

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

КРАСНОАРМІЙСЬКІЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ ДонНТУ

ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНОЛОГІЇ І ОРГАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА

КАФЕДРА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ І АВТОМАТИКИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з нормативної навчальної дисципліни циклу професійної та
практичної підготовки

ТРАНСПОРТІ МАШИНИ ТА КОМПЛЕКСИ ГІРНИЧИХ ТА ГІРНИЧОЗБАГАЧУВАЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Частина I. ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

для студентів всіх форм навчання

Галузь знань: 0505 «Машинобудування та матеріалообробка»

Напрямок підготовки: 6.050502 – Інженерна механіка - ЕМК

Розглянуто

на засіданні кафедри електромеханіки і
автоматики КІІ ДонНТУ.

Протокол № 10 від 16.03.2011

Затверджено

на засіданні навчально-видавничої
ради ДонНТУ.

Протокол № 2 від 21.03.2011

Краснопрмійськ 2011

УДК 622.61 (071)

Конспект лекцій з нормативної навчальної дисципліни циклу професійної та практичної підготовки «Транспортні машини та комплекси гірничих та гірничозбагачувальних підприємств». Частина I. Транспортні машини безперервної дії. Для студентів всіх форм навчання галузі знань 0505 «Машинобудування та матеріалобробка» напрямку підготовки 6.050502 Інженерна механіка – ЕМК. / Укл. О.О. Пуханов – Красноармійськ: КП ДонНТУ, 2011 – 85с.

Конспект лекцій містить теоретичний матеріал згідно вимогам освітньо-професійної програми підготовки бакалаврів галузі знань 0505 «Машинобудування та матеріалобробка». Надані відомості стосовно теорії роботи, вибору та розрахунку транспортних машин безперервної дії для гірничих та гірничозбагачувальних підприємств.

Укладач:

Пуханов О.О., старший викладач

Рецензенти:

Гого В.Б., д-р техн. наук, доцент

Хіценко М.В., канд. техн. наук, доцент

ЗМІСТ

	стор.
ПРЕДМОВА	5
1. РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОПОТОКІВ	7
1.1. Розрахунок вантажопотоків з очисного вибою	7
1.2. Розрахунок вантажопотоків з підготовчих вибоїв	10
1.3. Контрольні питання для самоперевірки	11
2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОТИ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ	12
2.1. Передача тягового зусилля тертям	12
2.2. Застосування формули Ейлера на практиці	14
2.3. Метод розрахунку натягу конвейерної стрічки по точках	16
2.4. Визначення натягу конвейерної стрічки в точці її сходу з приводного барабана	17
2.5. Визначення опорів руху конвейерної стрічки	18
2.6. Продуктивність стрічкового конвеєра	19
2.7. Визначення ширини конвейерної стрічки по фактору продуктивності	20
2.8. Вибір потужності двигуна стрічкового конвеєра	22
2.9. Визначення мінімального натягу конвейерної стрічки на вантажній вітці конвеєра	23
2.10. Основи теорії передачі тягового зусилля двобарабанним приводом	25
2.11. Основи теорії роботи привода з притискним роликом	27
2.12. Методика побудови діаграми натягу конвейерної стрічки	29
2.13. Контрольні питання для самоперевірки	32
3. ВИБІР СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ	34
3.1. Загальні відомості про стрічкові конвеєри що застосовуються на гірничих підприємствах	34
3.2. Вибір конвеєра за прийомною здатністю	35
3.3. Вибір конвеєра за припустимою технічною продуктивністю і довжиною	37
3.4. Контрольні питання для самоперевірки	45

	стор.
4. РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ	46
4.1. Тяговий розрахунок стрічкових конвейєрів	46
4.2. Контрольні питання для самоперевірки	50
5. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОТИ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ	51
5.1. Передача тягового зусилля зачепленням	51
5.2. Динамічні сили що діють на тяговий ланцюг	54
5.3. Розрахунок тягових ланцюгів на міцність	57
5.4. Продуктивність скребкових конвейєрів	60
5.5. Визначення опорів руху тягового ланцюга скребкового конвейєра	63
5.6. Контрольні питання для самоперевірки	67
6. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ	68
6.1. Загальні відомості про скребкові конвейєри що застосовуються на гірничих підприємствах	68
6.2. Розрахунок скребкових конвейєрів	71
6.3. Контрольні питання для самоперевірки	74
7. ТРАНСПОРТ ПІД ДІЄЮ ВЛАСНОЇ ВАГИ	75
7.1. Загальні відомості про гравітаційний транспорт	75
7.2. Кінематичні параметри матеріальної частки на нерухомій площині	75
7.3. Пропускна здатність жолоба	77
7.4. Теорія роботи вантажоспускового конвейєра	78
7.5. Теорія роботи гвинтового спуску	80
7.6. Контрольні питання для самоперевірки	86
ЛІТЕРАТУРА	83

ПЕРЕДМОВА

Приєднання України до європейського освітнього простору висуває нові вимоги до якості навчання, зокрема особливої значущості набуває проблема підвищення конкурентоспроможності на ринку праці майбутніх випускників вищих навчальних закладів. Ринок праці висуває вимоги не лише до рівня фундаментальних знань потенційного працівника взагалі і до фахівця інженерного напрямку зокрема, але і до рівня його професійної компетентності. У зв'язку з цим особливої актуальності набувають нові вимоги до професійної підготовки студентів, зокрема інженерного профілю.

Слід зауважити, що методична система навчання професійно орієнтованих дисциплін студентів технічних спеціальностей ВНЗ не повною мірою відповідає сучасним вимогам вищої освіти, а саме: студент повинен вчитися самостійно, тому що якість підготовки фахівців у вищій школі визначається не лише обсягом певних знань і навичок, але і здібністю до самоосвіти і творчої діяльності. Більш того, аби майбутній фахівець був конкурентоздатним він повинен на достатньому рівні уміти використовувати знання інших дисциплін (наприклад, математичних, економічних і т.і.) з тим, аби досягти максимального економічного ефекту від впровадження своїх інновацій на виробництві. Такі умови зумовлені сучасними потребами ринку праці.

На сучасному етапі реформування вищої освіти вченими-методистами активно досліджуються проблеми вдосконалення методики вивчення професійно орієнтованих дисциплін: досліджуються методичні аспекти організації самостійної роботи студентів.

Особливої значущості у вирішенні проблеми поліпшення якості вищої освіти студентів інженерних спеціальностей набувають лекційні заняття. Лише методично правильна організація учбово-пізнавальної роботи допоможе студентам проявити самостійність, творчий підхід і залучити до самоосвіти.

Опанування матеріалом розділом «Транспортні машини

безперервної дії» лекційного курсу з дисципліни «Транспортні машини і комплекси гірничих та гірничозбагачувальних підприємств» вкрай необхідне для фахівців інженерного профілю, зокрема студентів, які навчаються за напрямком «Інженерна механіка» і спеціалізуються в області експлуатації гірського устаткування і машин.

Завдяки вивченню зазначеного розділу студенти знайомляться з теоретичними основами роботи, вибором та розрахунком сучасних типів транспортних машин, що знаходять широке застосування на гірничих та гірничозбагачувальних підприємствах.

Вивчення цього розділу на достатньо високому рівні дає можливість студентам пропонувати і обговорювати технічні рішення по проблемам, які потребують удосконалення та раціонального й ефективного використання гірничого устаткування; акцентувати увагу на питаннях використання транспортних машин в тій або іншій ланці транспортного ланцюга гірського підприємства.

Досконале вивчення зазначеної дисципліни, яка є однією з профілюючих в підготовці фахівців інженерного профілю, є визначальним та відповідає вимогам вищої освіти на сучасному етапі навчання в вищих навчальних закладах в світлі Болонського процесу.

Але на сьогодні, нажаль, дуже мало підручників, в яких би в доступній формі та в повному об'ємі були стисло і на сучасному рівні викладені всі ці питання.

Тому виникла необхідність розробити курс лекцій в допомогу студентам по вивченню зазначеної дисципліни з врахуванням того, що за навчальними планами більша кількість часів відведена на самостійну роботу студентів.

1. РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОПОТОКІВ

1.1. Розрахунок вантажопотоків з очисного вибою

Для обґрунтованого вибору конвейєрного транспорту необхідно визначити наступні якісні характеристики вантажопотоку:

$a_{(n)}$ – середній хвилинний вантажопоток за час надходження вугілля від очисного вибою на конвейєр, т/хв;

$a_{(max)}$ – максимальний хвилинний вантажопоток, що надходить від очисного вибою на конвейєр у період досягнення видобувною машиною максимально припустимої в очисному вибої швидкості подачі, т/хв.

Вхідні дані:

Тип видобувного комбайна та конвейєра, що працюють у лаві.

$L_{об}$ – довжина очисного вибою, м;

m – потужність пласту вугілля, м;

$A_{зм}$ – змінний обсяг видобудку, т/зміну;

$T_{зм}$ – тривалість видобувної зміни, хв;

b – ширина захвата добичної машини;

$\gamma_{ц}$ – щільність вугілля в цілині, т/м³

Середній хвилинний вантажопотік за час надходження вугілля від очисного вибою розраховується за формулою:

$$a_{(n)} = \frac{A_{зм}}{60 \cdot T_{зм} \cdot k_{п}} \text{ т/хв,}$$

де $k_{п}$ – коефіцієнт часу надходження вантажу від одного очисного вибою на транспортну систему.

Значення $k_{п}$ обираємо залежно від прийнятої схеми роботи видобувного комбайна.

При човниковій схемі роботи комбайна:

$$k_{п} = \frac{t_{в}}{60 \cdot T_{зм}}.$$

При одnobічній схемі з зачищенням вибою при зворотньому хо-

ді комбайна:

$$k_{\Pi} = \frac{t_b + t_3}{60 \cdot T_{3M}},$$

де t_b – фактична тривалість роботи очисного комбайна протягом зміни, хв;

t_3 – фактична тривалість зачищення протягом зміни, хв¹.

У випадку одночасної роботи декількох очисних вибоїв на конвейерну лінію значення середнього сумарного вантажопотоку визначається за формулою:

$$a_{(n)\Sigma} = \sum_{i=1}^n a_{(n)i}, \text{ Т/хв.}$$

Визначення максимального хвилинного вантажопотоку. Визначається максимальна кількість вугілля, що надходить з очисного вибою за умови відсутності обмеження щодо продуктивності конвейера, встановленого в лаві:

– при прямому ході видобувного комбайна (назустріч руху ланцюга конвеєра встановленого в лаві)

$$a'_{\max} = m \cdot b \cdot v_{\max} \cdot \delta_1 \psi_{\Pi} \cdot \gamma_{\Pi}, \text{ Т / хв ;} \quad (1.1)$$

– при зворотньому ході видобувного комбайна (за ходом руху ланцюга конвеєра встановленого в лаві)

$$a''_{\max} = m \cdot b \cdot v'_{\max} \cdot \delta_2 (1 - \psi_{\Pi}) \cdot \gamma_{\Pi}, \text{ Т / хв ;} \quad (1.2)$$

де v_{\max} – максимальна швидкість подачі видобувної машини при прямому ході, м/хв;

v'_{\max} – максимальна швидкість подачі видобувної машини при зворотньому ході, м/хв;

Для човникової схеми роботи видобувної машини:

$$v_{\max} = v'_{\max};$$

Якщо при зворотньому ході відбувається зачищення

$$v'_{\max} = 0,85 v_{\max.M};$$

$v_{\max.M}$ – максимальна маневрова швидкість подачі видобувної машини, м/хв²;

¹ Значення t_b та t_3 приймаються по фактичним даним роботи очисного вибою або надаються во вхідних даних до курсової роботи.

² v_{\max} та $v_{\max.M}$ приймаються з технічних характеристик видобувної машини.

δ_1 и δ_2 – розрахункові коефіцієнти:

$$\delta_1 = \frac{v_k}{v_k + v_{\max}}; \quad \delta_2 = \frac{v_k}{v_k - v'_{\max}};$$

v_k – швидкість руху ланцюга конвейера встановленого в забої, м/хв;

ψ_{Π} – коефіцієнт навантаження, що залежить від схеми роботи видобувної машини і приймається:

$\psi_{\Pi} = 1$ – для формули (1.1) и $\psi_{\Pi} = 0$ – для (1.2), під час роботи видобувної машини по човниковій схемі;

ψ_{Π} – обирається за довідниками при однобічній схемі із зачищенням(в залежності від кута падіння пласту та його потужності).

