 кгс/см² Автори пояснюють це збільшенням коефіцієнта опору перекочування частинок вантажу.

Таким чином, більшість дослідників вказує на те, що величина коефіцієнта

тертя зменшується з збільшенням тиску. Робочий діапазон тисків стрічки на поверхню приводного барабана в реальних конвеєрах (працюючих в даний час) знаходиться в межах від 0,5 до 4,6 кГ/см³.

Всі залежності свідчать про зростання характеру коефіцієнта тертя з підвищенням швидкості пружного стягнення. Висловлювалося також думка, що сила тертя, взагалі не залежить від швидкості пружного ковзання. Дане положення підтверджується тим, що багатьом дослідникам так і не вдалося встановити будь-якої залежності коефіцієнта тертя від швидкості ковзання або хоча б ступеня впливу.

Розглянемо вплив властивостей матеріалу і геометричної форми футеровки приводного барабана на коефіцієнт зчеплення.

До теперішнього часу з'явилися роботи присвячені дослідженню впливу форми і властивостей матеріалів контактуючих поверхонь на коефіцієнт зчеплення. До цих робіт належить і робота [51]. Було розроблено 4 типи футеровок з різним профілем, які порівнювалися з нормальною шевронною футеровкою (рис.1.8).

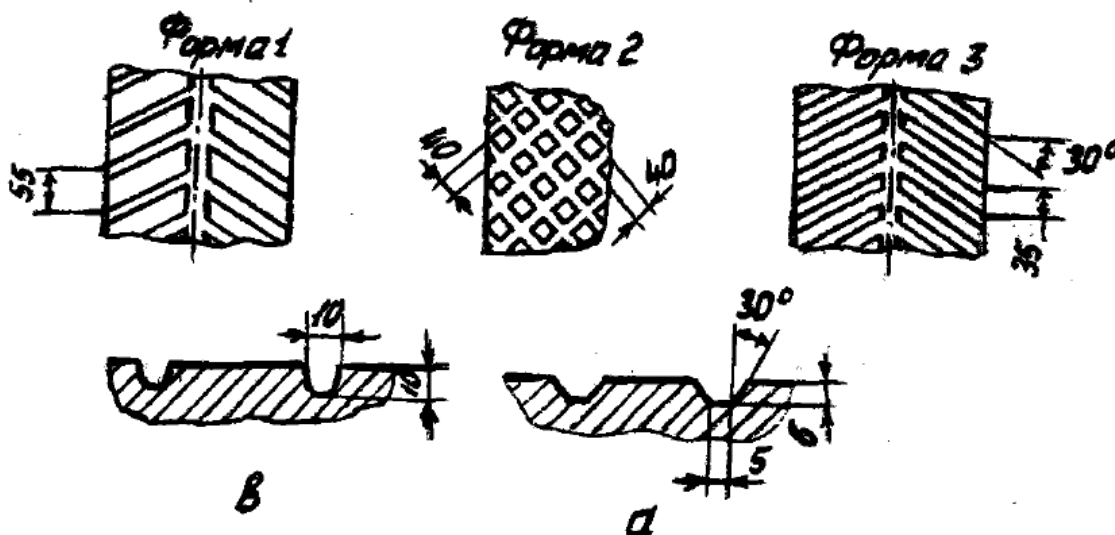


Рис 1.8 – Форми профілів футерування приводних барабанів конвеєрних стрічок [51]: форма 1, 3 – шеврон; форма 2 - качо

В результаті численних експериментів визначені залежності коефіцієнтів тертя спокою та ковзання від сили натягу стрічки при сухих і вкритих вугільним шламом поверхнях. Аналіз результатів показав суттєвий вплив на μ_p і $\mu_{ск}$ профілю футеровки, в наявності також спадаючий характер залежності коефіцієнтів від величини питомого тиску. У роботі наводяться також і результати дослідження ефекту самоочищення. Найкращі показники має футеровка з профілем 1в, що ще раз свідчить про великий вплив не тільки форми канавок, їх геометричних розмірів, але також кроку між канавками і жорсткості футерування .

Автори стверджують, що при виборі раціональної форми перерізу профілю футерування коефіцієнт зчеплення може бути підвищено до 0,58, а ефект самоочищення футерування в 2-3 рази. Також при кріпленні футерування до барабана з допомогою клею 114, затверджувача Н4, дотриманні технології склеювання навіть при важких умовах роботи (передача потужність барабаном 2000 кВт, напруження футерування на зріз 2,5 кГс/см²) можна гарантувати термін служби футеровки не менше 1200 годин [33] . У табл. 1.2 наведені результати випробувань футеровок різного типу з гуми КР-476, з якої видно, що футерування з гуми марки КР-476 з рифленнями "ялинкою" забезпечує досить високий коефіцієнт зчеплення.

Таблиця 1.2 – Вплив форми рисунку футерування на μ [33]

Тип футеровки	Значення $\mu_{ср}$	
	рясно зволожені поверхні	Поверхні покриті вугільною дрібною фракцією
Гладке футерування	0.48	0,56
Квадратні виступи	0.67	0,67
Ромбічні виступи	0.7	0,68
Поздовжні канавки	0,65	0,6
Шеврон зі стрілою по руху стрічки	0,75	0,79
Шеврон зі стрілою проти руху стрічки	0,73	0,85

1.5. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Розглянуті вище дослідження процесу взаємодії конвеєрної стрічки та футерування проводилися без урахування радіальної та поперечної деформацій стрічки та футерування. Зі зміною величини радіальної деформації (особливо футерування) змінюється радіус тягової сили (радіус приводного барабана). Ця обставина особливо важлива при застосуванні товстих, м'яких футерувань. Тільки з урахуванням поперечних деформацій можливо більш точно визначення величини і дійсного напрямку дії напружень, в результаті чого з'являється можливість оцінити ефект самоочищення рифлених футеровок, визначити раціональний кут нахилу канавок.

Метою роботи є покращення режиму роботи стрічкових конвеєрів на основі вивчення процесу взаємодії конвеєрної стрічки з футерованим приводним барабаном.

Об'єкт досліджень – процес передачі тягового зусилля від футерованого барабану до стрічки конвеєру.

Предмет дослідження – параметри футерування приводного барабану стрічкового конвеєру.

Завдання дослідження

1. Розробка математичної моделі передачі тягового зусилля від приводного барабану до стрічки конвеєру з урахуванням футерування барабану;
2. Дослідження впливу геометричних і конструктивних параметрів футеровок приводних барабанів на процес передачі тягової сили конвеєрній стрічці;
3. Дослідження залежності коефіцієнта зчеплення конвеєрної стрічки з футерованим приводним барабаном від геометричних та фізикомеханічних параметрів приводу стрічкового конвеєра;
4. Розробити методики розрахунку та рекомендацій з виготовлення футеровок приводних барабанів

Методи досліджень, що використовуються у роботі, включають літературний аналіз відомих досліджень; методи аналітичного моделювання.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ З ФУТЕРОВАНИМ ПРИВОДНИМ БАРАБАНОМ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення поставленої мети покращення режиму роботи приводів гірничих машин за рахунок застосування зубчастих передач зі змінним передавальним відношенням планується проведення наступних досліджень.

На першому етапі на підставі проведено аналізу відлмих методик розрахунку, розробляється математична модель передачі тягового зусилля від приводного барабану до стрічки конвеєру з урахуванням футерування барабану. Використовуючи цю модель проводяться дослідження впливу геометричних і конструктивних параметрів футеровок приводних барабанів на процес передачі тягової сили конвеєрній стрічці, а також дослідження залежності коефіцієнта зчеплення конвеєрної стрічки з футерованим приводним барабаном від геометричних та фізико-механічних параметрів приводу стрічкового конвеєра у аналітичному вигляді.

Грунтуючись на результатах проведених досліджень, розробляється методика розрахунку футеровок приводних барабанів та рекомендацій з їх виготовлення.

2.2. Фізична сутність процесу взаємодії конвеєрної стрічки з еластичною футеровкою

Виконаними дослідженнями [28, 33, 34, 52] встановлено, що у процесі передачі тягового зусилля має місце дуга відносного спокою та дуга ковзання. Ці дослідження розглядали процес передачі тягового зусилля барабанами із твердою поверхнею. Пізнішими дослідженнями [10, 32, 36] було встановлено, що при передачі тягової сили барабаном з еластичною футеровкою істотною відмінністю є те, що в процесі передачі тягової сили бере активну участь дуга відносного спокою. Однак при цих дослідженнях було зроблено низку припущень, що спотворюють

певною мірою фізичну картину процесу передачі тягової сили. Проф. А.В.Андрєєвим у роботі [28] були розглянуті фізичні основи теорії передачі сили контактом тертя, де були введені нові фізичні поняття про попередні зсуви першого і другого роду. Орган відчуває попередні усунення другого роду.

Розглянемо процес зміщення волокон футеровки відповідно до запропонованої проф. А.В.Андрєєвим теорії. Допускаючи при наклеюванні або вулканізації футеровки до обичайки барабана рівномірну міцність з'єднання можна констатувати, що волокна футеровки випробовують попередні зміщення першого роду.

Ці переміщення визначаються величиною дотичних сил за площею контакту з конвеєрною стрічкою, які залежать як від режиму навантаження, так і від конструкції та геометричних параметрів футерування. При набіганнях конвеєрної стрічки на еластичну футеровку геометричній точці набігання В (рис.2.1) передуює зона торкання (α_k), що утворюється внаслідок деформації (роздавлювання) футеровки та нижньої обкладки.