Найбільше із знайдених за формулами (1.1) і (1.2) значення a'_{\max} и a''_{\max} порівнюється з максимальною хвилинною продуктивністю конвейера встановленого в очисному вибої – $a_{з.к.}$ (обирається з характеристик конвейера).

Як максимальний хвилинний вантажопоток $a_{(\max)}$, що надходить з одного очисного вибою, варто приймати:

$$a_{(\max)} = a'_{(\max)} \text{ (або } a''_{\max}), \text{ якщо } a'_{\max} \text{ (або } a''_{\max}) < a_{з.к.}$$

$$a_{(\max)} = a_{з.к.}, \text{ якщо } a'_{\max} \text{ (або } a''_{\max}) \geq a_{з.к.}$$

Значення максимального сумарного хвилинного вантажопотоку за час надходження з кожного очисного вибою:

$$a_{(\max)\Sigma} = \sum_{i=1}^n a_{i(n)} + n_{\sigma} \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2},$$

де σ_i – середньоквадратичне відхилення значень хвилинних вантажопотоків, м/хв;

$$\sigma_i = \frac{a_{i(\max)} - a_{i(n)}}{2,33}, \text{ т/хв};$$

n_{σ} – ймовірнісний параметр, що враховує спільність надходження максимальних вантажопотоків з очисних вибоїв (див. табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Значення ймовірнісного параметру n_{σ}

Кількість лав	2	3	4	5	6	7	8
n_{σ}	2,4	2,15	1,9	1,7	1,5	1,25	1

1.2. Розрахунок вантажопотоків з підготовчих вибоїв

Вантажопотоки вугілля та породи при проектуванні конвейерного транспорту.

Для практичних розрахунків досить врахувати середньозмінні хвилинні вантажопотоки за періоди роботи прохідницького устаткування, що здійснює навантаження вугілля або породи на загальношахтну конвейерну систему.

Середнє значення вантажопотоку за машинний час із підготовчого вибою, оснащеного комбайном або навантажувальною машиною складає:

- для вугілля

$$u_{iv} = \frac{S_v \cdot L_{\pi} \cdot \gamma_{\text{цв}}}{t_{\text{рв}}}, \text{ Т/ХВ},$$

- для породи

$$u_{ip} = \frac{S_{\pi} \cdot L_{\pi} \cdot \gamma_{\text{цп}}}{t_{\text{рп}}}, \text{ Т/ХВ},$$

де S_{π} – перетин вироблення щодо породи, м^2 ;

S_v – перетин вироблення щодо вугілля, м^2 ;

L_{π} – середній змінний темп проходки, м;

$\gamma_{\text{цв}}$ – щільність вугілля в масиві, т/м^3 ;

$\gamma_{\text{цп}}$ – щільність породи в масиві, т/м^3 ;

$t_{\text{рв}}$ – час роботи комбайна або навантажувальної машини щодо навантаження протягом зміни вугілля, хв;

$t_{\text{рп}}$ – час роботи комбайна або навантажувальної машини щодо навантаження протягом зміни породи, хв^3 .

Під час надходження на конвейер вантажопотоків із двох і більше підготовчих вибоїв величина сумарного вантажопотоку може бути визначена за формулою:

³ Значення $t_{\text{рв}}$ та $t_{\text{рп}}$ приймається пропорційно площі перетину проходки відповідно по вугіллю та породи від $t_{\text{р}}$; для діючих шахт цей час приймається по фактичних показниках.

$$u_{\Sigma} = z \sum_{i=1}^n u_i, \text{ Т/ХВ.}$$

Коефіцієнт z приймається по таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Значення коефіцієнту z

Кількість підготовчих вибоїв	2	3	4
z	0,95	0,85	0,75

1.3 Контрольні питання для самоперевірки

1. Чим відрізняються середній та максимальний хвилинний вантажопотоки з очистного вибою?
2. Як визначити час надходження вугілля з очистного вибою?
3. Що враховує коефіцієнт навантаження?
4. Яким чином визначити сумарний середній та максимальний вантажопотоки з декількох забоїв?
5. Яким чином визначається середній вантажопоток з підготовчого забою?
6. Як визначити сумарний середній вантажопоток з підготовчого забою?

2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОТИ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ

2.1. Передача тягового зусилля тертям

Тягове зусилля передається нескінченному тяговому органу від приводного барабана силами тертя, що виникають на поверхні їхнього зіткнення.

Аналітичний висновок закону тертя невагомої, абсолютно гнучкої та нерозтяжної нитки по поверхні гладкого кругового циліндра вперше був даний Ейлером у 1765р.

Покажемо детальніше цей висновок. Виділимо на нитці, перекинутої через нерухомий барабан, елементарну її ділянку АБ, обумовлену кутом $d\alpha_0$ (рис. 2.1).

Розглянемо умови рівноваги цієї ділянки, думаючи, що різниця натягів dS двох точок А і Б урівноважена елементарною силою тертя dT , що виникає в місцях зіткнення цієї ділянки з поверхнею барабана.

Елементарна сила тертя dT дорівнює добутку нормального тиску dN на коефіцієнт тертя μ між ниткою і барабаном. Силу dN можна приблизно вважати рівної рівнодіючої P сил натягу S і dS .

Спроекуємо сили на вісь y (рис. 2.2). Одержимо:

$$dN = S \cdot \sin \frac{d\alpha_0}{2} + S \cdot \sin \frac{d\alpha_0}{2} + dS \cdot \sin \frac{d\alpha_0}{2};$$

Для малих кутів

$$\sin \frac{d\alpha_0}{2} = \frac{d\alpha_0}{2},$$

а величиною $dS \cdot \sin \frac{d\alpha_0}{2}$ можна зневажити.

Елементарна сила тертя:

$$dT = dN \cdot \mu = 2S \cdot \frac{d\alpha_0}{2} \cdot \mu = S\mu \cdot d\alpha_0.$$

Оскільки, dS може виникнути тільки за рахунок сил тертя

$dS = dT$, одержимо:

$$dS = S\mu \cdot d\alpha_0.$$

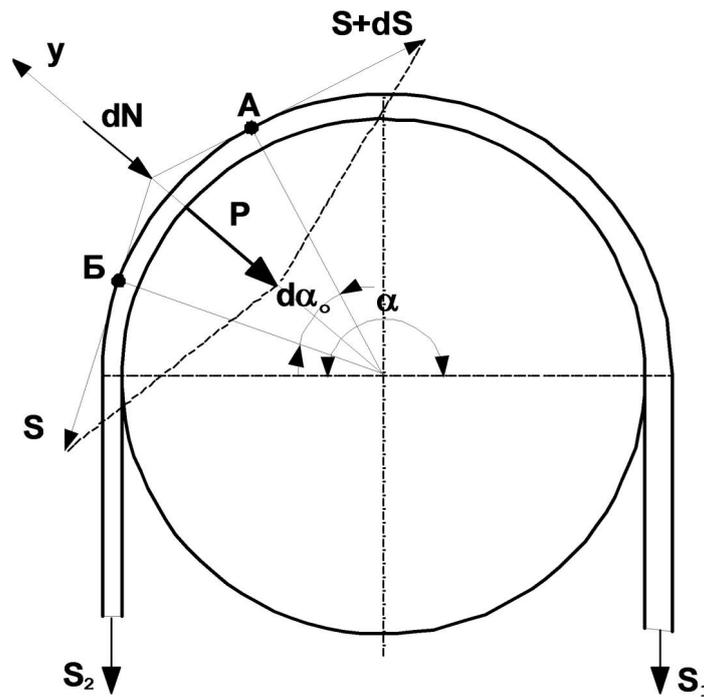


Рис. 2.1 Схема задачі Ейлера

Звідки $\frac{dS}{S} = \mu \cdot d\alpha_0$. Проінтегруємо це вираження уздовж кута обхвату α :

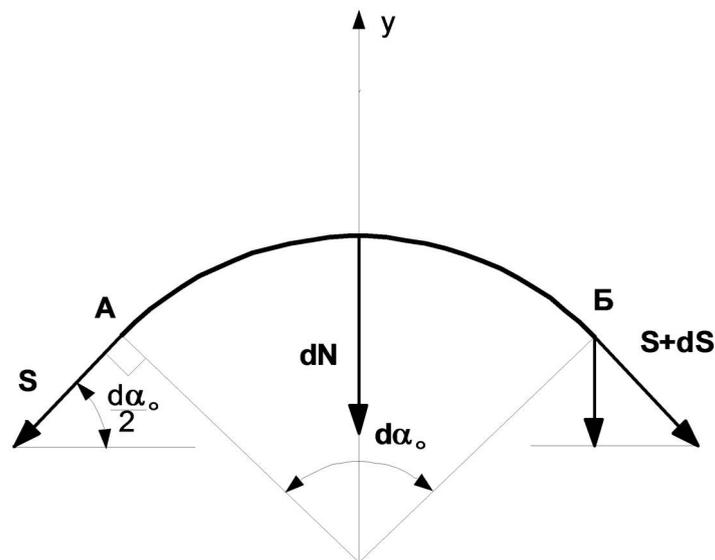


Рис. 2.2 Сили що діють на ділянку АБ

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_{\alpha}^{\alpha_0} \mu \cdot d\alpha_0, \text{ одержимо } \ln \frac{S_1}{S_2} = \mu \cdot \alpha_0, \text{ або } \frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \alpha_0}.$$

2.2. Застосування формули Ейлера на практиці

При роботі стрічкового конвейєра в руховому режимі, формула Ейлера має вигляд:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = e^{\mu \cdot \alpha_0}.$$

При роботі стрічкового конвейєра в генераторному режимі, формула Ейлера має вигляд:

$$\frac{S_{\text{сб}}}{S_{\text{нб}}} = e^{\mu \cdot \alpha_0}.$$

Конвеєр буде працювати в генераторному режимі, якщо опір руху навантаженої гілки менш нуля по своєму абсолютному значенню і по величині перевершує опір руху порожньої гілки. Інакше: $W_{\text{пор}} > 0$, $W_{\text{в}} < 0$, $|W_{\text{в}}| > W_{\text{пор}}$ (рис. 2.3).

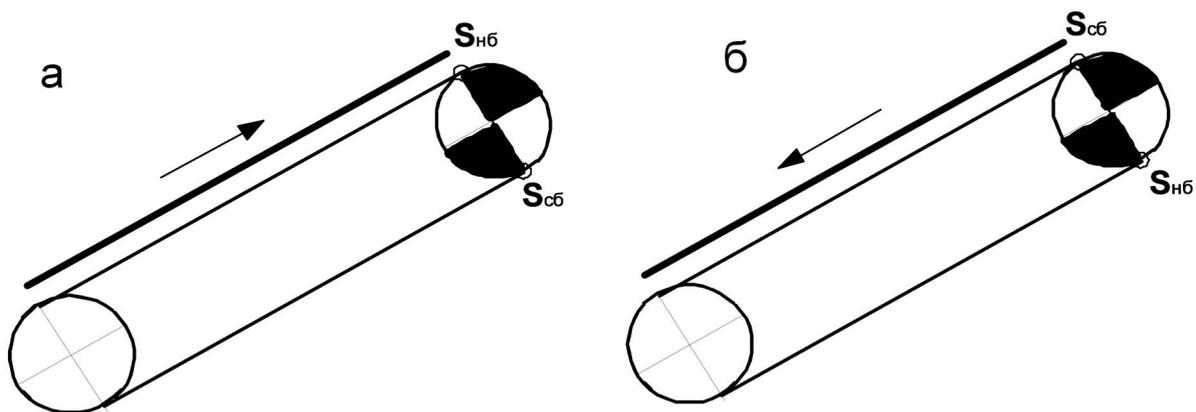


Рис. 2.3 Схема конвеєрів в руховому – а, та генераторному – б режимі роботи привода

Величина α_0 , що входить до формули Ейлера, не є повним(геометричним) кутом обхвату α . Він лише деяка його частина, що носить назву активного кута обхвату.

Активному кутові обхвату α_0 відповідає дуга ковзання, а

куту обхвату $\alpha - \alpha_0$ дуга спокою (на цій дузі зміна натягу тягового органу не відбувається). Активний кут обхвату є фізичною величиною і являє собою активну дугу (дугу ковзання) поверхні барабана, на якій натяг змінюється від величини $S_{нб}$ до $S_{сб}$ (рис. 2.4).

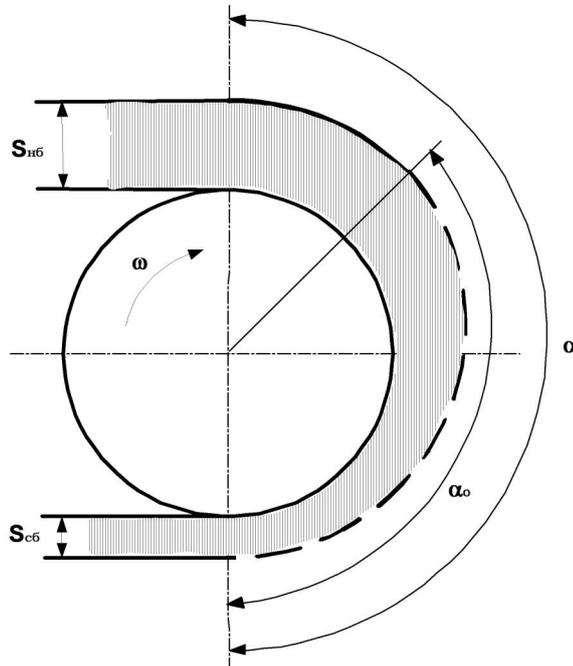


Рис. 2.4 Епюра зміни натягу стрічки на приводному барабані конвейєра

Величина активного кута обхвату є функцією відносин $S_{нб}/S_{сб}$: зі збільшенням цього відношення росте кут α_0 .

Активний кут обхвату α_0 не може бути більше повного геометричного кута обхвату α . У зв'язку з чим рівності

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\mu \cdot \alpha_0} \quad \text{та} \quad \frac{S_{сб}}{S_{нб}} = e^{\mu \cdot \alpha_0}$$

мають гранично припустимі значення відносин $S_{нб}/S_{сб}$ з умови рівноваги тягового органу на приводному барабані, тобто з умови можливості передачі необхідного тягового зусилля силами тертя.

Оскільки в тягових розрахунках не зручно використовувати величину α_0 (да до того ж вона і не завжди відома) користуються величиною повного геометричного кута обхвату α , що для

кожного, конкретного тягового пристрою визначений.

Умова відсутності прослизання стрічки на приводному барабані в цьому випадку буде мати вигляд:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} < e^{\mu \cdot \alpha} \text{ - руховий режим.}$$

$$\frac{S_{\text{сб}}}{S_{\text{нб}}} < e^{\mu \cdot \alpha} \text{ - генераторний режим.}$$

2.3. Метод розрахунку натягу конвейєрної стрічки по точках

Суть методу розрахунку гнучкого тягового органу по точках полягає в наступному: різниця натягу стрічки на будь-якій ділянці її контуру дорівнює опору руху стрічки на цій ділянці.

- Опір руху стрічки буде більше нуля, якщо він спрямован убік, протилежний руху стрічки.
- Опір рухові стрічки буде меншим нуля, якщо він спрямовано убік руху стрічки.

Якщо виконати обхід контуру стрічки по напрямку її руху, то:

1. натяг у кожній наступній точці буде перевершувати натяг у попередній точці в тому випадку, якщо опір на ділянці між цими точками більше нуля;
2. натяг у наступній точці буде менше, ніж у попередній точці, якщо опір на ділянці між цими точками менший нуля.

Зазначені твердження справедливі не тільки для конвейєрної стрічки, але і для будь-якого гнучкого тягового органу (каната, ланцюга).

Загальна формула для визначення натягу гнучкого тягового органу «по крапках»

$$S_n = S_{n-1} + \sum_{n-1}^n W_{n-1;n}, \quad (2.1)$$

тобто: натяг тягового органу в кожній наступній, по напрямку руху, точці контуру конвейєрної стрічки дорівнює натягові в попередній точці плюс алгебраїчна сума опору руху між цими

точками.

Для підрахунку натягу зручно надходити в такий спосіб: Розбити весь контур стрічкового конвейера на прямолінійні і криволінійні ділянки і пронумерувати характерні точки сполучення цих ділянок, починаючи з точки сходу стрічки з приводного барабана, як це показано на рис. 2.5.

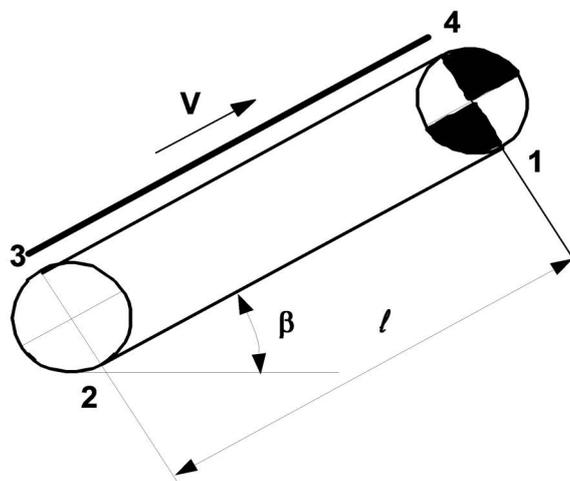


Рис. 2.5 Схема конвейера

Стосовно до конвейера простого профілю, формула 2.1 може бути розгорнута в наступні рівняння:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2};$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4};$$

де S_1, S_2, S_3, S_4 – натяг конвейерної стрічки в точках 1,2,3,4,
 $W_{1-2}, W_{2-3}, W_{3-4}$ – опор руху конвейерної стрічки на відповідних ділянках.

2.4. Визначення натягу конвейерної стрічки в точці її сходу з приводного барабана

З обліком того, що опор руху конвейерної стрічки на при-

водних барабанах має незначну величину, то для практичних розрахунків можна застосувати наступну формулу для визначення тягового зусилля на приводному барабані:

$$W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}, \text{ Н.}$$

Вирішуючи спільно:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} < e^{\mu \cdot \alpha} \text{ та } W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}},$$

можна визначити максимальне тягове зусилля, що може бути передано конвейерній стрічці силами тертя:

$$W_0^{\text{max}} = S_{\text{сб}} (e^{\mu \cdot \alpha} - 1).$$

Коефіцієнтом запасу сил тертя на приводних барабанах позначимо відношення найбільшого можливого тягового зусилля до фактичного:

$$k_T = \frac{W_0^{\text{max}}}{W_0}, \quad (2.2)$$

або

$$W_0^{\text{max}} = k_T \cdot W_0. \quad (2.3)$$

Виходячи з виражень (2.2) і (2.3) можна визначити мінімально припустимий натяг стрічки на приводному барабані, необхідний для усунення прослизання на ньому тягового органа конвейєра:

$$S_{\text{сб}}^{\text{min}} \geq \frac{k_T \cdot W_0}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}, \text{ Н.}$$

Повторюючи аналогічні міркування для випадку генераторного режиму роботи привода конвейєра, одержимо:

$$S_{\text{нб}}^{\text{min}} \geq \frac{k_T \cdot |W_0|}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}, \text{ Н.}$$

2.5. Визначення опорів руху конвейерної стрічки

На вантажній вітки:

$$W_B = \left[(q + q_{\text{л}} + q'_p) \cdot \omega \cos \beta + (q + q_{\text{л}}) \cdot \sin \beta \right] \cdot g \cdot L_B, \text{ Н.} \quad (2.4)$$

На порожній вітки:

$$W_{\text{п}} = \left[(q_{\text{л}} + q''_p) \cdot \omega \cos \beta - q_{\text{л}} \cdot \sin \beta \right] \cdot g \cdot L_{\text{п}}, \text{ Н.} \quad (2.5)$$

На барабанах, що відхиляють стрічку:

$$W_{\delta} = (0,04 \dots 0,07) S_{\text{нб}}, \text{ Н.}$$

На приводних барабанах:

$$W_{\text{пр}} = (0,03 \dots 0,05) (S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}), \text{ Н.};$$

де $q_{\text{л}}$ – погонна маса стрічки, кг/м;

$q'_{\text{р}}$ і $q''_{\text{р}}$ – погонна маса роликів відповідно на вантажній і порожній вітках, кг/м, що визначається по формулах:

$$q'_{\text{р}} = \frac{G'_{\text{р}}}{l'_{\text{р}}}, \text{ кг/м}; \quad q''_{\text{р}} = \frac{G''_{\text{р}}}{l''_{\text{р}}}, \text{ кг/м},$$

$G'_{\text{р}}$ і $G''_{\text{р}}$ – маса обертових частин верхніх і нижніх роликів, кг;

$l'_{\text{р}}$ і $l''_{\text{р}}$ – інтервал між роликоопорами на верхній і нижній галузях конвейера, м;

ω – коефіцієнт опору руху стрічки;

$S_{\text{нб}}$ – натяг стрічки в точці набігання на барабан;

$S_{\text{сб}}$ – натяг стрічки в точці збігання з приводного барабана;

$L_{\text{в}}$ – довжина вантажної вітки стрічки, м;

$L_{\text{п}}$ – довжина порожньої вітки стрічки, м.

Перед відповідним членом у формулах (2.4) і (2.5) із двома знаками варто приймати:

Якщо відповідна вітка рухається нагору – знак «+».

Якщо відповідна вітка рухається вниз – знак «-».

2.6. Продуктивність стрічкового конвеєра

Продуктивність стрічкових конвеєрів, у загальному випадку, визначається по формулі:

$$Q = 3600 \cdot v \cdot F_0 \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/год},$$

або

$$Q = 3600 \cdot v \cdot F \cdot \gamma, \text{ т/год}, \quad (2.6)$$

де F_0 і F – площі поперечного переріза, відповідно, конвеєрної стрічки і матеріалу, м².

Погонна вага матеріалу, що знаходиться на стрічці конвейєра, визначається залежністю

$$q = 1000F\gamma, \text{ кг/м звідки } F\gamma = \frac{q}{1000}.$$

Підставивши значення $F\gamma$ у формулу (2.6) та вирішуючи відносно q знаходимо:

$$q = \frac{Q}{3.6 \cdot v}, \text{ кг/м.}$$

2.7. Визначення ширини конвейєрної стрічки по фактору продуктивності

Знаючи годинну продуктивність конвейєра можна визначити необхідну ширину стрічки конвейєра по фактору продуктивності.

Розглянемо випадок визначення ширини конвейєрної стрічки по фактору продуктивності для плоскої роликоопори (рис2.6).

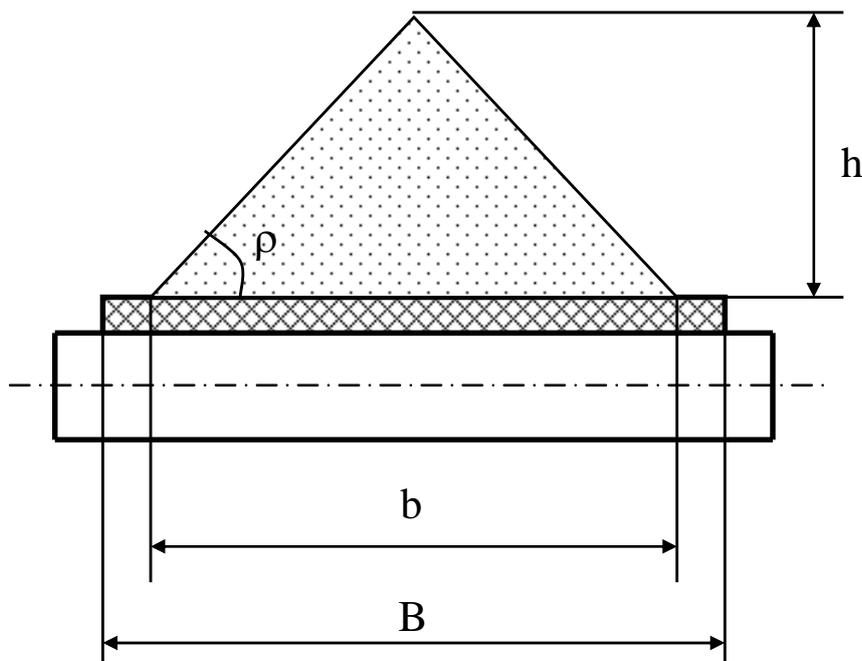


Рис.2.6. Розташування вантажу на стрічці конвейєра

Вважається, що вантаж розташовується на плоскій стрічці

конвеєра у виді рівнобедреного трикутника з підставою $b = 0,9B - 0,05$ м, і кутом при підставі, що дорівнює куту природного укосу ρ .

Величина b обрана з розуміння відсутності просыпання вантажу зі стрічки. B – ширина стрічки.