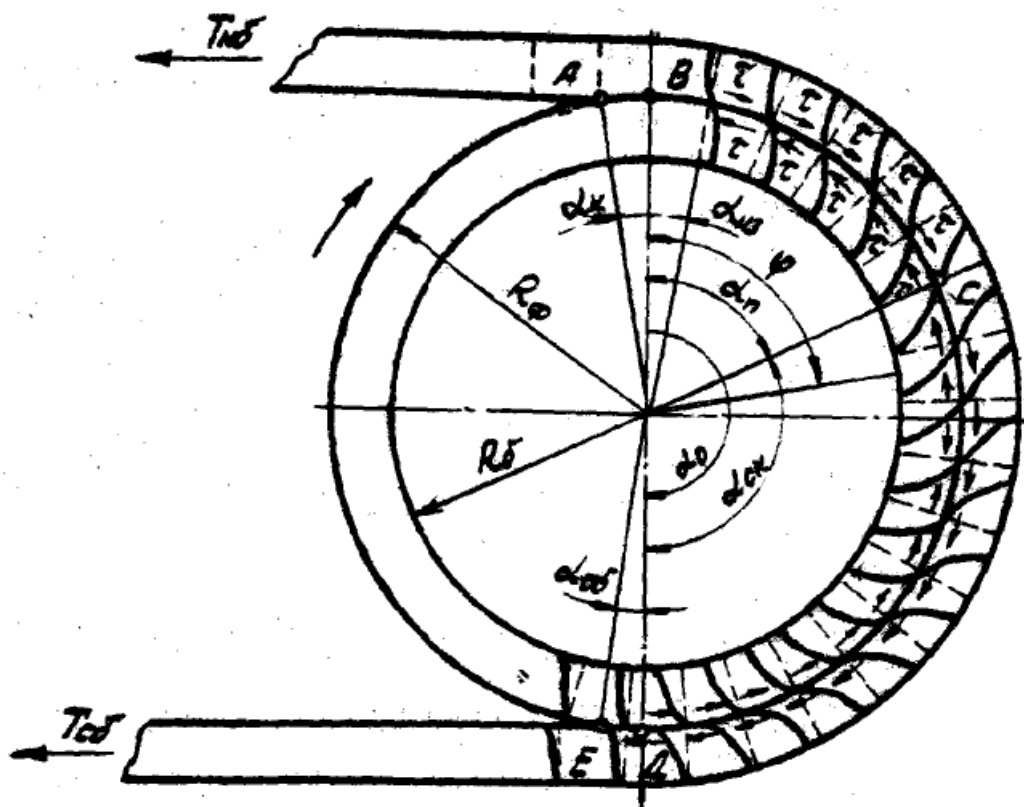


Рис 2.1 – Схема взаємодії конвеєрної стрічки з еластичним футеруванням

Тому вже в зоні торкання виникає незначний силовий контакт силами тертя, величина яких залежить від шорсткості поверхонь та пружності матеріалів стрічки та футерування. При цьому через загальне прослизання волокна футеровки, що набігають, завдяки підпорі з боку конвеєрної стрічки деформуються, відхиляючись від свого радіального положення починаючи від точки дотику А. Аналогічна зона ($\alpha_{сб}$) утворюється і після точки збігання Д.

Набігаючи волокна стрічки зазнають максимального натягу, а також піддаються вигину в межах деякої дуги $\alpha_{из}$. В результаті вигину стрічки розтягування верхніх прокладок збільшується, а нижніх зменшується. При великій жорсткості стрічки (гумотросові стрічки) і невеликих навантаженнях (приблизно в 3..5 разів менших за нормальні) зазначена дуга має значні розміри і в її межах виникають негативні тангенціальні зміщення.

Закон наростання деформації зсуву в межах дуги спокою не є лінійною функцією, оскільки зі зменшенням величини питомого тиску зменшується величина модуля зсуву футеровки та її волокна мають можливість ще більше відхилитися від свого радіального положення.

Коли навантаження зсуву досягає величини повної сили тертя спокою, що дорівнює

$$\int p \cdot \mu \cdot d \cdot F \quad (2.1)$$

де p - питомий тиск, μ - коефіцієнт тертя, F - площа контакту.

У цьому випадку відбувається зрив контакту відносного спокою чергового волокна або мікроділянки в точці С. На дузі ковзання $\alpha_{ск}$ зсув волокон зменшується.

Стимулюючий вплив на процес "мікрозривів" надає биття поверхні барабана через прогин приводного валу, технічних неточностей виготовлення, і особливо зміна тягового навантаження приводного барабана, оскільки в процесі експлуатації кількість транспортованого вантажу на конвеєрній стрічці довжиною L може змінюватися у часі

$$A(t) = \frac{L}{T} \int_0^{t+T} q(t) dt \quad (2.2)$$

де $q(t)$ - погонне навантаження від вантажу, що транспортується; T - аналізований період часу; t - початок відліку часу.

Надмірне збільшення тягового навантаження призводить до зриву контакту на дузі спокою. Починається процес буксування. Отже, точка зриву (межа дуги спокою і дуги ковзання) постійно зміщується від свого середнього положення, тобто дуга спокою то збільшується, то зменшується. Ці явища можуть сприяти виникненню автоколивань у конвеєрній стрічці, які дуже часто можна спостерігати на практиці.

Під дією зовнішнього навантаження футеровка барабана отримує складну деформацію, яка може бути розчленована на ряд більш простих:

- радіальну (нормальну);
- окружну(тангенціальну);
- поперечну (по ширині барабана).

Прикладений до барабана момент, що крутить, викликає в основному лише зміна окружної деформації.

У жорсткого приводного барабана може бути тільки один радіус, у барабана з еластичною футеровкою розрізняють статичний радіус R_c , динамічний радіус R_d і вільний R_ϕ (рис.2.2).

Статичний і динамічний радіуси зменшуються зі збільшенням навантаження, причому динамічний зростає від збільшення швидкості обертання, динамічний радіус являє собою плече докладання сили. Рифлена частина футеровки має менший модуль зсуву, ніж суцільна, тому величина відхилення волокон від свого радіального положення буде різною (рис.2.2). Для суцільної частини Θ^c , для рифленої Θ^p , яка залежить від товщини рифленої частини футеровки $h_p = R_{cp} - R^c$, R^c - радіус суцільної частини футеровки.

Істотний вплив на величину дотичних сил має тип і геометричні розміри малюнка футеровки.

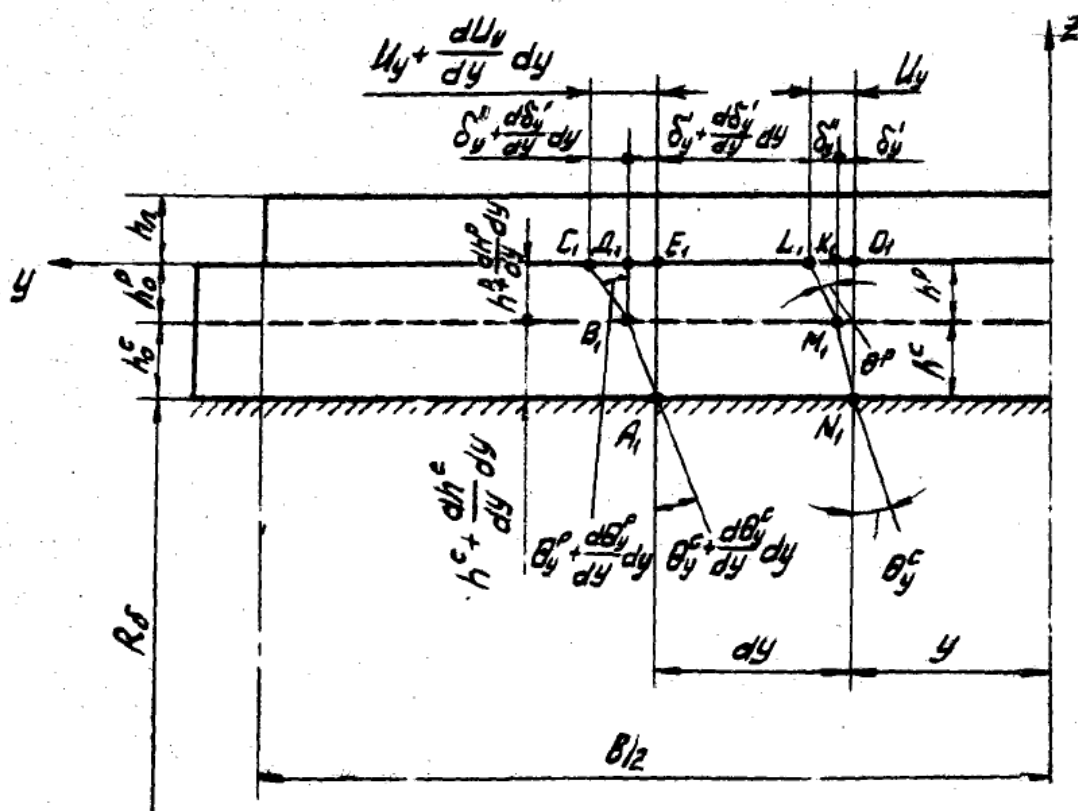


Рис 2.2 – Тангенційна деформація футерування

2.3. Дослідження зв'язку між деформаціями футерування і окружними силами

Основні припущення. Взаємодія конвеєрної стрічки з приводним барабаном являє собою дуже складний процес, схильний до впливу великої кількості різних випадкових факторів. Тому для успішного вирішення поставлених завдань доцільно прийняти ряд спрощуючих припущень і припущень, що не вносять грубі помилки і не спотворюють істоти задачі.

1. Деформації зсуву еластичного футерування при величині, що не перевищує 10% її товщини пропорційні дотичним напругам, що діють у зоні контакту стрічки з барабаном [26]

2. Припускаємо, що стрічка пружня і в діапазоні дійсних навантажень слідує закону Гука [28, 53, 54], тобто складові деформації є лінійними функціями складових напружень;

3. Вважаємо також, що модулі пружності стрічки при розтягування-стисканні і постійні, не залежать від величини напружень.

4. Матеріал футерування є ізотропним.

5. При дослідженні зв'язку між деформаціями футеровки та радіальними, окружними та поперечними силами перекосом перерізів стрічки нехтуємо в наслідок його малої величини.

6. Приймаємо поширене припущення про рівномірність розподілу нормальних напружень, що розтягують, по ширині стрічки.

7. Відцентрові сили не приймаємо до уваги.

8. На дузі ковзання стрічки по футерованому барабану діє закон Ейлера.