Площа поперечного переріза вантажу:

$$F = \frac{1}{2}bh = \frac{1}{2}b \frac{b}{2} \operatorname{tg} \rho = \frac{b^2}{4} \operatorname{tg} \rho. \quad (2.7)$$

Підставляючи (2.7) у (2.6) одержимо:

$$Q = \left(\frac{3600}{4} \cdot \operatorname{tg} \rho \right) \cdot (0,9B - 0,05)^2 \cdot \gamma \cdot v,$$

або

$$Q = k_{\Pi} \cdot (0,9B - 0,05)^2 \cdot \gamma \cdot v, \text{ т/год.} \quad (2.8)$$

де k_{Π} – коефіцієнт продуктивності.

Значення $k_{\Pi} = 900 \operatorname{tg} \rho$ справедливо тільки для плоскої роликкоопори.

У формулу (2.8) уведемо додатковий коефіцієнт k_{β} , що враховує похиле положення конвеєра. При збільшенні β , зменшується значення k_{β} . Величина $k_{\beta} = 1,0 \dots 0,85$.

Для стрічкових конвеєрів у яких кут нахилу бічних роликів не дорівнює нулю, продуктивність може бути підрахована по наступній формулі:

$$Q = k_{\beta} k_{\Pi} \cdot (0,9B - 0,05)^2 \cdot \gamma \cdot v, \text{ т/год.} \quad (2.9)$$

На підставі формули (2.9) визначимо мінімально необхідну ширину стрічки конвеєра по фактору продуктивності:

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{k_{\Pi} \cdot k_{\beta} \cdot \gamma \cdot v}} + 0,05 \right), \text{ м.} \quad (2.10)$$

Обрану ширину стрічки необхідно перевірити по величині

кусків вантажу, що транспортується:

$$B = 2a_{\max} + 200, \text{ мм} \quad (2.11)$$

де a_{\max} – максимальний розмір шматків вантажу, мм.

До подальшого розрахунку приймають найбільшу ширину стрічки, знайдену по формулах (2.10) і (2.11).

2.8 Вибір потужності двигуна стрічкового конвейєра

Потужність двигуна визначається по тяговому зусиллю з урахуванням опорів руху стрічки на приводних барабанах $W_{\text{пр}}$.

При руховому режимі роботи привода конвейєра:
тягове зусилля на приводному барабані

$$W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} + W_{\text{пр}}, \text{ Н};$$

потужність двигуна приводу конвейєра:

$$N = \frac{k_M W_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}.$$

де v – швидкість стрічки, м/с;

η – ккд привода, $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

При генераторному режимі роботи привода конвейєра:

$$W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} - W_{\text{пр}}, \text{ Н};$$

потужність двигуна приводу конвейєра:

$$N = \frac{k_M |W_0| \cdot v \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт}.$$

де k_M – коефіцієнт запасу потужності, $k_M = 1,1 \dots 1,2$.

2.9 Визначення мінімального натягу конвейерної стрічки на вантажній вітці конвейєра

Розглянемо схему прогину стрічки між роликоопорами на вантажній вітці стрічкового конвейєра (рис. 2.7).

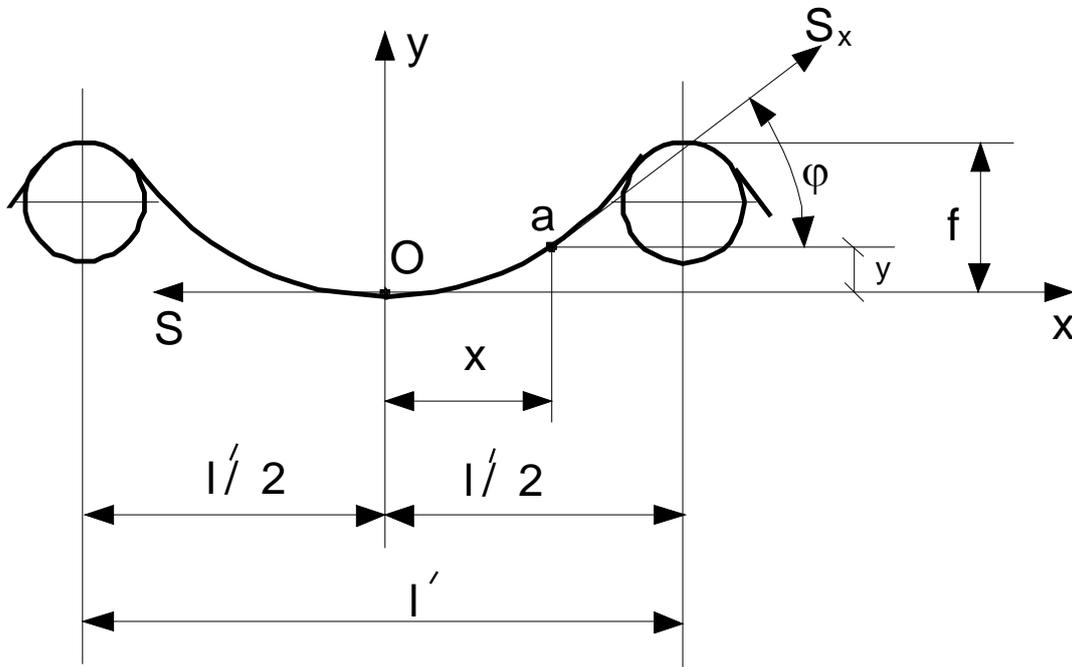


Рис.2.7. Схема прогину стрічки конвейєра

Помістимо початок координат у точку O і розглянемо рівновагу деякої елементарної ділянки стрічки Oa , що знаходиться під дією розподіленого вертикального навантаження $q + q_d$ і натягів S і S_x (див. рис. 2.7).

При малих прогинах стрічки проєкції на координатні осі сил, що діють на розглянутий учасок стрічки будуть мати вигляд:

$$S_x \cdot \sin \varphi = (q + q_d) \cdot x - \text{вісь } y; \quad (2.12)$$

$$S_x \cdot \cos \varphi = S - \text{вісь } x. \quad (2.13)$$

де φ – кут між дотичною до стрічки в точці a і горизонталлю. Вирішуючи спільно рівняння (2.12) і (2.13) та з урахуванням

того, що $\operatorname{tg}\varphi = \frac{dy}{dx}$, одержуємо:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{dy}{dx} = \frac{(q + q_{\text{л}}) \cdot x}{S}.$$

або

$$dy = \frac{(q + q_{\text{л}}) \cdot x}{S} \cdot dx. \quad (2.14)$$

Після інтегрування (2.14) одержимо рівняння параболи, що описує форму конвейєрної стрічки між роликоопорами:

$$y = \frac{(q + q_{\text{л}}) \cdot x^2}{2S}. \quad (2.15)$$

Найбільша стріла прогину в інтервалі між роликоопорами на навантаженій вітки конвейєра, у точці з найменшим натягом, може бути отримана з рівняння (2.15) при наступних умовах:

$$x = \frac{l'}{2}; \quad y = f; \quad S = S_{\text{B}}^{\text{min}}, \text{ тобто}$$

$$f = \frac{q + q_{\text{л}}}{2 \cdot S_{\text{B}}^{\text{min}}} \cdot \left(\frac{l'}{2}\right)^2. \quad (2.16)$$

Підставимо в рівняння (2.16) значення $\frac{f}{l'} \leq 0,025$. Це значення визначене експериментальним шляхом з умови відсутності або зменшення просипання матеріалу зі стрічки. Вирішимо рівняння (2.16) з обліком $\frac{f}{l'} \leq 0,025$, відносно $S_{\text{B}}^{\text{min}}$:

$$S_{\text{B}}^{\text{min}} \geq 5(q + q_{\text{л}}) \cdot l'g, \text{ Н.}$$

Таким чином, ми одержали формулу для визначення мінімального натягу стрічки на навантаженій вітки конвейєра за умовою мінімального прогину стрічки між роликоопорами.

2.10 Основи теорії передачі тягового зусилля двобарабанним приводом

При наявності двобарабанного приводу з твердим кінематичним зв'язком між приводними барабанами величина тягового зусилля буде обчислюватися по наступній формулі:

$$W_0 = S_{сб} (e^{\mu \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)} - 1),$$

де α_1 і α_2 – кути обхвату на барабанах I і II;
 $S_{сб}$ – натяг стрічки в точці збігання з приводного барабана.
 Позначимо через W_I і W_{II} стискальне зусилля на барабанах I і II (рис.2.8).

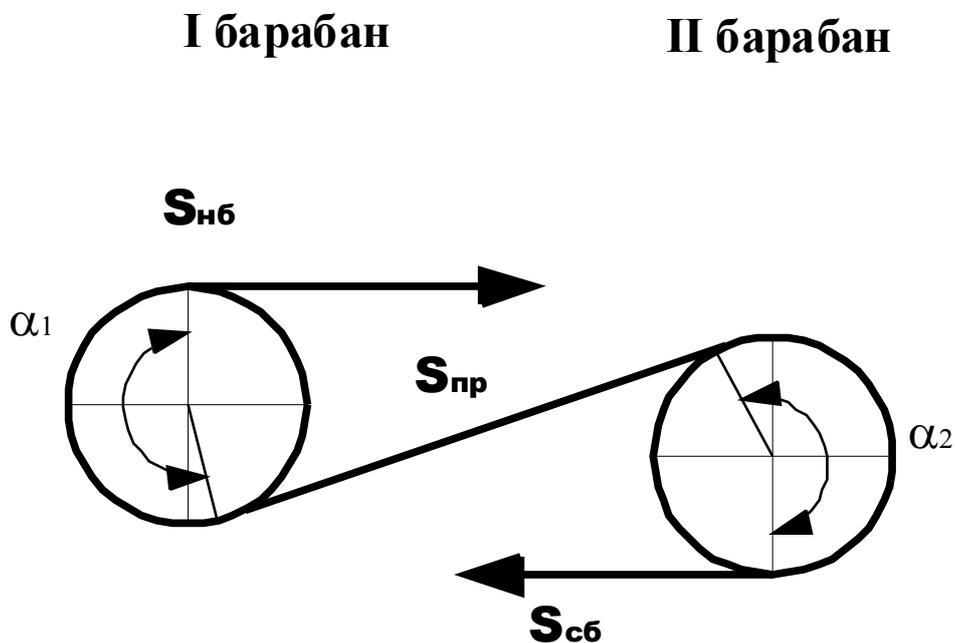


Рис.2.8. Схема двобарабанного приводу конвейєра

Тоді, з обліком того, що тягове зусилля в загальному випадку:

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб}, \text{ а}$$

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\mu \cdot \alpha} \text{ або } S_{сб} = \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha}} \cdot S_{нб},$$

для I барабана одержуємо:

$$S_{сб} = S_{пр}, \quad S_{нб} = S_{пр} e^{\mu\alpha_1};$$

$$W_I = S_{нб} - S_{сб} = S_{пр} e^{\mu\alpha_1} - S_{сб} = S_{пр} e^{\mu\alpha_1} - S_{пр} = S_{пр} (e^{\mu\alpha_1} - 1)$$

Для II барабана

$$S_{нб} = S_{пр}, \text{ та } S_{сб} = \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}} \cdot S_{нб} = S_{пр} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}};$$

$$W_{II} = S_{нб} - S_{сб} = S_{пр} - S_{пр} \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}} = S_{пр} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}}\right),$$

де $S_{пр}$ – натяг проміжної вітки між барабанами.

Відношення тягових зусиль між барабанами δ :

$$\delta = \frac{W_I}{W_{II}} = \frac{S_{пр} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{S_{пр} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha_2}}\right)} = \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{(e^{\mu\alpha_2} - 1)}.$$

Якщо $\alpha_1 = \alpha_2$ тоді $\delta = e^{\mu\alpha}$ і отже $W_I = W_{II} e^{\mu\alpha}$.

Висновок:

- I барабан може реалізувати навантаження в $e^{\mu\alpha}$ раз більше, ніж II барабан.
- У наслідок різниць натягу стрічки в точках набігання на I і II барабани ($S_{нб_1} = S_{нб_2} e^{\mu\alpha}$, тому що $S_{сб_1} = S_{нб_2}$) виникає пробуксовка стрічки, що викликає знос обкладок, надмірне нагрівання поверхні стрічки і барабана, що іноді приводить до виникнення пожежі.
- При такій схемі заведення стрічки один з барабанів стикається з робочою поверхнею стрічки, що приводить до значного зниження коефіцієнта зчеплення стрічки з барабаном.

Рішенням проблеми пробуксовки стрічки може бути наступним:

1. Застосування несиметричної диференціальної передачі, що дозволяє розділити стискальне зусилля між барабанами в будь-якій пропорції.
2. Застосування рознесеного двобарабанного привода, до достоїнств якого можна віднести:
 - Рівномірний розподіл навантаження між приводними барабанами й отже зменшення зносу стрічки.
 - Охоплення неробочою стороною стрічки приводних барабанів.

Недоліком двобарабанного рознесеного привода є значні габарити.

Достоїнством двобарабанного привода з твердим кінематичним зв'язком є: малі габарити, простота конструкції.

2.11 Основи теорії роботи привода з притискним роликком

У приводі з притискним роликком (рис. 2.9) додаткова сила тертя створюється за рахунок сили P притиснення стрічки до барабана.

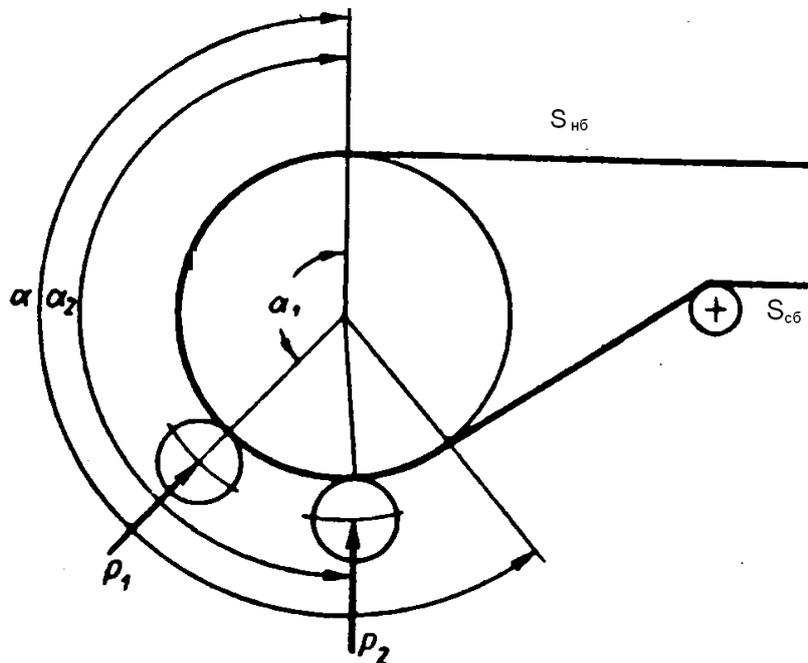


Рис. 2.9. Схема привода з притискним роликком

При повному використанні сил тертя між натягами стрічки в точках набігання і збігання і силою притиснення ролика існує залежність:

$$S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} + P\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} ;$$

$$W_0^{\max} = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} + P\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1) + P\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} .$$

Застосування привода з притискним роликом збільшує стискальне зусилля на величину $P\mu e^{\mu\alpha}$. Чим ближче розташований притискної ролик до крапки збігання стрічки, тим більше величина $P\mu e^{\mu\alpha}$.

У випадку коли $\alpha_1 = \alpha$ тягове зусилля буде максимальним:

$$W_0^{\max} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1) + P\mu \cdot e^{\mu\alpha} .$$

При наявності двох притискних роликів (рис. 2.10) із силами притиснення P_1 і P_2 :

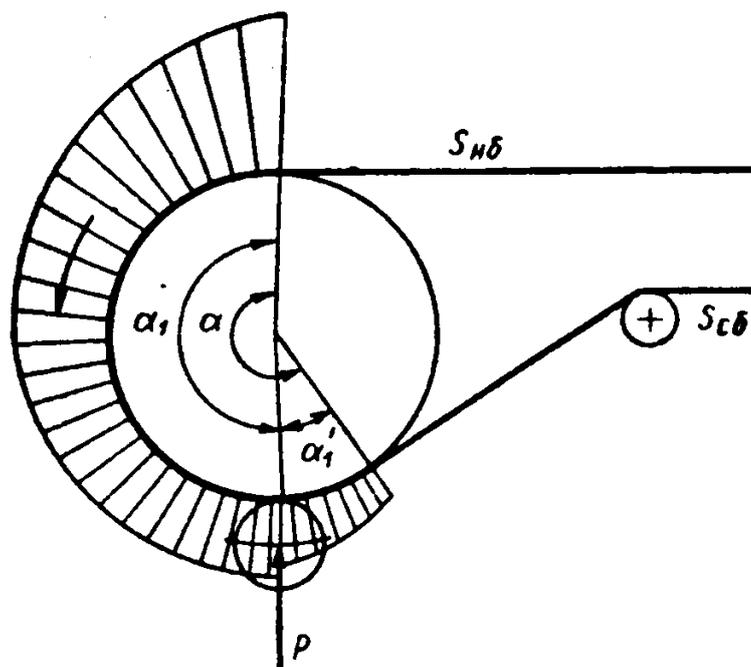


Рис. 2.10. Схема привода з двома притискними роликами

$$\begin{aligned}
 S_{\text{нб}} &= S_{\text{сб}} \cdot e^{\mu\alpha} + P_1\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} + P_2\mu \cdot e^{\mu\alpha_2} \\
 W_0^{\text{max}} &= S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} = S_{\text{сб}} \cdot e^{\mu\alpha} + P_1\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} + P_2\mu \cdot e^{\mu\alpha_2} - S_{\text{сб}} = \\
 &= S_{\text{сб}}(e^{\mu\alpha} - 1) + P_1\mu \cdot e^{\mu\alpha_1} + P_2\mu \cdot e^{\mu\alpha_2}
 \end{aligned}$$

При наявності n роликів відповідно одержимо

$$W_0^{\text{max}} = S_{\text{сб}}(e^{\mu\alpha} - 1) + \mu \sum_{n=1}^n P_n \cdot e^{\mu\alpha_n}$$

При однакових тисках усіх роликів

$$W_0^{\text{max}} = S_{\text{сб}}(e^{\mu\alpha} - 1) + P\mu \sum_{n=1}^n e^{\mu\alpha_n}$$

2.12 Методика побудови діаграми натягу конвейєрної стрічки

Побудова діаграми натягу розглянемо на прикладі спрощеної схеми уклонного конвеєра (рис. 2.11), у якого приводний барабан установлений угорі, а кут нахилу конвеєра більше $5...6^\circ$. У цьому конвеєрі опір руху навантаженої вітки $W_{\text{в}} > 0$, а порожньої $W_{\text{пор}} < 0$.

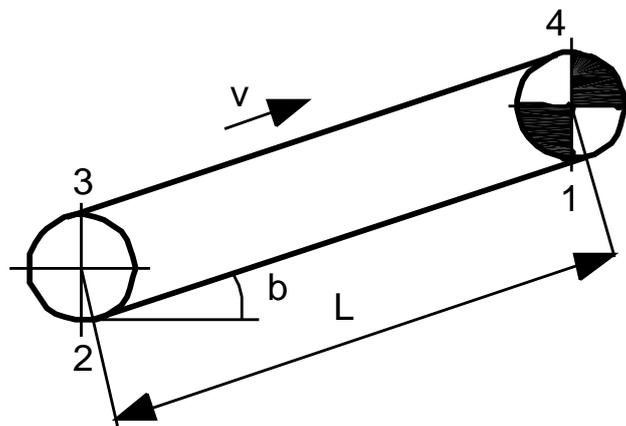


Рис. 2.11. Спрощена кінематична схема конвеєра

Діаграма натягу тягового органа фактично являє собою залежність $S = f(L)$ і будується в масштабі. Оскільки вісь відліку натягу нам ще не відома, надходимо в такий спосіб.

По осі абсцис (вісь x) відкладаємо довжини відрізків, на які розбитий контур тягового органа, а по осі ординат (вісь y) – опори руху конвейерної стрічки на відповідних відрізках, причому, якщо опір рухові конвейерної стрічки більше нуля – відкладаємо його нагору, а якщо менше нуля – униз.

Виберемо масштаб побудови довжин ділянок по осі x і опорів по осі y . Наприклад, 1 мм по осі x відповідає 50 м довжини конвейерної стрічки, а 1 мм по осі y відповідає 1 кН сил опору (або натягу стрічки).

Примітка. Довжини криволінійних і прямолінійних ділянок відстані між граничними точками яких значно менше, ніж довжина конвейера допускається на діаграмі натягу не показувати або показувати умовно (поза масштабом) таким чином, щоб вони були візуально помітні на діаграмі (2-3 мм).

Проводимо у відповідному масштабі один від іншого три перпендикуляри, що відповідають прямолінійним ділянкам контуру тягового органа. Позначимо ці вертикальні лінії відповідно до нумерації граничних точок ділянок, на які розбитий контур стрічки, 1, 2-3, 4 (див. рис. 2.11).

На перпендикулярі 1 відзначимо довільно точку ①. Оскільки $W_{\text{пор}} < 0$ від цієї точки униз відкладемо величину $W_{\text{пор}}$ у відповідному масштабі і робимо оцінку на вертикалі. Через цю оцінку проведемо горизонтальну лінію до перетинання з віссю 2-3. Одержимо крапку ②. Оскільки залежність $W_{\text{пор}} = f(L)$ прямолінійна з'єднаємо крапки ① і ② прямій 1 (див. рис. 2.12).

Відкладемо на середній вертикалі нагору від точки ② 2...3 мм (умовно, поза масштабом) і поставимо крапку ③. Відстань між крапками 2 і 3 відповідає опорі руху стрічки на барабані, (ділянка 2-3 на рис. 2.12). Оскільки сила опору руху стрічки на барабані завжди позитивна то вона буде завжди на діаграмі відкладатися нагору. З'єднуємо точки ② і ③. Від точки ③ у відповідному масштабі відкладаємо нагору (тому що $W_{\text{в}} > 0$, у нашому прикладі) величину $W_{\text{в}}$ і робимо оцінку. Від цієї оцінки про-

водимо горизонталь до перетинання з перпендикуляром 4, що відповідає точці набегання стрічки на приводний барабан, і ставимо на ній точку ④. З'єднуємо точки ③ і ④ відрізком 2.

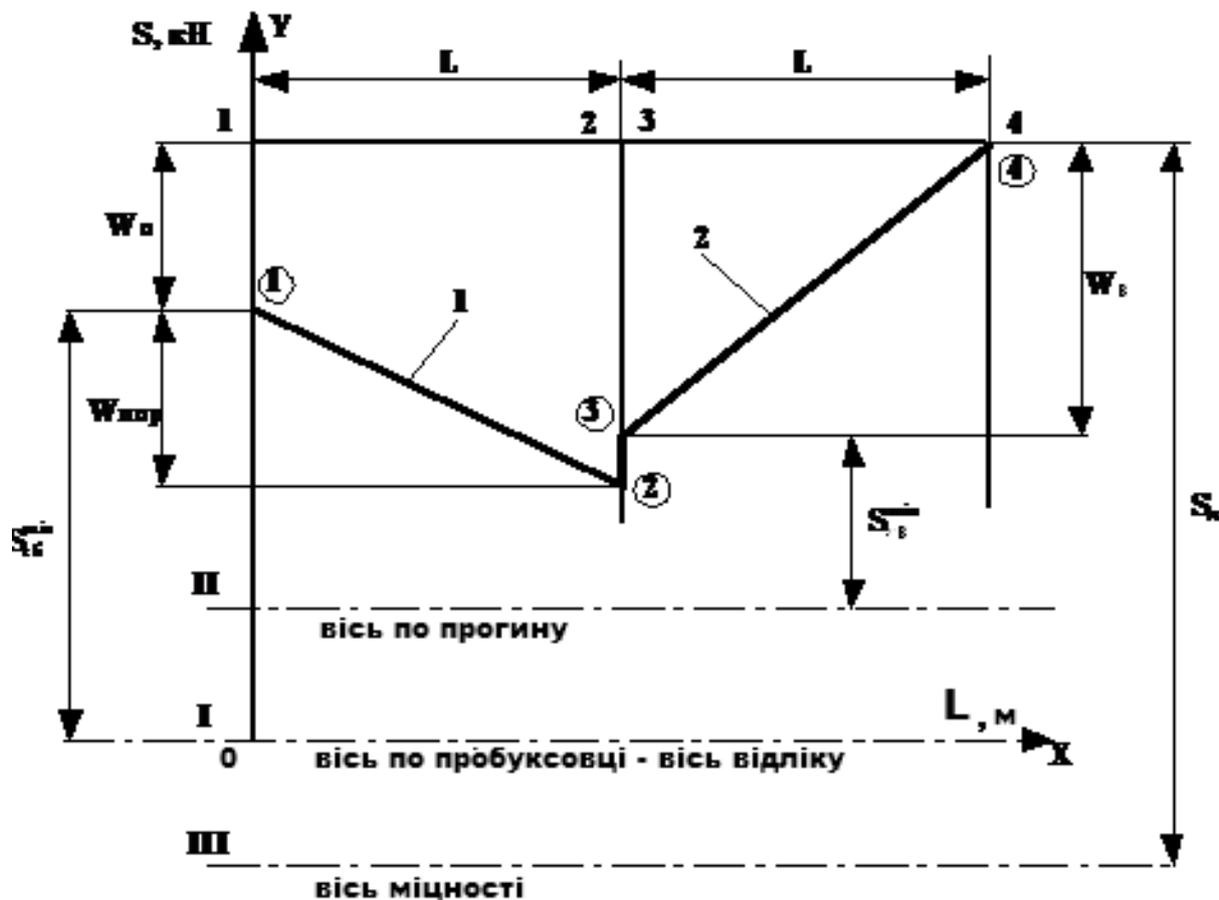


Рис. 2.12. Діаграма натягу конвейерної стрічки

Від точки ① униз у відповідному масштабі відкладемо величину $S_{сб}^{\min}$, проведемо горизонтальну вісь, що назвемо віссю по пробуксовці, і позначимо цифрою I. Від точки з найменшим натягом на навантаженій вітки, у нашому прикладі це крапка ③, у відповідному масштабі відкладемо величину $S_{в}^{\min}$, проведемо горизонтальну вісь, назвемо її віссю по прогині і позначимо цифрою II. З двох осей I і II за вісь відліку натягу конвейерної стрічки приймемо нижню (у нашому прикладі вісь I) (див. рис. 2.12).