9. Досліджуються лише встановлені, стаціонарні процеси. Пусковий період конвеєрів невеликої потужності становить 2..3 сек, крім того відомо, що час пуску не повинен перевищувати десятикратну величину часу проходження пружної хвилі, тобто приблизно 10 сек, а частота зупинки та пуску конвеєрів на добу за даними інституту ГУА становить 6..20 при 10..17 годинах роботи, сумарний час пуску виявляється мізерно малим у загальному балансі машинного часу конвеєра.

Розглянемо якийсь окружний переріз приводного барабана з еластичною футеровкою (рис.2.3) і конвеєрною стрічкою в зоні дуги спокою α_n .

Для зручності система відліку пов'язана з валом барабана; тоді точки конвеєрної стрічки будуть рухатися зі швидкістю

$$v_n = R_o \cdot \omega_o \cdot (1 - v_t - \varepsilon(t)) \quad (2.3)$$

де ω_d - кутова швидкість металевої обічайки; $\varepsilon(t)$ - укорочення стрічки, що залежить від того, яке тягове зусилля вже передано стрічці за час проходження від точки набігання; v_t - відносна різниця швидкостей обічайки та стрічки у точці набігання.

При повороті барабана на малий кут $d\theta$ довільна точка А обічайки барабана переміститься в положення A_1 , причому відстань AA_1 складе

$$AA_1 = R_\theta d\vartheta \quad (2.4)$$

а відстань EE_1 дорівнює

$$EE_1 = R_\theta d\vartheta \quad (2.5)$$

Набігаючі волокна футеровки завдяки підпору з боку конвеєрної стрічки деформуються, відхиляючись від свого радіального положення в точці В на кут Θ^p - рифленої частини і кут Θ^c - суцільної частини. У точці B_1 величина зміщення зрівнює $\Theta^p + \frac{\partial \Theta^p}{\partial \vartheta} d\vartheta$ - рифленої і $\Theta^c + \frac{\partial \Theta^c}{\partial \vartheta} d\vartheta$ - суцільної частин футеровки.

У зв'язку з цим окружне зміщення точки С щодо нормалі (радіуса) $CE = U_t$ змінюється і стає рівним

$$C_1 E_1 = U_t + \frac{\partial U}{\partial \vartheta} d\vartheta \quad (2.6)$$

Одночасно точка С стрічки, в контакт з якою знаходиться верхній шар рифленої частини футеровки, до деформації проти точки А, переміститься в положення C_1 , причому

$$CC_1 = R_\theta d\vartheta (1 - \varepsilon(\alpha)) \quad (2.7)$$

де $\varepsilon(\alpha)$ - окружна відносна деформація в цій точці.

Оскільки стрічка на дузі спокою не прослизає, то $\varepsilon(\alpha) = \varepsilon(t)$.

Зробивши проектування на напрям дотичної перпендикулярному до радіальної прямої замкнутого багатогранника $AA_1 B_1 C_1 CB$, отримаємо

$$R_\theta + h^c \frac{\partial \Theta^c}{\partial \vartheta} d\vartheta + \Theta^c \frac{\partial h^c}{\partial \vartheta} + h^p \frac{\partial \Theta^p}{\partial \vartheta} + \Theta^p \frac{\partial h^p}{\partial \vartheta} - \frac{\partial U_t}{\partial \vartheta} - R_\theta (1 - \varepsilon_\alpha) = 0 \quad (2.8)$$

Кутове зміщення при концентричному крученні циліндричних гумових прямих деталей при малих деформаціях визначається наступним рівнянням

$$\Theta = \frac{\tau r_2^2}{2G} \left[\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right] \quad (2.9)$$

де r_1 - внутрішній радіус; r_2 - зовнішній радіус.

Тоді, з урахуванням перетворень

$$\Theta^c = \frac{\tau h^p}{GR_\theta^2} [R_\theta + 0.5h_c] \quad (2.10)$$

$$\Theta^p = \frac{\tau h^p}{G^p R_c^2} [R_c + 0.5 h^p] \quad (2.11)$$

де τ^c , τ - дотичні зусилля зсуву.

Для малих деформацій τ^c можна визначити так

$$\tau^c = \tau \frac{h^c}{h^c + h^p} \quad (2.12)$$

Товщини суцільної та рифленої частин футерування змінюються головним чином у зв'язку з їх стисненням контактним тиском. можна прийняти

$$h = h - \frac{P h_o}{K_1 E} \quad (2.13)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує відмінність даного напруженого стану від чистого стиску.

Зміна товщини рифленої частини

$$h^p = h_o^p - \frac{\tau h_c^p}{3 K_1 G f} \quad (2.14)$$

суцільної частини

$$h^c = h_o^c - \frac{\tau h_c^c}{3 K_1 G^c f} \cdot \frac{h_o^c}{h_o^c + h_o^p} \quad (2.15)$$

Величина динамічного радіусу

$$R_o = R_\phi - \frac{p \cdot h_o}{3 K_1 G_{np}} \quad (2.16)$$

де $h_o = h_o^p + h_o^c$ - товщина футерування в ненавантаженому стані; G_{np} - наведений модуль пружності деформації зсуву.

Відносна деформація стрічки

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\tau R_o}{3 G_\alpha h_\alpha} \quad (2.17)$$

де h_α – товщина стрічки

Остаточне рішення диференційного рівняння (3.7) матиме вид

$$\gamma \cdot \ln \left(\frac{\tau}{\tau_1} - 1 \right) + \left(1 - \frac{\delta \alpha}{2} \right) \cdot \frac{2 \cdot \vartheta}{\sqrt{-\Delta}} \cdot \arctg \left(\frac{2 \cdot \tau \cdot \Delta}{\sqrt{\Delta} \cdot (\Delta + 2 \cdot \alpha \cdot \tau + \alpha^2)} \right) + \frac{\delta}{2} \ln \left(\frac{\tau^2 + \alpha \tau}{\beta} + 1 \right) = \varphi \quad (2.18)$$

Таким чином отримано в неявному вигляді залежність τ від усіх параметрів приводу (геометричних і фізико-механічних) з гнучким об'ємним зв'язком. Задаючись значенням τ , визначати відповідну координату φ по куту обхвату.

На рис.2.4 представлені графічні залежності дотичних напруг у футеровці приводного барабана від кута обхвату для приводу $T_{нб} = 20000$ кгс; $R_б = 40$ см; $h_о = 2$ см; $h_о^с = 1$ см; $h_о^p = 1$ см; $B = 100$ см; $f = 0,6$; $h_{л} = 1,6$ см; $E_{л} = 4000$ кгс/см²; $G_{ф} = 6,5$ кгс/см²; $K_{ш} = 0,8$; $b_{ш} = 3$ см; $b_{к} = 1$ см; $K_1 = K_2 = 1$.

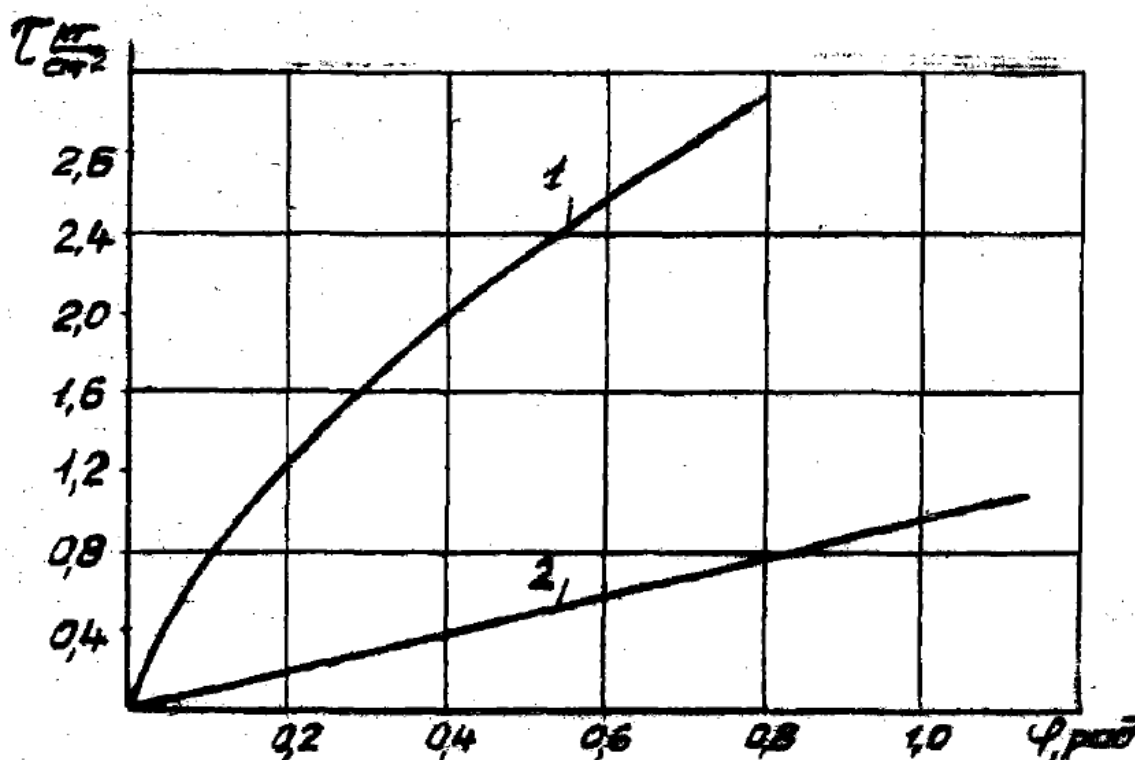


Рис 2.4 – Залежність дотичних напружень від кута повороту барабану: 1 – для тканинної стрічки; 2 – для гумотросової стрічки.

По суті графіки, відображають характер залежності величини деформації від кута повороту барабана. Як видно з графіків, величина деформацій при взаємодії футерування з гумотросової конвеєрної стрічкою менше, а отже, і кут спокою більше, що підтверджується на практиці.

Аналіз рівняння (2.18) показує, що при застосуванні жорсткого приводного барабана зменшуються дотичні напруження τ при заданому значенні кута φ . При

Виділимо елементарну ділянку футерування в зоні спокою, тобто конвеєрна стрічка не прослизає щодо футерування, причому відстань

$$A_1 N_1 = E_1 O_1 = dy \quad (2.19)$$

При повороті барабана на малий кут $d\phi$ конвеєрна стрічка внаслідок зменшення натягу буде відновлювати свою початкову форму по ширині барабана. Цьому процесу перешкоджають сили тертя, що визначають деформацію зсуву футерування по осі y . У зв'язку з цим зміщення $O_1 L_1 = Uy$ змінюється і стає рівним

$$C_1 E_1 = Uy + \frac{dUy}{dy} dy \quad (2.20).$$

Одночасно при повороті барабана на малий кут $d\phi$ відбувається деформація стрічки і ділянка $LC = dy$ стає рівною

$$L_1 C_1 = dy(1 + \varepsilon_y) \quad (2.21).$$

де ε_y - деформація стрічки в поперечному напрямку.

Кутове зміщення в точці N_1 суцільної частини Θ_y^c і рифленої Θ_y^p в точці A буде

$$\begin{aligned} \Theta_y^c + \frac{d\Theta_y^c}{dy} dy \\ \Theta_y^p + \frac{d\Theta_y^p}{dy} dy \end{aligned} \quad (2.22)$$

Задля отримання рівняння закон розподілу дотичних напружень за утворюючим барабаном у зоні спокою скористаємося системою коуфіцієнтів:

$$b_1 = \frac{(h_o^c)^2}{K_2 \cdot G_y^c \cdot h_o} \quad (2.23)$$

$$b_2 = \frac{(h_o^c)^3}{3 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot (G_y^c)^2 \cdot f \cdot h_o^2} \quad (2.24)$$

$$b_3 = \frac{h_o^p}{3 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot (G_y^p)^2 \cdot f} \quad (2.25)$$

$$b_4 = \frac{h_o^p}{K_2 \cdot G_y^p} \quad (2.26)$$

$$b_5 = \frac{1}{j_{np}^y} \quad (2.27)$$

$$b_6 = \frac{T_{n\delta} \cdot e^{-f\alpha}}{B} \cdot \left(v_{zy} \frac{1}{E_z R_\delta} - v_{xy} \frac{1}{E_x h_n} \right) \quad (2.28)$$

$$b_7 = \frac{1}{3 \cdot G_n^y} \quad (2.29)$$

Додатково введемо наступні коефіцієнти

$$b_1' = b_1 + b_4 - b_5 \quad (2.30)$$

$$b_2' = -2 \cdot (b_2 + b_3) \quad (2.31)$$

$$\Delta'' = b_1' \cdot b_7 - b_2' \cdot b_6 \quad (2.32)$$

Рівняння в неявному вигляді, що визначає закон розподілу дотичних напружень по утворюючій барабана в зоні спокою

$$\frac{b_2' \cdot \tau}{b_7} + \frac{\Delta''}{b_7} \cdot \ln \left(\frac{b_7}{b_6} \cdot \tau + 1 \right) = y \quad (2.33)$$

Межі зміни координати у від 0 до $B/2$).

Дійсні величина і напрям дотичних напружень повинні визначатися як векторна сума поздовжньої та поперечної складових

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_x + \bar{\tau}_y \quad (2.34)$$

З аналізу рівняння (2.33) випливає, що зі зменшенням G , збільшується y , а значить збільшується зона спокою, тобто знижується інтенсивність зношення.

Аналогічно і при збільшенні параметрів h_0^c і h_0^3 .

На рис. 2.5 представлений графік зміни дотичних напружень τ_y по половині ширини барабана, для приводу при $\alpha=0,4$ рад, $E_x = E_y = E_z$.

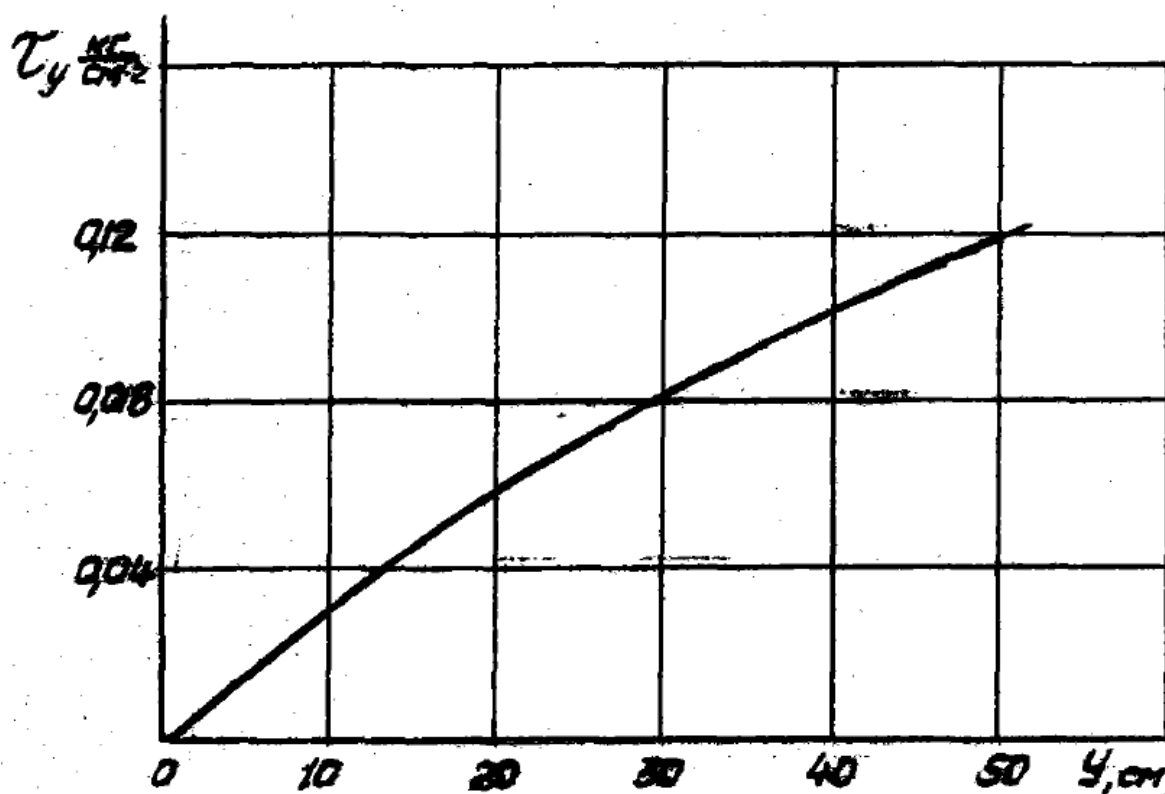


Рис 2.5 – Зміна дотичних напружень τ_y по половині ширини барабана

Теоретичний аналіз взаємодії конвеєрної стрічки з футеровкою з урахуванням її об'ємної деформації показав, що при передачі значних тягових зусиль дотичні напруження (і поперечні деформації) по ширині барабана досягають певних значень, які необхідно враховувати при виборі параметрів футеровок та визначенні більш точної величини та дійсного напрямку сумарних дотичних напружень.

Зі зміною величини радіальної деформації футерування змінюється радіус приводного барабана при передачі тягової сили, тому при виборі параметрів футерування цю обставина необхідно брати до уваги і не використовувати дуже м'які сорти гуми. Для гумових сумішей твердістю 40..45 од.по Шору і вище при питомих тисках 1..6 кг/см², величина зміни радіусу стає малозначною єю можна нехтувати.

При застосуванні більш жорстких (гумотросових) стрічок збільшується зона дуги спокою і створюються більш сприятливі умови для передачі значної частки тягового зусилля без ковзання контактуючих поверхонь, що зменшує також

взаємне зношування стрічки і футерування. Збільшення товщини футерування і особливо його рифленої частини сприяє збільшенню тягової здатності приводного барабана. Чим еластичніше (менше твердість) високофрикційне футерування, тим більша величина тягового зусилля може бути передана на дузі спокою.

Висновки до розділу 2

1. В результаті порівняльного аналізу тягової здатності різних конструкцій і схем барабанних приводів виявлено, що раціональна межа корисного використання міцності конвеєрної стрічки взаємодіє з однобарабанним приводом відповідає коефіцієнту зчеплення $\mu = 0,4..0,45$, який може бути забезпечений шляхом застосування еластичних футерувань з певними параметрами;
2. Огляд існуючих уявлень про передачу тягового зусилля футерованим приводним барабаном показав, що цей процес до тепер розглядався без урахування реологічних властивостей, геометричних розмірів і типу малюнка рифованої футеровки, що мають істотний вплив.
3. Коефіцієнт μ при забрудненні гладких гумових футеровок в умовах вугільних шахт знижується від 0,80 до 0,2. Високофрикційні жорсткі футеровки не можуть використовуватися для передачі тягової сили високоміцним синтетичним стрічкам, внаслідок інтенсивного зношування нижньої обкладки конвеєрної стрічки.
4. Теоретичний аналіз взаємодії конвеєрної стрічки і футерування з урахуванням їх об'ємної деформації показав, що при передачі значних тягових зусиль дотичні напруги (і поперечні деформації) по ширині барабана необхідно враховувати при виборі параметрів футеровок і визначенні більш точної величини і дійсного напрямку сумарних дотик.
5. Для гумосумішей твердістю 30..35 од. по Шору та вище при $p = 1..6 \text{ кг/см}^2$ величини зміни радіусу приводного барабана (через радіальну деформацію футерування) стає малозначною і їй можна знехтувати. Збільшення товщини

футерування і особливо її рифленої частини сприяє збільшенню тягової здатності приводного барабана.