Примітка. Якби ми в нашому прикладі за вісь відліку прийняли вісь II, то умова $S_1 \geq S_{сб}^{\min}$ не була б виконана.

У деяких випадках може вийти, що нижній із двох осей I і II виявиться вісь II.

Від точки з найбільшим натягом тягового органа (у нашому випадку це точка ④) відкладемо униз величину припустимого розривного зусилля конвейерної стрічки S_d у відповідному масштабі і через отриману точку проведемо горизонтальну вісь, що назвемо віссю по міцності і позначимо цифрою III (див. рис. 2.12). Якщо вісь III проходить вище осі відліку, то це означає, що стрічка не задовольняє умовам міцності. Умовою забезпечення достатньої міцності стрічки на розрив є перебування цієї осі на діаграмі натягу тягового органа нижче прийнятої осі відліку.

На діаграмі показана величина тягового зусилля W_0 що є різницею натягів стрічки в точках набігання на приводний барабан та збігу з нього.

Діаграма натягу тягового органа дозволяє визначити натяг стрічки в будь-якій точці по його довжині.

2.13. Контрольні питання для самоперевірки

1. За рахунок чого відбувається передача тягового зусилля від приводного барабану конвейерної стрічки?
2. Як визначити в якому режимі працює привод стрічкового конвейера?
3. Розкрити поняття «Активний кут обхвату» стрічкою приводного барабану
4. Записати формули Ейлера для рухового та генераторного режиму роботи привода конвейера
5. У чому полягає метод розрахунку гнучкого тягового органу по точках?
6. Як визначити натяг конвейерної стрічки в точці її сходу з приводного барабану?
7. Як визначити опори руху конвейерної стрічки на прямолінійних ділянках?
8. Як визначити опори руху конвейерної стрічки на барабанах?

-
9. Від яких величин залежить погонне навантаження на конвейерну стрічку?
 10. Яким чином розраховують ширину конвейерної стрічки?
 11. Для яких режимів роботи приводу конвейера треба визначати його потужність?
 12. Як визначити мінімальний натяг конвейерної стрічки на вантажній гілці конвейера?
 13. Вказати недоліки двобарабанного приводу стрічкового конвейера з точки зору натягів стрічки на барабанах
 14. Яким чином змінюється тягова спроможність приводу конвейера з притискними роликками зі збільшенням їх кількості
 15. Яка ось приймається за вісь відліку при побудові натягу конвейерної стрічки і чому?
 16. Як відрізняється вид діаграми натягу конвейерною стрічки, якщо змінюється її напрямок руху?

3. ВИБІР СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ

3.1. Загальні відомості про стрічкові конвейєри що застосовуються на гірничих підприємствах

Стрічкові конвейєри набули широкого поширення у гірській промисловості завдяки своїм високим експлуатаційним якостям.

Стрічкові конвейєри типажного ряду 1Л80, 2Л80, 1ЛТ80, 2ЛТ80, 1ЛТП80 є основними моделями, призначеними для транспорту вугілля по горизонтальних і похилих виробках (з кутами нахилу від -3 до $+6^\circ$), що безпосередньо примикають до очисних забоїв. Ці моделі конвейєрів мають однаковий швидко розбірний став з підвісними роликоопорами. Став конвейєра може встановлюватися на ґрунті виробки, а при необхідності – підвішуватися до кріплення виробки. На їх основі випущені конвейєри уніфікованого ряду 1Л80У, 2Л80У, 1ЛТ80У, 2ЛТ80У, 1ЛТП80У.

Телескопічні конвейєри застосовують в комплексі із скребковими перевантажувачами при відпроцюванні стовпів вугільного пласта. У міру просування очисного забою хвостовий барабан телескопічного конвейєра переміщається разом із скребковим перевантажувачем спеціальними гідроциліндрами. Слабке місце конвеєрної стрічки, що утворюється при цьому, автоматично вибирається телескопічним пристроєм, що є системою барабанів, що відхиляють, в комплексі з натяжним барабаном, що має великий хід. У міру переміщення хвостового барабана телескопічний пристрій підтримує постійне натягнення стрічки. Після укорочення конвейєра на 30 - 45 м конвеєрної стрічку розстиковують і видаляють відрізки довжиною 60 - 90 м, які змотують в бухту і прибирають. Натяжний барабан повертають у вихідне положення і стрічку знову стикують. Потім цикл скорочення телескопічного конвеєра повторюється.

Конвейєри 1ЛБ80, 2ЛБ80, 1ЛУ80 і їх модифікації використовують у виробленнях, що примикають до очисних забоїв, при

відробці пологопадаючих пластів по повстанню або падінню.

Конвейєри 1Л100У, 2Л100У і їх модифікації мають ті ж особливості по вживанню, що і конвейєри з шириною стрічки 800 мм, проте вони розраховані на велику продуктивність і, отже, відрізняються від попередніх деякими конструктивними особливостями (наприклад потужнішими приводними станціями).

Стрічкові конвейєри 1ЛУ120, 2ЛУ120, 1ЛБ120, з шириною стрічки 1200 мм призначені для установки в капітальних виробках і похилих стволах. Це стаціонарні конвейєрні установки великої продуктивності, в яких приводні станції встановлені на бетонному фундаменті в спеціальних камерах.

Конвеєр 2ЛЛ100, призначений для перевезення вантажів і людей, має став з вантажною і порожньою вітками, рознесеними по висоті, для зручності посадки людей на нижню вітку. Він призначений для установки у виробках з кутами нахилу від 6 до 18°.

Стрічкові конвейєри обирають по чинниках «прийомна здатність» та «допустима експлуатаційна продуктивність і довжина», а потім виконують його перевірочний розрахунок.

3.2. Вибір конвейєра за прийомною здатністю

Метою вибору конвейєра по цьому технічному параметру є визначення ширини конвейєрної стрічки і швидкості її руху щоб запобігти просипанню вантажу з тягового органу.

Для вибору конвейєра по прийомній здатності необхідні наступні вхідні величини:

- $a_{1(n)}$ і $a_{1(max)}$ – характеристики хвилинних вантажопотоків, що надходять з кожного очисного вибою на даний конвейєр(середній і максимальний);
- u_1 – середній хвилинний вантажопотік, що надходить з одного підготовчого вибою на даний конвейєр.

Для визначення максимальних хвилинних вантажопотоків на конвейєрі, розглянемо характерні схеми завантаження конвейєрів і аналітичні залежності для визначення максимальних хвилинних вантажопотоків на конвейєрах у виді таблиці (табл. 3.1).

Схеми та розрахунок вантажопотоку на конвеєрі

Джерело надходження вантажопотоку	Характерна схема надходження вантажопотоків на конвеєр	Аналітична залежність для визначення максимального хвилинного вантажопотоку на конвеєрі, $q_{1(max)}$, т/хв
З одного очисного вибою		$q_{1(max)} = a_{1(max)}$ $q_{1(max)} = q'_{1(max)} = a_{1(max)}$
З одного підготовчого вибою		$q_{1(max)} = u_1$ $q_{1(max)} = q'_{1(max)} = u_1$
З двох і більш очисних і підготовчих вибоїв і з бункерів (загальний випадок)		$q_{1(max)} = a_{1(max)\Sigma} +$ $+ z \sum_1^n u_1 + \sum_1^n Q_{б}$

У таблиці позначені:

- $q_{1(max)}$ – обумовлений максимальний хвилинний вантажопотік на конвеєрі, т/хв;
- $q'_{1(max)}$ – максимальний хвилинний вантажопотік на конвеєрі, що подає вантажопотік у бункер або на конвеєр, що розраховується, т/хв;
- $Q_{б}$ – продуктивність розвантажувального пристрою бу-

нкера, т/хв.

Обов'язковою вимогою правильного вибору конвейєра по технічному параметру «хвилинна прийомна здатність» є дотримання умови:

$$\gamma \cdot Q_{\text{к.пр.}} \geq q_{1(\text{max})},$$

де $Q_{\text{к.пр.}}$ – хвилинна прийомна здатність конвеєра, м³/хв;

γ – насипна щільність, т/м³,
або

$$Q_{\text{к.пр.}} \geq \frac{q_{1(\text{max})}}{\gamma}, \text{ м}^3/\text{хв.}$$

Знаючи $Q_{\text{к.пр.}}$, по таблицях [5, 8], вибираємо технічні параметри конвейєра, необхідного для даних умов експлуатації:

B – ширину стрічки, м;

$v_{\text{к}}$ – швидкість стрічки, м/с.

Величину $Q_{\text{к.пр.}}$ приймаємо найближчу більшу, ніж величина

$$\frac{q_{1(\text{max})}}{\gamma}.$$

В окремих випадках (по економічних розуміннях, унаслідок відсутності необхідного типу конвеєра або відсутності можливості заміни конвеєра при підвищенні максимального хвилинного вантажопотоку) можливе застосування конвеєрів з меншою прийомною здатністю. Однак, у цьому випадку для запобігання просыпання вантажу необхідно застосовувати усредняющий бункер, продуктивність якого $Q_{\text{б(вус)}}$:

$$Q_{\text{б(вус)}} \leq \gamma \cdot Q_{\text{к.пр.}}$$

3.3. Вибір конвейєра за припустимою технічною продуктивністю і довжиною

При конвеєризації транспортування основного вантажопотоку даний пункт є другою необхідною умовою обґрунтування застосування типу конвеєра і встановлення припустимої (по по-

тужності привода, міцності стрічки й інших конструктивних параметрах) його довжини для конкретних гірничих умов роботи у випадку найбільшого завантаження несучої полотнини вугіллям, що надходить з очисних і підготовчих забоїв у найбільш продуктивні періоди їхньої роботи.

Вибір конвейєра по припустимій продуктивності і довжині виконується після визначення очікуваного експлуатаційного навантаження на конвейєрі Q_e або $Q_{e(\text{прив})}$.

При цьому використовуються технічні характеристики, що складаються заводами виготовлювачами для кожного типорозміру конвейєра, що випускається. Ці характеристики, що часто представляються у виді графіка, показують взаємозв'язок трьох перемінних технічних параметрів:

- продуктивність конвеєра – Q ;
- довжину конвеєра – L_k ;
- кут нахилу конвеєра – β .

Приклад заводської характеристики конвейєра наданий на рис. 3.1.

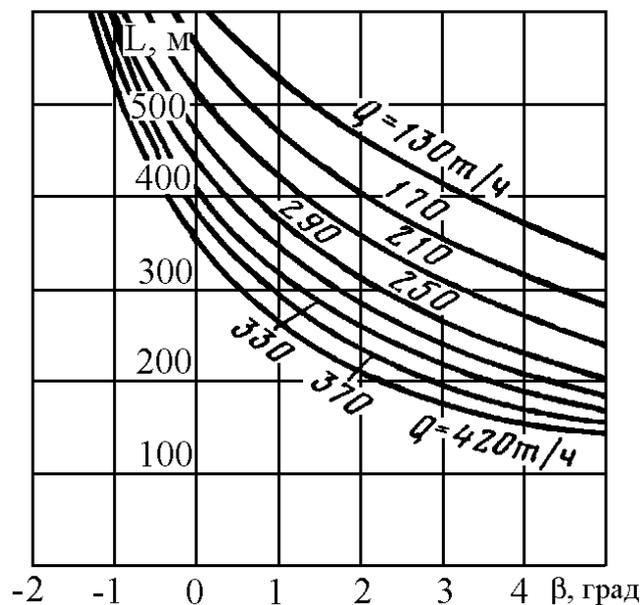


Рис. 3.1. Характеристика конвейєра 1Л80 ($N = 40 \text{кВт}$, $v = 2 \text{м/с}$)

Кут нахилу конвеєра, призначеного для встановлення у конкретній виробки є постійним параметром (при перемінному

профілі нахилу вироблення вибір конвейєра повинно виконувати по середньому куту нахилу розглянутої ділянки виробки). Тому при виборі конвейєра є можливість варіювати тільки двома взаємозалежними параметрами: продуктивністю і довжиною.