6. В результаті аналізу енергетичних параметрів процесу передачі тягової сили виявлено, що коефіцієнт зчеплення залежить від усіх геометричних розмірів і фізико-механічних властивостей стрічки, футерування і приводу в цілому, Зміна параметрів еластичного футерування і конвеєрної стрічки впливає на ККД. приводного барабана.
7. На величину коефіцієнта зчеплення крім питомого тиску та швидкості ковзання впливають геометричні розміри, тип малюнка та пружні властивості футерування.
8. Інтенсивне падіння величини μ відбувається до нормального навантаження $p = 6 \text{ кг/см}^2$, після чого крива залежності виположується. Залежність величини μ від збільшення твердості футеровки має пологоспадаючий характер. Використання футеровок для приводних барабанів доцільно до максимального питомого тиску $6..7 \text{ кг/см}^2$. При визначенні розрахункової величини μ вплив швидкості пружного ковзання можна не враховувати. Шевронне футерування забезпечує найбільш стабільне значення коефіцієнта зчеплення, який в режимі нормальної роботи приводу дорівнює $0,4..0,45$, при середньому питомому тиску не більше $3..4 \text{ кг/см}^2$.
9. Експериментальні дослідження показали, що з збільшенням попереднього натягу стрічки величина тягового фактора $e^{\mu\alpha}$ зменшується, але тягове зусилля F зростає, тому найбільш правильно слід порівнювати тягову здатність приводів не по тяговому фактору, а по F або $K_b = F/T_{нб}$ коефіцієнту використання міцності стрічки.
10. При виборі типу гумосумішей для футеровок слід враховувати їхню міцність на відшаровування, відрив і втрати на внутрішнє тертя, які характеризують втомну міцність матеріалу,
11. Рациональна величина кута між канавками шевронного футерування, з точки зору найкращого ефекту самоочищення, становить $120..140^\circ$. Канавки слід виготовляти тільки із заокругленим дном.

3. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РОЗРОБКИ ФУТЕРУВАННЯ ПРИВОДНИХ БАРАБАНІВ СТІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ

3.1. Методика з розрахунку футерування приводних барабанів стрічкового конвеєра

Розглянемо методику визначення раціонального кута нахилу канавок рифленого футерування

Привідні пристрої шахтних стрічкових конвеєрів працюють зазвичай у важких умовах (бруд, вода, вугільний штиб). Тому необхідно футерування виготовляти тільки рифленими, тому що в цьому випадку відбувається так званий ефект самоочищення.

Розглянемо процес взаємодії конвеєрної стрічки (із забрудненою контактною поверхнею) з рифленою футеровкою типу "Шеврон". У межах дуги спокою конвеєрна стрічка стискає футерування за рахунок нормального тиску і тим самим збільшує жорсткість її.

Майже все навантаження посідає виступи. Тепер при переході до пружного ковзання (внаслідок скорочення конвеєрної стрічки) виступи рифленої частини футерування працюватимуть як скребки і очищатимуть контактну поверхню. Кожен наступний (по ходу обертання барабана) виступ очищає контактну поверхню стрічки кожного попереднього. Бруд потрапляє у канавки. Для того щоб вона не накопичувалася там, необхідно вибрати раціональний кут нахилу канавки. Для нормальної роботи рифленого футерування кут нахилу канавок α до поздовжньої осі конвеєра не повинен перевищувати певної межі. Швидкість пружного ковзання стрічки $v_{ск}^{пл}$ складається з двох сполучних v_x і v_y (рис 3,1,а), які залежать від значення дотичних напружень τ_x і τ_y .

Справедливо припустити, що

$$\frac{\tau_y}{\tau_x} = \frac{v_y}{v_x} \quad (3.1)$$

тоді

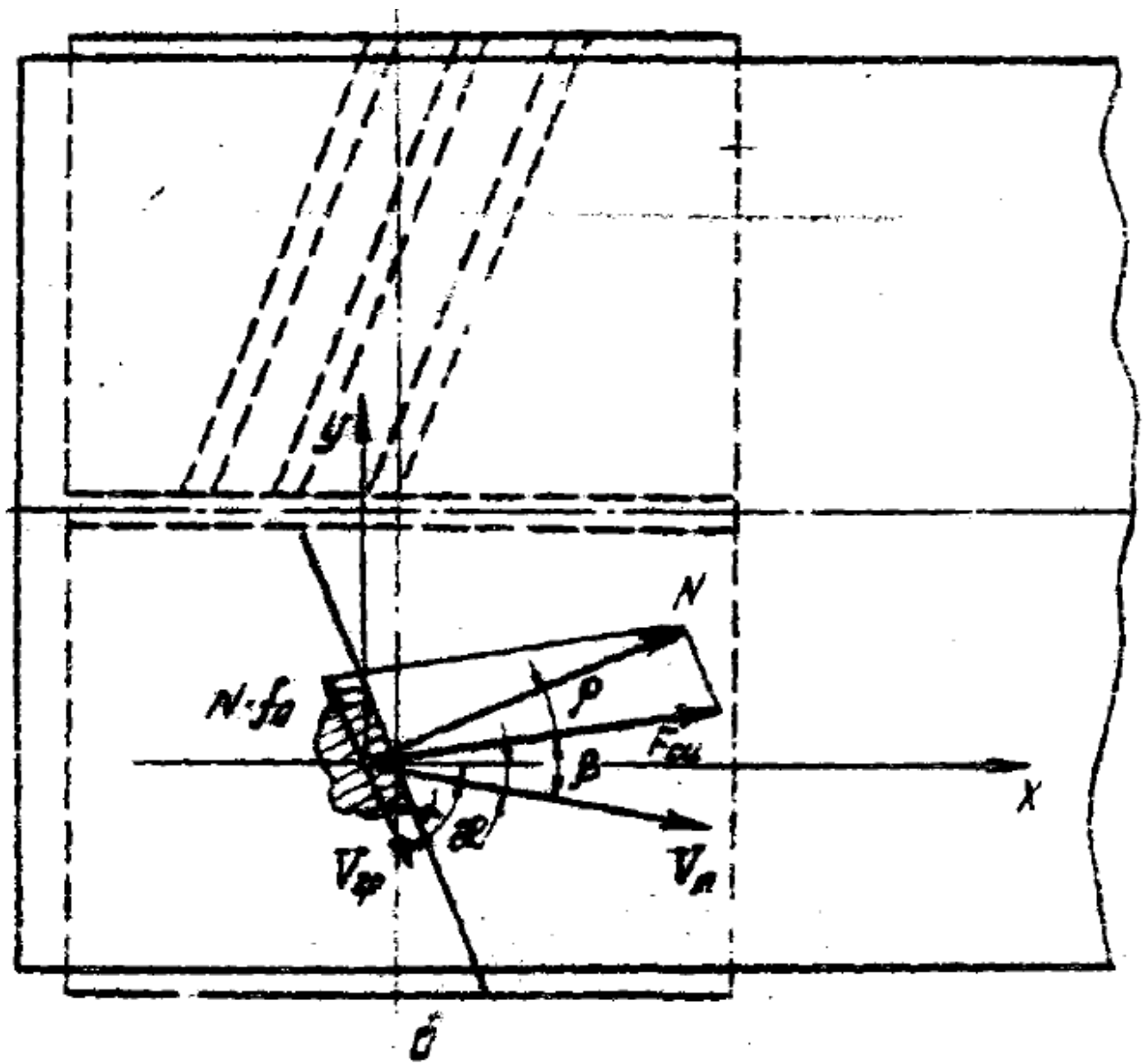


Рис 3.1 – Схеми до визначення раціонального кута нахилу канавок рифлення футерування: а – план швидкостей; б – схема дії сил

Якщо при швидкості ковзання $v_{ск}^л$ стрічки налиплі частинки вантажу рухаються вздовж виступу футеровки з постійною швидкістю $v_{гр}$, то швидкість частинки щодо стрічки v_0 і кут її нахилу по відношенню до $v_{ск}^л$, β легко знаходяться з трикутника швидкостей (рис.3.1,б).

На частинку вантажу діють три сили:

сила тертя об стрічку $F_{сц}$, спрямована у бік протилежний напрямку відносної швидкості v_0 ;

сила нормального тиску виступу;

сила тертя частки об виступ Nf_o , спрямована в протилежну сторону напрямку швидкості $v_{гр}$ (рис.3.1,б).

Кут між силами N та $F_{сц}$ є кутом тертя

$$tg(\rho) = \frac{N \cdot f_o}{N} = f_o \quad (3.3)$$

де f_o - коефіцієнт тертя вантажу об матеріал футерування.

Кут між векторами швидкостей $v_{л}$ і $v_{гр}$ дорівнюватиме $\alpha - \vartheta$, але (рис. 3.1)

$$\alpha - \vartheta + \beta + \rho = 90^\circ \quad (3.4)$$

Враховуючи, що кут β завжди більше нуля, то

$$\alpha - \vartheta - \rho < 90^\circ \quad (3.5)$$

або

$$\alpha - \vartheta < 90^\circ - \rho \quad (3.6)$$

Звідки раціональний кут нахилу канавки рифляної футеровки щодо поздовжньої осі конвеєра

$$\alpha < 90^\circ - \rho + \vartheta \quad (3.7)$$

Таким чином, граничне значення кута нахилу канавки залежить від коефіцієнта тертя вантажу про гуму f_o і від величини поперечної деформації стрічки, характеризується кутом ϑ .

Середня величина коефіцієнта тертя кам'яного вугілля по гумі дорівнює $f_o = 0,6$. Враховуючи зв'язок

$$f_g \approx 0,7 \cdot f_o \quad (3.8)$$

отримаємо

$$\begin{aligned} \rho_1 &= tg(f_o) = 30^\circ 50' \approx 31^\circ \\ \rho_2 &= tg(f_g) = 22^\circ 50' \approx 23^\circ \end{aligned} \quad (3.9)$$

Кут ϑ змінюється в залежності від пружних властивостей стрічки і лежить в межах $0..2..3^\circ$. Верхня межа характерна для низькомодульних гумотканинних стрічок.

Остаточно кут α для ρ_1

$$90^\circ - 31^\circ + 2^\circ = 61^\circ \quad (3.10)$$

для ρ_g

$$90^\circ - 23^\circ + 2^\circ = 69^\circ \quad (3.11)$$

Таким чином, оптимальна величина кута нахилу канавок і виступів лежить в межах від 61° до 69° . Або повний кут між напрямками канавок $2\alpha = 120^\circ \dots 140^\circ$, оскільки при зменшенні цього кута зростає трудомісткість виготовлення канавок, крім того необхідно, щоб довжина канавок (і шлях для бруду) був як най менший.

3.2. Методика визначення параметрів футеровок для приводних барабанів стрічкових конвеєрів

Вихідні дані:

- натягнення гілки конвеєрної стрічки, що набігає $T_{нб}$, кг;
- максимальне тягове зусилля приводу W_0 , кг;
- кут обхвату стрічкою приводного барабана α , радіан;
- середнє значення коефіцієнта зчеплення стрічки з футерованим барабаном μ ;
- радіус приводного барабана без футеровки R , см;
- ширина конвеєрної стрічки B , см;
- товщина стрічки $h_{л}$, см;
- швидкість руху стрічки $v_{л}$, м/сек;
- модуль пружності конвеєрної стрічки E , кг/см²,

Розрахунок гладких футерувань

1. З конструктивних міркувань і з погляду зношенн товщину футерування слід приймати $h_{\phi} = 2,5$ см. Надалі це значення може бути скориговано при перевірці футерування на відшаровування та відрив.

2. Максимальне питоме зусилля зсуву на приводному барабані, кгс/см²

$$\tau_{\max} = \frac{T_{нб}}{B \cdot (R + e_{ap} + h_{\phi})} \cdot \mu \quad (3.12)$$

де e_{ap} - товщина металевого листа (у разі знімного футерування) або ебонітового покриття (при гумованому барабані).

3. Мінімально допустимий модуль зсуву футерування у напруженому стані, кг/см²

$$G \geq k_3 \frac{\tau_{\max}}{0,1} \quad (3.13)$$

де k_3 - коефіцієнт запасу, враховує підвищення під час пуску конвеєра і можливість перерозподілу тягових зусиль (в двобарабанному приводі). Зазвичай для однобарабанних - $k_3 = 1,5$, для двобарабанних приводів $k_3 = 2-3$.

4. Максимальна величина питомого тиску стрічки на футерування, кг/см²

$$P_{\max} = \frac{T_{нб}}{B \cdot (R_o + h_{\phi})} \quad (3.14)$$

де $R_o = R + \delta_{ар}$.

5. Залежно від модуля зсуву N і від питомого тиску P вибирається твердість гуми для футерування $G = 20 \dots 100$ кгс/см².

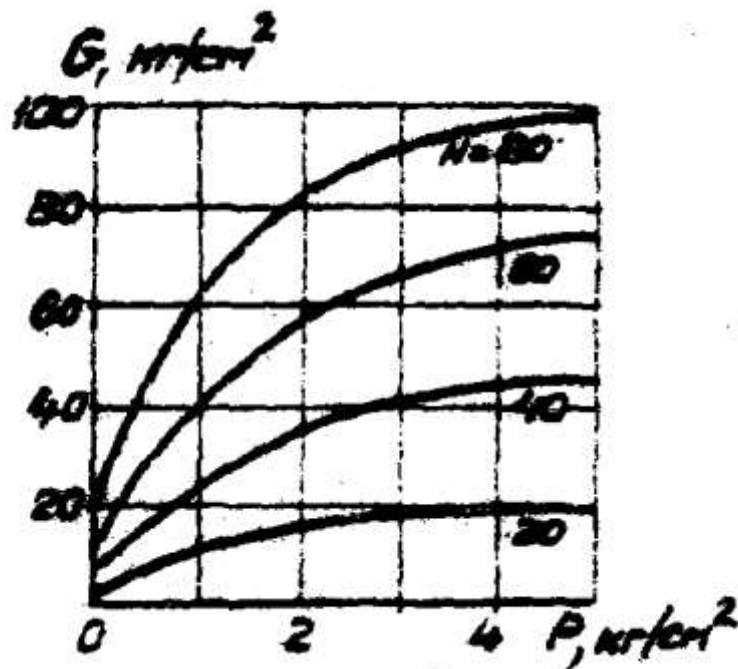


Рис 3.2 – Залежність твердості гуми для футерування від модуля зсуву N і від питомого тиску P

6. Величина гістерезисних втрат на приводі барабану для різних гумосумішей (які є в наявності) обраної твердості, кВт

$$\Delta W_{\Sigma} = \frac{\Delta W_{\Sigma}^{\phi} \cdot n_b}{975} \quad (3.15)$$

8. Перевірка гумосуміші на відшаровування:

$$\sigma_{oc} = k_3 \cdot \tau_{max} \leq [\sigma]_{oc} \quad (3.16)$$

де $[\sigma]_{oc}$ - гранична міцність на відшаровування гумосуміші для футеровок приводних барабанів.

9. Питома міцність гумосумішей на відрив:

$$\sigma_{op} = G \cdot k_3 \cdot \mu \cdot \frac{T_{нб} \cdot h_{\phi}}{B(R_o + h_{\phi}) \cdot l_d^3} \leq [\sigma]_{op} \quad (3.17)$$

де $l_d = 1$ см – одинична довжина ділянки деформації.

Якщо не виконується умова перевірки на відрив, необхідно зменшити товщину футеровки і скоригувати розрахунок.

10. Для швидкознімних футеровок, наклеєних на металеві листи визначають мінімально допустиму кількість кріпильних болтів за напругою зрізу і зминання

$$n_{cp} = k_3 \cdot \mu \cdot \frac{4 \cdot T_{нб} \cdot l_{ap}}{(R_o + h_{\phi}) \cdot \pi \cdot d^2 \cdot [\tau]_{cp}} \quad (3.18)$$

$$n_{cm} = k_3 \cdot \mu \cdot \frac{2 \cdot T_{нб} \cdot l_{ap}}{(R_o + h_{\phi}) \cdot \pi \cdot d \cdot \sigma_{ap} [\sigma]_{cm}} \quad (3.19)$$

де l_{ap} - довжина листа по колу барабана см; d - діаметр кріпильного болта, см;

$[\tau]_{cp}$, $[\sigma]_{cm}$ – граничні напруження матеріалу болтів на зріз і зминання відповідно.

Розрахунок параметрів шевронних футерувань

1. Товщина футерування приймається 2,5 см з тих міркувань, що при зношуванні її на кожні 5 мм, слід відновлювати глибину канавок (до 0,64..1,0 см). Тоді цю операцію можна буде повторити тричі.

2. Ширина канавок $b_k = 1,0..1,5$ см;

глибина канавок $h_k = 0,6..1,0$ см;

ширина виступів $b_{ш} \geq 2,5..3$ см.

3. Питомий тиск, кг/см²

$$p_{max} = \frac{T_{нб}}{B \cdot (R_o + h_{\phi})} \cdot \frac{b_{ш} + b_k}{b_{ш}} \quad (3.20)$$

4. Максимальне питома зусилля здвигу на приводному барабані, кг/см²

$$\tau_{\max} = p_{\max} \cdot \mu \quad (3.21)$$

5. Мінімально допустимий питомий коефіцієнт жорсткості футерування, кг/см³

$$j \geq k_3 \cdot \frac{\tau_{\max}}{0,1 \cdot h_{\phi}} \quad (3.22)$$

6. Мінімально допустимий модуль зсуву футерування в напруженому стані, кг/см²

$$G \geq j \cdot \left[\frac{(b_u + b_k) \cdot h_k + (h_{\phi} + h_k)}{K_u \cdot b_u} \right] \quad (3.23)$$

Тут $K_u = 9 \left(\frac{b_u}{h_k} \right)$ - коефіцієнт, що враховує зменшення жорсткості футерування при розрізанні її канавками, що визначається графіками на рис.3.3.

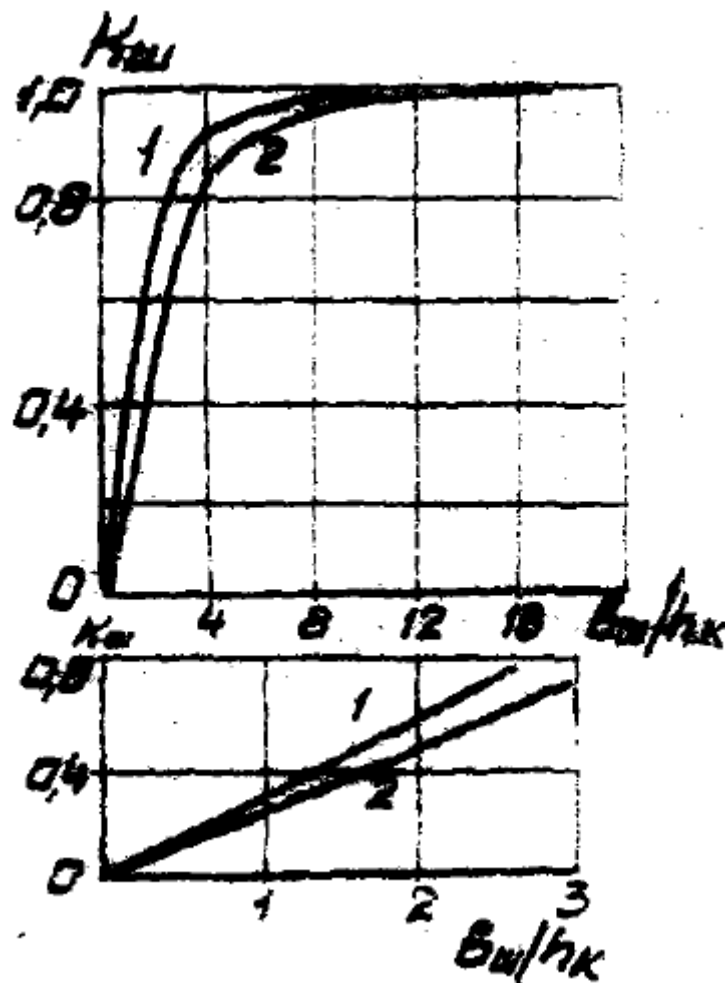


Рис 3.3 – Залежність для визначення K_u

7. З графіку (рис.3.1) обирається твердість гуми Н.