Однією з основних умов нормальної (без перевантаження) експлуатації конвейєра є дотримання спільної вимоги:

$$Q_{\text{к(доп)}} \geq Q_e \text{ і } L_{\text{к(доп)}} \geq L_v,$$

де $Q_{\text{к(доп)}}$ – припустима технічна продуктивність конвейєра довжиною $L_{\text{к(доп)}}$, т/год. Визначається по технічній характеристиці конвейєра;

Q_e – експлуатаційне навантаження на конвеєр, т/год;

$L_{\text{к(доп)}}$ – припустима довжина конвейєра при продуктивності $Q_{\text{к(доп)}}$, м. Визначається по технічній характеристиці конвейєра;

L_v – довжина виробки або окремої ділянки виробки, на яких пропонується установка конвейєра, м.

При проектуванні нових конвейєрних ліній, коли попередній вибір типу конвейєра зроблений раніше по параметру «прийомна здатність» (див. пункт 3.2), задачею даного етапу є порівняння попереднє прийнятої довжини конвейєра з його припустимою довжиною при встановленому значенні експлуатаційного навантаження, тобто за умови, що $Q_{\text{к(доп)}} = Q_e$.

Визначення припустимої довжини конвейєра виконується по заводських характеристиках даного типу конвейєра.

На графіку характеристики знаходиться крива з технічною продуктивністю що дорівнює експлуатаційному навантаженню (Q_e) і по цій кривій, відповідно до кута нахилу виробки (β), встановлюється припустима довжина ($L_{\text{к(доп)}}$). Якщо заводські характеристики не мають кривій, що збігається зі значенням Q_e , припустима довжина знаходиться інтерполяцією по близьким значенням.

Установлена припустима довжина порівнюється з прийнятим раніше значенням L_v (вважаємо, що спочатку конвейєр установлений на всій довжині виробки). Конвейєри, у яких дотриму-

ється умова $L_{к(доп)} \geq L_{в}$ можуть бути прийняті до установки. Якщо $L_{к(доп)} \leq L_{в}$, то необхідно прийняти одне з трьох можливих рішень:

- прийняти до установки інший, більш могутній конвейер;
- скоротити спочатку прийняту довжину конвейєра $L_{к} = L_{в}$ за рахунок послідовної установки у виробки декількох конвейєрів;
- зменшити експлуатаційне навантаження за рахунок глибокого усереднення вантажопотоку в бункері.

Вибір варіанта рішення залежить від технічної можливості його реалізації. При відсутності технічних перешкод варто приймати економічно оптимальне рішення, обумовлене економічним порівнянням різних варіантів.

Таким чином, для того, щоб вибрати конвейєр по припустимій технічній продуктивності і довжині потрібно знати експлуатаційне навантаження на конвейєр.

Вихідними даними для визначення Q_e або $Q_{e(екв.)}$ є:

- характеристики вантажопотоків, що надходять на конвейєр від очисних і підготовчих забоїв і з бункерів;
- кількість вантажопотоку, що надходять, розташування місць його надходження по довжині конвейєра;
- довжина конвейєра $L_{к}$ або виробки (ділянки) $L_{в}$, у якій передбачається встановити конвейєр.

Визначення експлуатаційного навантаження на конвейєр (Q_e) може бути виконано декількома способами: при нерівномірних вантажопотоках, без обліку нерівномірності вантажопотоку і якщо вантажопотоки надходять на конвейєр в декількох місцях.

3.3.1. Визначення експлуатаційного навантаження на конвейєр, створюваного нерівномірними вантажопотоками. Такі вантажопотоки створюються в очисних і підготовчих забах. Вони не піддані перетворенню в проміжних бункерах (безбункерний ланцюжок конвейєрів).

Розрахунок виконується з обліком фактичної або розрахункової нерівномірності вантажопотоків.

Приклади таких видів завантаження й аналітичних залежно-

стей для визначення експлуатаційного навантаження на конвейері надані в таблиці 3.2.

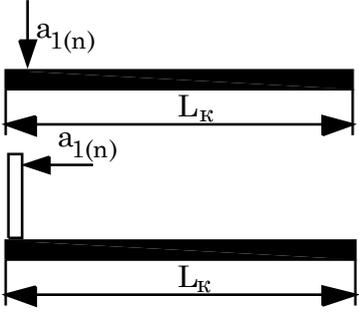
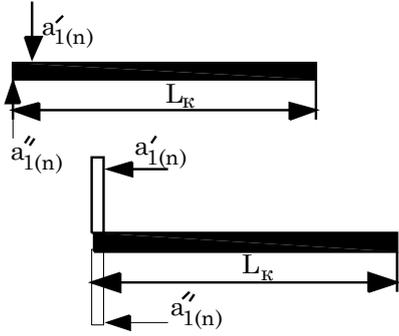
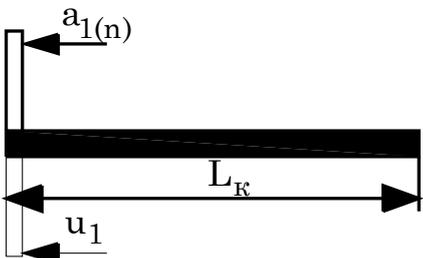
У таблиці 3.2 позначені:

$K_{t(L_k)}$ – розрахунковий коефіцієнт навантаження, що враховує нерівномірність вантажопотоку за час проходження вантажу по всій довжині конвейера (L_K).

Він приймається по таблиці [5, 8] у залежності від хвилинного коефіцієнта нерівномірності вантажопотоку (K_1), числа очисних забоїв, що подають вантаж на конвейер і часу проходження вантажу по конвейеру (t_K).

Таблиця 3.2

Розрахунок експлуатаційного навантаження на конвейер якщо вантажопотоки нерівномірні

Джерела надходження вантажопотоків на конвейер	Характерні схеми надходження вантажопотоку на конвейер	Аналітичні залежності для визначення експлуатаційного навантаження на конвейері, Q_e , т/хв
З одного очисного вибою безпосередньо або з попереднього конвейера		$Q_e = 60 \cdot a_{1(n)} \cdot K_{t(L_k)}$
З двох очисних вибоїв безпосередньо або з попереднього конвейера		$Q_e = 60 \cdot (a'_{1(n)} + a''_{1(n)}) K_{t(L_k)}$
З одного очисного вибою і з одного підготовчого вибою безпосередньо		$Q_e = 60(a_{1(n)} \cdot K_{t(L_k)} + u_1)$

Значення K_1 встановлюється для випадків надходження вантажів:

- з одного очисного забою:

$$K_1 = \frac{a_{1(\max)}}{a_{1(n)}},$$

- двох або більш очисних забоїв:

$$K_1 = \frac{a_{1(\max)\Sigma}}{\sum_1^n a_{1(n)}}.$$

Значення t_k для повної довжини конвеєра L_k визначається по формулі:

$$t_k = \frac{L_k}{60 \cdot v_k}, \text{ хв.}$$

Для випадків, коли вантажопотоки з забою на конвейєр, що розраховується, надходять через інші конвейєри, вважається, що вантажопотоки надходять безпосередньо на конвейєр, що розраховується.

3.3.2. Визначення експлуатаційного навантаження на конвейєр, створюваного вантажопотоками з підготовчих забоїв або з бункерів. У цьому випадку розрахунок експлуатаційного навантаження виконується без обліку нерівномірності вантажопотоку.

Схеми завантаження й аналітичних залежностей надані в таблиці 3.3.

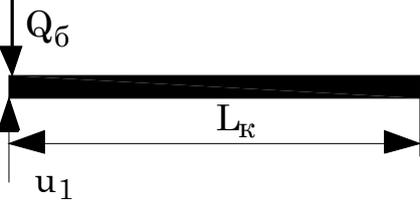
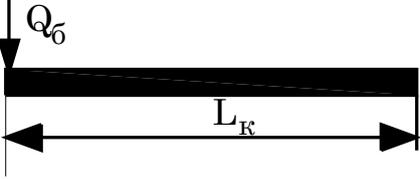
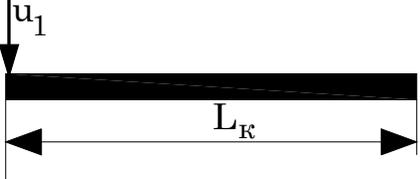
У таблиці позначені:

Q_6 – продуктивність розвантажувального пристрою бункера, т/хв.

u_1 – середній хвилинний вантажопотік, що надходить з одного підготовчого забою на розрахунковий конвейєр.

Таблиця 3.3

Розрахунок експлуатаційного навантаження на конвейер якщо вантажопотоки рівномірні

Джерела надходження вантажопотоків на конвейер	Характерні схеми надходження вантажопотоку на конвейер	Аналітичні залежності для визначення експлуатаційного навантаження на конвейері, Q_e , т/хв
З одного підготовчого вибою і з одного бункера безпосередньо або з попередніх конвейерів		$Q_e = 60(Q_6 + u_1)$
З одного бункера		$Q_e = 60Q_6$
З одного підготовчого вибою		$Q_e = 60 u_1$

3.3.3. Визначення експлуатаційного навантаження на конвейер, завантаження якого здійснюється в двох і більш місцях по довжині. Розрахунок Q_e виконується з урахуванням неоднакової кількості вантажопотоків, що транспортуються по різних відрізках конвейера, а отже і неоднакових навантажень на цих відрізках. Тому виконується розрахунок так називного еквівалентного експлуатаційного навантаження $Q_{e(нав)}$ по наступній формулі:

$$Q_{e(экв)} = \frac{Q_{e_1} \cdot l_1 + Q_{e_2} \cdot l_2 + \dots + Q_{e_n} \cdot l_n}{L_k}, \text{ т/ГОД,}$$

де l_1, l_2, \dots, l_n – довжини відрізків конвеєра, на яких діють відпо-

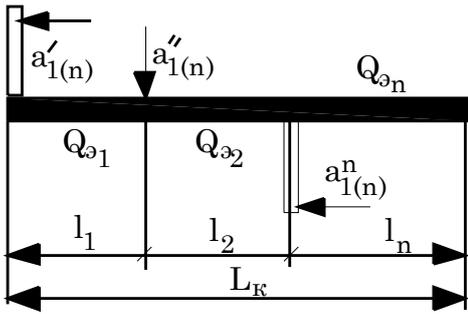
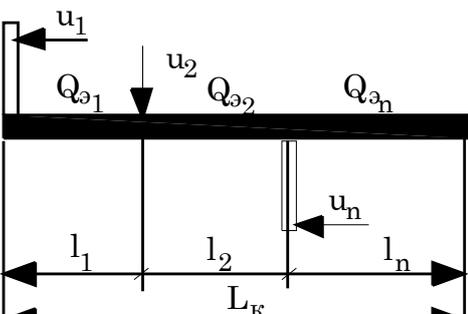
відні часткові значення експлуатаційних навантажень, м;
 $Q_{\text{э}_1}, Q_{\text{э}_2}, Q_{\text{э}_n}$ – часткові значення експлуатаційних навантажень, створюваних на відповідних відрізках (l_1, l_2, \dots, l_n) довжини конвеєра, т/год.