8. Визначають величину гістерезисних втрат на барабані для різних гумосумішей обраної твердості, кВт

$$\Delta N_{\Sigma} = \frac{\Delta W_{\Sigma} \cdot n_b}{975} \quad (3.24)$$

9. Оптимальний тип гумосуміші, при якому має місце мінімальні втрати на внутрішнє тертя. Перевіряється обраний тип гумосуміші на відшаровування, кг/см²

$$\sigma_{oc} = k_3 \cdot \tau_{\max} \leq [\sigma]_{oc} \quad (3.25)$$

10. Перевіряється питома міцність гумосуміші на відрив від металевого листа, кг/см²

$$\sigma_{op} = 6 \cdot k_3 \cdot \mu \cdot \frac{T_{нб} \cdot h_{\phi} \cdot (b_{ш} + b_{\kappa})}{B \cdot (R_o + h_{\phi}) l_{\phi}^3 \cdot b_{ш}} \leq [\sigma]_{op} \quad (3.26)$$

11. Перевіряють питому міцність гумосуміші на відрив виступів від суцільної частини футеровки, кг/см²

$$\sigma_{om} = 6 \cdot k_3 \cdot \mu \cdot \frac{T_{нб} \cdot h_{\kappa} \cdot (b_{ш} + b_{\kappa})}{B \cdot (R_o + h_{\phi}) \cdot b_{ш}} \leq [\sigma]_{om} \quad (3.27)$$

Якщо не виконуються умови перевірки, необхідно або зменшити h_{ϕ} , h_{κ} або збільшити $b_{ш}$ і скоригувати розрахунок.

12. Для знімних футерувань визначають мінімально допустиму кількість кріпильних болтів за напругою зрізу та зминання

$$n_{cp} = k_3 \cdot \mu \cdot \frac{4 \cdot T_{нб} \cdot l_{ap} \cdot (b_{ш} + b_{\kappa})}{(R_o + h_{\phi}) \cdot \pi \cdot d^2 \cdot b_{ш} \cdot [\tau]_{cp}} \quad (3.28)$$

$$n_{cm} = k_3 \cdot \mu \cdot \frac{2 \cdot T_{нб} \cdot l_{ap} \cdot (b_{ш} + b_{\kappa})}{(R_o + h_{\phi}) \cdot \pi \cdot d \cdot b_{ш} \cdot b_{ap} [\sigma]_{cm}} \quad (3.29)$$

Приймають найбільшу кількість болтів $n_b^{\max}$.

Таким чином, запропоновані критерії вибору гумосуміші для футеровки. Без перевірки питомої міцності гуми на відшаровування і відрив неможливий правильний і якісний вибір гумосуміші для футерування, яка інакше швидко вийде з ладу.

3.3. Рекомендації щодо виготовлення футеровок

Кріплення футерування до приводного барабана повинно відповідати таким вимогам:

1. Кріплення має бути достатньо міцним, щоб з достатнім запасом міцності протистояти зсувним зусиллям, що виникає при передачі барабаном тягового зусилля,
2. Технологічно кріплення має бути досить простим, щоб можна було його виконувати в шахтних умовах,
3. Футерівка має бути швидкознімною, щоб її заміна не вимагала складних та тривалих операцій.

Першій вимозі відповідає приклеювання футерування або гумування безпосередньо поверхні обічайки барабана. Технологія гумування приводних барабанів стрічкових конвеєрів нічим не відрізняється від технології гумування валиків та осей для целюлозно-паперової, металургійної та текстильної промисловості, яка широко застосовується на заводах гумотехнічних виробів. Технологія гумування досить складна операція і може бути якісно здійснена лише у заводських умовах. Тому на підприємствах, де експлуатуються конвеєри, необхідно мати запасні приводні барабани з готовим футеруванням.

Приклеювання футеровки до обічайки сучасними гумовими клеями, що самовулканізуються, типу СВ-5, Н-88 та ін. забезпечує достатню міцність на зсув (до 25 кг/см²). Наклейка може бути виконана на підприємстві, але для її якісного здійснення, як правило, доводиться звільняти барабан від стрічки або знімати його з приводу. Футерівка може бути доставлена у вигляді гумового листа, яким обертається барабан і потім зверху обмотується бавовняною стрічкою для притискання футерування до барабана.

Відомі способи кріплення футерування за допомогою планок, болтів і гвинтів, які можуть бути рекомендовані як ефективні.

Найбільш вдалим є комбінований метод, який використовує приклеювання та болтове, гвинтове або штифтове кріплення. При цьому футерування складається

з окремих частин (листів), які приклеєні (холодною або гарячою вулканізацією) до вигнутих по дузі барабана сталевих листів, а останні у свою чергу за допомогою болтів або гвинтів кріпляться до обичайки.

Футерування такого типу легко замінюється особливо якщо складається із значної кількості елементів.

Технологія виготовлення футеровок для приводних барабанів стрічкових конвеєрів формовим способом полягає в наступному:

- метал, що підлягає гумуванню, повинен відповідати технічним вимогам на постачання металу для покриття гуми 1 ГК-3.
- метал обробляється дробом (дріб ДЧК-0,5 ГОСТ-11964).
- очищений метал ретельно промивається бензином, протирається чистим ганчірком і просушується до повного видалення парів бензину. Очищена та промита поверхня металу промазується клеєм, просушка 30 хв, потім знову промазується клеєм, просушка – 30 хв.

Гумова суміш каландрується калібром 3,5 мм і ріжеться на заготовки за необхідними розмірами. Заготівлі зберігаються у книках не більше 10 діб.

Вулканізація футеровок проводиться у вулканізаційному пресі.(Можливе використання пресів типу ВГШ-1 та ВГТ-1).

На прес встановлюється нижня частина форми – пуансон, на неї укладається підготовлена арматура (металевий лист, що підлягає гумуванню) та заготівля з каландрованої суміші. Прес закривається, виріб вулканізується за режимом 35 хв х $151^{\circ} \pm 3^{\circ}$.

При виготовленні футеровок методом гарячої вулканізації для приводних барабанів стрічкових конвеєрів невеликої потужності (до 40-60 кВт) краще користуватися порівняно недорогим вітчизняним клеєм 615-Н.

Технологія виготовлення футеровок для приводних барабанів стрічкових конвеєрів методом холодної вулканізації полягає в наступному:

Метал, що підлягає гумуванню, обробляється так само, як при методі гарячої вулканізації. Нарізані листи гуми (не сирі, вулканізованої) шорстять пористим дисковим каменем або металевою щіткою, з'єднаною з електродвигуном гнучким

валом. Після шорсткування поверхню очищають від пилу і крихт гуми стисненим повітрям або щіткою, протирають тканиною, змоченою в суміші бензину та етилацетату, і просушують протягом 10-15 хв.

На поверхні, що склеюються, двічі наноситься самовулканізований клей СВ-5 (або 88-Н). При нормальній вологості повітря і температурі 20-25°C сушіння першого шару клею триває 20-25 хв, сушіння другого - 5+10 хв до пізнання липкості. Після склеювання гуму ретельно прикочують прикочувальним роликом у напрямку від середини до країв і сильно простукують всю площу листа гумовим молотком.

Склеєні металевий та гумовий листи бажано тримати протягом 10-12 годин у стислому стані під навантаженням (до 3..4 кг/см²). Через 24 години футеровка готова до монтажу і приводний барабан.

Для приклеювання футерування методом холодної вулканізації потрібні такі матеріали:

1. Основний розчин А-клей СВ-5 (ТУ38-5-182-68)
2. Розчин Б-клей лейконат (ТУМХП 2841-52)
3. Розчинник - суміш етилацетату та бензину у співвідношенні 2:1 (етилацетат ГОСТ 8981-59, бензин ГОСТ 443-56),

Великий вплив на величину коефіцієнта зчеплення має форма і розміри виступів на поверхні футеровок, а також вид малюнка.

Виготовляються канавки тільки на готовому футеруванні (прямо на барабанах у разі гумованого барабана або на плоских листах у разі знімного футерування) за допомогою електродвигуна з гнучким валом, на який насаджується спеціальний корундовий камінь (або фреза, що має геометричні розміри, що копіюють форму потрібної канавки).

Різниця радіусів каменю і обмежувального диска повинна дорівнювати необхідній глибині канавки.

Перед нанесенням канавок проводиться повна розмітка всієї футеровки та перевіряється точність збігу канавок у футеровок з кількох частин. Операція нанесення канавок за допомогою нарізної машини здійснюється вручну.

1 Найбільш раціональним видом малюнка футерування є малюнок типу "шеврон" зі стрілоподібністю проти ходу конвеєрної стрічки.

2. Найбільш раціональним кутом між напрямком канавок є кут $120 \dots 135^\circ$.

3. Найбільш раціональна глибина канавок 6..10 мм із заокругленим дном по радіусу 5 мм, ширина 10 мм та найбільш раціональна ширина виступів 30..50 мм. Футерування з такими параметрами і такою формою рифлів має найвищий ефект самоочищення. Крім того, у виробничих умовах рекомендується поставити очисний пристрій для футерування у вигляді капронової щітки. Товщина металевого лісту (сталь 65Г) 1..2 мм. Таким чином вся футерування складається з 6 секцій.

На рис.3.3 показана схема конструкції пропонованої футеровки.

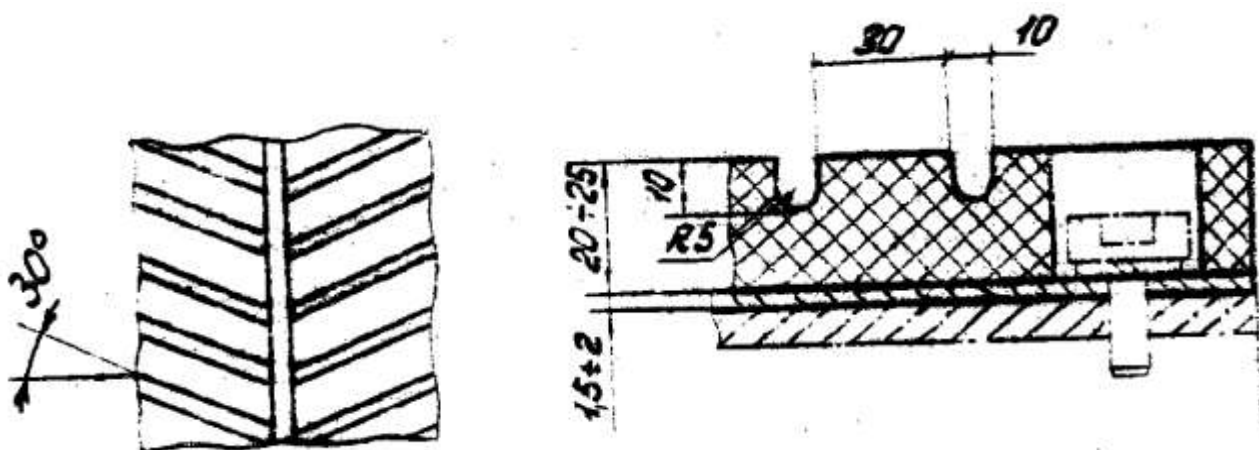


Рис 3.4 – Пропоноване футерування

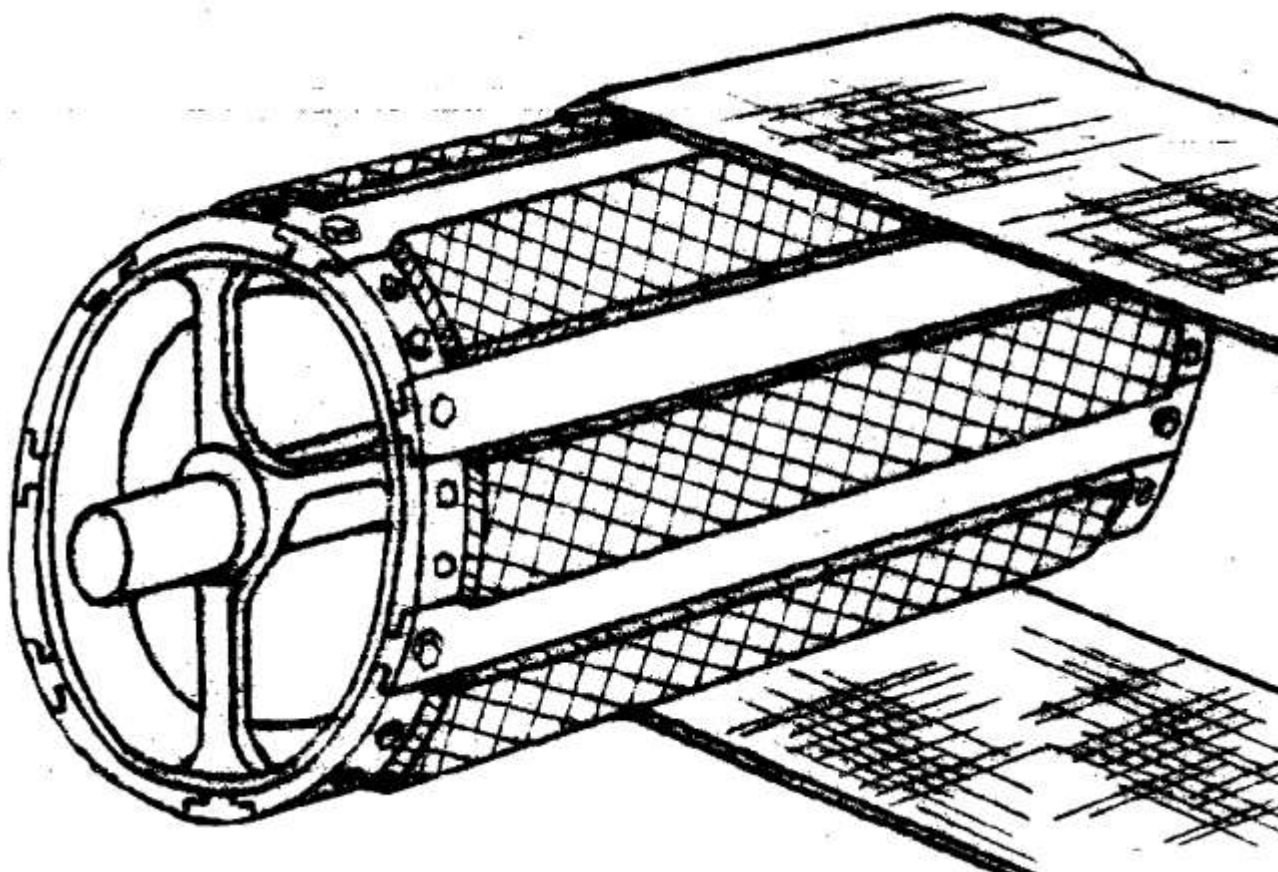


Рис 3.5 – Схема кріплення футерування

Висновки до розділу 3

1. На підставах виконаних досліджень розроблено методику розрахунку параметрів еластичних футерівок для приводних барабанів стрічкових конвеєрів;
2. Обґрунтовані та сформульовані основні технічні вимоги на виготовлення футерувань приводних барабанів стрічкових конвеєрів;
3. Визначено оптимальні параметри футеровок, дано рекомендації щодо вибору типу гумосумішей футерувань.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в покращенні режиму роботи стрічкових конвеєрів на основі вивчення процесу взаємодії конвеєрної стрічки з футерованим приводним барабаном та виборі його раціональних параметрів.

1. Виконано аналіз існуючих конструкцій і схем приводних станцій стрічкових конвеєрів, складено класифікацію приводних пристроїв і проведена якісна оцінка цих приводів.
2. На підставі виконаних досліджень розроблено математичну модель взаємодії конвеєрної стрічки та футерування приводного барабана з урахуванням їх об'ємної деформації. Досліджено вплив радіальних і тангенціальних (по ширині барабана) деформацій футерування та стрічки на процес передачі тягової сили.
3. В результаті порівняльного аналізу тягової здатності різних конструкцій і схем барабанних приводів виявлено, що раціональна межа корисного використання міцності конвеєрної стрічки взаємодіє з однобарабанним приводом відповідає коефіцієнту зчеплення $\mu = 0,4..0,45$, який може бути забезпечений шляхом застосування еластичних футерувань з певними параметрами;
4. Огляд існуючих уявлень про передачу тягового зусилля футерованим приводним барабаном показав, що цей процес до тепер розглядався без урахування реологічних властивостей, геометричних розмірів і типу малюнка рифованої футеровки, що мають істотний вплив.
5. Коефіцієнт μ при забрудненні гладких гумових футеровок в умовах вугільних шахт знижується від 0,80 до 0,2. Високофрикційні жорсткі футеровки не можуть використовуватися для передачі тягової сили високоміцним синтетичним стрічкам, внаслідок інтенсивного зношування нижньої обкладки конвеєрної стрічки.

6. Теоретичний аналіз взаємодії конвеєрної стрічки і футерування з урахуванням їх об'ємної деформації показав, що при передачі значних тягових зусиль дотичні напруги (і поперечні деформації) по ширині барабана необхідно враховувати при виборі параметрів футеровок і визначенні більш точної величини і дійсного напрямку сумарних дотик.
7. Для гумосумішей твердістю 30..35 од. по Шору та вище при $p = 1..6 \text{ кг/см}^2$ величини зміни радіусу приводного барабана (через радіальну деформацію футерування) стає малозначною і їй можна знехтувати. Збільшення товщини футерування і особливо її рифленої частини сприяє збільшенню тягової здатності приводного барабана.
8. В результаті аналізу енергетичних параметрів процесу передачі тягової сили виявлено, що коефіцієнт зчеплення залежить від усіх геометричних розмірів і фізико-механічних властивостей стрічки, футерування і приводу в цілому, Зміна параметрів еластичного футерування і конвеєрної стрічки впливає на ККД. приводного барабана.
9. На величину коефіцієнта зчеплення крім питомого тиску та швидкості ковзання впливають геометричні розміри, тип малюнка та пружні властивості футерування.
10. Інтенсивне падіння величини μ відбувається до нормального навантаження $p = 6 \text{ кг/см}^2$, після чого крива залежності виположується. Залежність величини μ від збільшення твердості футеровки має пологоспадаючий характер. Використання футеровок для приводних барабанів доцільно до максимального питомого тиску $6..7 \text{ кг/см}^2$. При визначенні розрахункової величини μ вплив швидкості пружного ковзання можна не враховувати. Шевронне футерування забезпечує найбільш стабільне значення коефіцієнта зчеплення, який в режимі нормальної роботи приводу дорівнює $0,4..0,45$, при середньому питомому тиску не більше $3..4 \text{ кг/см}^2$.
11. Експериментальні дослідження показали, що з збільшенням попереднього натягу стрічки величина тягового фактора $e^{\mu\alpha}$ зменшується, але тягове зусилля F зростає, тому найбільш правильно слід порівнювати тягову

здатність приводів не по тяговому фактору, а по F або $K_v = F/T_{нб}$ коефіцієнту використання міцності стрічки.

12. При виборі типу гумосумішей для футеровок слід враховувати їхню міцність на відшаровування, відрив і втрати на внутрішнє тертя, які характеризують втомну міцність матеріалу,
13. Рациональна величина кута між канавками шевронного футерування, з точки зору найкращого ефекту самоочищення, становить $120..140^\circ$. Канавки слід виготовляти тільки із заокругленим дном.
14. На підставах виконаних досліджень розроблено методику розрахунку параметрів еластичних футерівок для приводних барабанів стрічкових конвеєрів;
15. Обґрунтовані та сформульовані основні технічні вимоги на виготовлення футерувань приводних барабанів стрічкових конвеєрів;
16. Визначено оптимальні параметри футеровок, дано рекомендації щодо вибору типу гумосумішей футерувань.