Еквівалентне експлуатаційне навантаження на конвеєр представлено у виді середньозваженої суми часткових експлуатаційних навантажень, створюваних на окремих відрізках конвеєра, приведених до його повної довжини:

Деякі характерні схеми завантаження конвеєрів і аналітичні залежності для визначення експлуатаційного навантаження надані в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Розрахунок експлуатаційного навантаження на конвеєр завантаження якого здійснюється в декількох місцях по його довжині

Джерела надходження вантажопотоків на конвеєр	Характерні схеми надходження на конвеєр	Аналітичні залежності для визначення експлуатаційного навантаження конвеєра
Від двох і більш очисних вибоїв безпосередньо або з попередніх конвеєрів		$Q_{\text{э(прив)}} = \frac{Q_{\text{э}_1} \cdot l_1 + Q_{\text{э}_2} \cdot l_2 + \dots + Q_{\text{э}_n} \cdot l_n}{L_k}$ <p>де</p> $Q_{\text{э}_1} = 60 \cdot a'_{1(n)} \cdot K_{t(l_1)}$ $Q_{\text{э}_2} = 60 \cdot (a'_{1(n)} + a''_{1(n)}) \cdot K_{t(l_2)}$ $Q_{\text{э}_n} = 60 \cdot \sum_1^n a_{1(n)} \cdot K_{t(l_n)}$
Від двох і більш підготовчих вибоїв безпосередньо або з попередніх конвеєрів		$Q_{\text{э(прив)}} = \frac{Q_{\text{э}_1} \cdot l_1 + Q_{\text{э}_2} \cdot l_2 + \dots + Q_{\text{э}_n} \cdot l_n}{L_k}$ <p>де</p> $Q_{\text{э}_1} = 60 \cdot u_1$ $Q_{\text{э}_2} = 60 \cdot z(u_1 + u_2)$ $Q_{\text{э}_n} = 60 \cdot z \sum_1^n u_1$

Визначення часткових значень експлуатаційних наванта-

жень варто робити як для випадку коли завантаження конвейєра відбувається в одному місці по його довжені. При цьому, визначаючи значення коефіцієнта навантаження ($K_{t(l_1)}, K_{t(l_2)}, \dots, K_{t(l_n)}$), за довжину конвейєра умовно варто приймати довжину відповідного відрізка конвейєра.

У таблиці 4.4 позначені:

z – розрахунковий коефіцієнт, що враховує кількість підготовчих вибоїв.

3.4 Контрольні питання для самоперевірки

1. Які види стрічкових конвейєрів застосовуються на гірничих підприємствах?
2. Що враховує прийомна здатність стрічкового конвейєра?
3. Яким чином визначити ширину і швидкість конвейєрної стрічки по критерію «Прийомна здатність конвейєра»?
4. Взаємозв'язок яких величин надан на технічній характеристиці конвейєра?
5. Якими способами визначається експлуатаційне навантаження на конвейєрі?
6. Що враховує розрахунковий коефіцієнт навантаження і яким чином він визначається?
7. Яким чином визначити експлуатаційне навантаження на конвейєрі, якщо на нього надходять вантажопотоки з підготовчих вибоїв? З очистних вибоїв?

4. РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ

4.1. Тяговий розрахунок стрічкових конвейєрів

Розглянемо порядок виконання розрахунку стрічкового конвейєра.

Вхідні дані для розрахунку:

- Розрахункова годинна продуктивність Q_e , т/година.
- Довжина конвейєра L , м;
- Кут нахилу вироблення β , град.
- Встановлена потужність привода, N_B , кВт.
- Ширина конвейєрної стрічки B , см.
- Швидкість руху конвейєрної стрічки v , м/с.
- Кут обхвату стрічкою приводних барабанів α , град.

Надається кінематична схема стрічкового конвейєра.

Визначаємо погонну масу вантажу на стрічці конвейєра:

$$q = \frac{Q_e}{3,6v}, \text{ кг/м};$$

Знаходимо опори руху стрічки:

на вантажній вітці:

$$W_B = \left[(q + q_{л} + q'_p) \cdot \omega \cos \beta + (q + q_{л}) \cdot \sin \beta \right] \cdot g \cdot L_B, \text{ Н};$$

на порожній вітці:

$$W_{п} = \left[(q_{л} + q''_p) \cdot \omega \cos \beta - q_{л} \cdot \sin \beta \right] \cdot g \cdot L_{п}, \text{ Н};$$

на барабанах, що відхиляють стрічку:

$$W_{б} = (0,04 \dots 0,07) S_{нб}, \text{ Н};$$

на приводних барабанах:

$$W_{пр} = (0,03 \dots 0,05) (S_{нб} + S_{сб}), \text{ Н};$$

де $q_{л}$ – погонна маса стрічки, кг/м;

q'_p і q''_p – погонна маса роликів відповідно на вантажній і порожній вітках, кг/м, що визначається по формулах:

$$q'_p = \frac{G'_p}{l'_p}, \text{ кг/м}; \quad q''_p = \frac{G''_p}{l''_p}, \text{ кг/м},$$

G'_p і G''_p – маса обертових частин верхніх і нижніх роликів, кг;

l'_p і l''_p – інтервал між роликоопорами на верхній і нижній галузях конвейера, м;

ω – коефіцієнт опору руху стрічки;

$S_{нб}$ – натяг стрічки в точці набігання на барабан;

$S_{сб}$ – натяг стрічки в точці збігання з приводного барабана;

L_B – довжина вантажної вітки стрічки, м;

$L_{п}$ – довжина порожньої вітки стрічки, м.

Погонну масу стрічки $q_{л}$ орієнтовно приймаємо по максимальному тяговому зусиллю, яке може бути передано стрічці від встановленого приводу на конвейері:

$$S'_{\max} = 708 \frac{N_B}{v} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ Н.}$$

де μ – коефіцієнт тертя між стрічкою і поверхнею барабана;
Визначаємо необхідне розривне зусилля 1 см стрічки:

для гумовотканинної стрічки:

$$i \cdot \sigma = \frac{S'_{\max} \cdot m}{B}, \text{ Н/см},$$

для гумовотросової стрічки:

$$\sigma' = \frac{S'_{\max} \cdot m}{B}, \text{ Н/см.}$$

де m – запас міцності стрічки;

i – число тканевих прокладок;

σ – розривне зусилля однієї прокладки, Н/см;

σ' – розривне зусилля 1 см ширини гумовотросової

стрічки, Н/см.

Визначивши значення $i \cdot \sigma$ або σ' обираємо тип стрічки, кількість тканевих прокладок і визначаємо погонну масу стрічки $q_{\text{л}}$

Визначаємо, орієнтовно, тягове зусилля на приводі конвейєра:

$$W'_0 = k (W_{\text{в}} + W_{\text{п}}), \text{ Н},$$

де k – коефіцієнт, що враховує місцеві опори. $k = 1,05 \dots 1,3$.

Мінімальний натяг стрічки на вантажній галузі за умовою припустимого її прогину

$$S_{\text{в}}^{\text{min}} \geq 5 (q + q_{\text{л}}) g l'_p, \text{ Н}.$$

Мінімальний натяг стрічки в точці її збігання з приводного барабана за умовою відсутності пробуксовки:

для рухового режиму роботи привода конвейєра:

$$S_{\text{сб}}^{\text{min}} \geq \frac{k_{\text{т}} \cdot W'_0}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ Н};$$

для генераторного режиму роботи привода конвейєра:

$$S_{\text{сб}}^{\text{min}} \geq \frac{k_{\text{т}} \cdot |W'_0| e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ Н};$$

де $k_{\text{т}}$ – коефіцієнт запасу сил зчеплення, $k_{\text{т}} = 1,1 \dots 1,3$.

З цієї умови обираємо натяг конвейєрної стрічки в точці її збігання з приводного барабану.

Визначимо натяг конвейєрної стрічки в характерних точках по довжені тягового органа по формулі:

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i},$$

де S_{i-1} і S_i – натяг у попередній та наступній точках;

$W_{(i-1)-i}$ – опір руху стрічки на ділянці між цими точками.

Величина натягу стрічки на конвейєрі повинна бути такою, щоб були дотримані дві не зв'язані між собою умови:

- забезпечення передачі тягового зусилля стрічці на приводних барабанах без пробуксовки.
- мінімальний натяг стрічки на навантаженій вітці не повинен бути меншим величини S_B^{\min} .

Уточнювання конвейерної стрічки.

Визначивши дійсний максимальний натяг тягового органа, можна уточнити кількість прокладок стрічки і їх розривне зусилля або розривне зусилля стрічки (для гумовотросової стрічки) яка була обрана раніше.

Необхідне тягове зусилля на приводних барабанах конвейера для рухового режиму його роботи розраховується по формулі:

$$W_o = S_{нб} - S_{сб} + k_{пр}(S_{нб} + S_{сб});$$

для генераторного режиму:

$$W_o = S_{нб} - S_{сб} - k_{пр}(S_{нб} + S_{сб});$$

$S_{нб}$ – натяг стрічки в точці набігання на приводний барабан, Н;

$S_{сб}$ – натяг стрічки в точці збігання з приводного барабана, Н;

$k_{пр}$ – коефіцієнт, що враховує додаткові опори руху стрічки на приводному барабані, $k_{пр} = 0,03...0,05$.

Необхідна потужність приводу стрічкового конвейера на переміщення вантажу для рухового режиму його роботи:

$$N_n = \frac{k_3 \cdot W_o \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт},$$

для генераторного режиму:

$$N_r = \frac{k_3 \cdot |W_o| \cdot v \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт},$$

де k_3 – коефіцієнт запасу потужності, $k_3 = 1,1...1,2$;

η – ККД привода, $\eta = 0,8...0,9$.

Для генераторного режиму необхідно перевірити потужність холостого ходу конвейєра, тому що вона може виявитися більше, ніж при номінальному завантаженні.

Опір руху стрічки на вантажній вітці при холостому ході, тобто з ненавантаженою стрічкою:

$$W_{\text{в.х.}} = \left[(q_{\text{л}} + q'_{\text{п}}) \cdot \omega \cos \beta - q_{\text{л}} \cdot \sin \beta \right] \cdot g \cdot L_{\text{в}}, \text{ Н.}$$

Сумарний опір руху стрічки конвейєра при холостому ході ході:

$$W_{0\text{x}} = k (W_{\text{в.х.}} + W_{\text{пор}}), \text{ Н.}$$

Необхідна потужність двигуна при холостому ході

$$N_{\text{п.х.}} = \frac{k_{\text{з}} \cdot W_{0\text{x}} \cdot v}{1000 \cdot \eta}.$$

Якщо встановлена потужність приводу стрічкового конвейєра $N_{\text{в}}$, більше необхідної $N_{\text{н}}$ ($N_{\text{г}}$ або $N_{\text{п.х.}}$), то вибір конвейєра зроблено вірно. У іншому випадку необхідно замість одного конвейєра встановити два однакової довжини, або застосувати інший тип стрічкового конвейєра з більшою встановленою потужністю приводу і зробити перерахунок.

Після виконання тягового розрахунку конвейєра необхідно побудувати діаграму натягу стрічки при номінальному режимі роботи конвейєра.

4.2 Контрольні питання для самоперевірки

1. Вказати порядок тягового розрахунку стрічкового конвейєра
2. Яким чином обирається конвейєрна стрічка?
3. Які особливості розрахунку стрічкового конвейєра, якщо його привод працює в генераторному режимі?
4. Як перевірити, що конвейєр працює без перевантажень в заданих умовах експлуатації?

5. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РОБОТИ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ

5.1. Передача тягового зусилля зачепленням

5.1.1. Застосування способу передачі тягового зусилля зачепленням в транспортних машинах, які використовуються на шахтах. Передача тягового зусилля зачепленням відбувається в ланцюгових передачах.

К достоїнства ланцюгової передачі треба віднести:

- 1) принцип зачеплення, а також міцність ланцюга дозволяє передати ланцюгом великі навантаження з постійним передавальним числом і при значно меншій міжосьовій відстані;
- 2) можливість передачі руху одним ланцюгом декільком зірочкам;
- 3) можливість передачі обертання на великі відстані в порівнянні із зубчастими передачами;
- 4) високий ККД.

Недоліки:

- 1) порівняно висока вартість ланцюгів;
- 2) витягування ланцюгів із-за зносу в шарнірах;
- 3) підвищений шум унаслідок удару ланок ланцюга при вході в зачеплення;
- 4) необхідність якісного монтажу і ретельного догляду за передачею;
- 5) неможливість реверсу без зупинки;
- 6) недовгий термін служби ланцюгів.

Ланцюгові передачі досить широко застосовуються в транспортних машинах, які використовуються на шахтах, а саме: скребкові конвеєри, елеватори, пластинчаті конвеєри, штовхачі з ланцюговим тяговим органом.

Розглянемо більш детально процеси, які відбуваються в ланцюгових передачах.

5.1.2. Процес передачі тягового зусилля зачепленням. На

рис. 5.1 показана схема набігання ланцюга на зірочку. Тягове зусилля передається зубом 1, що знаходиться в зачепленні із шарніром 1' ланцюга. При подальшому обертанні зірочки зуб 2 входить у зачеплення із шарніром 2', зуб 3 – з шарніром 3' і т.і.

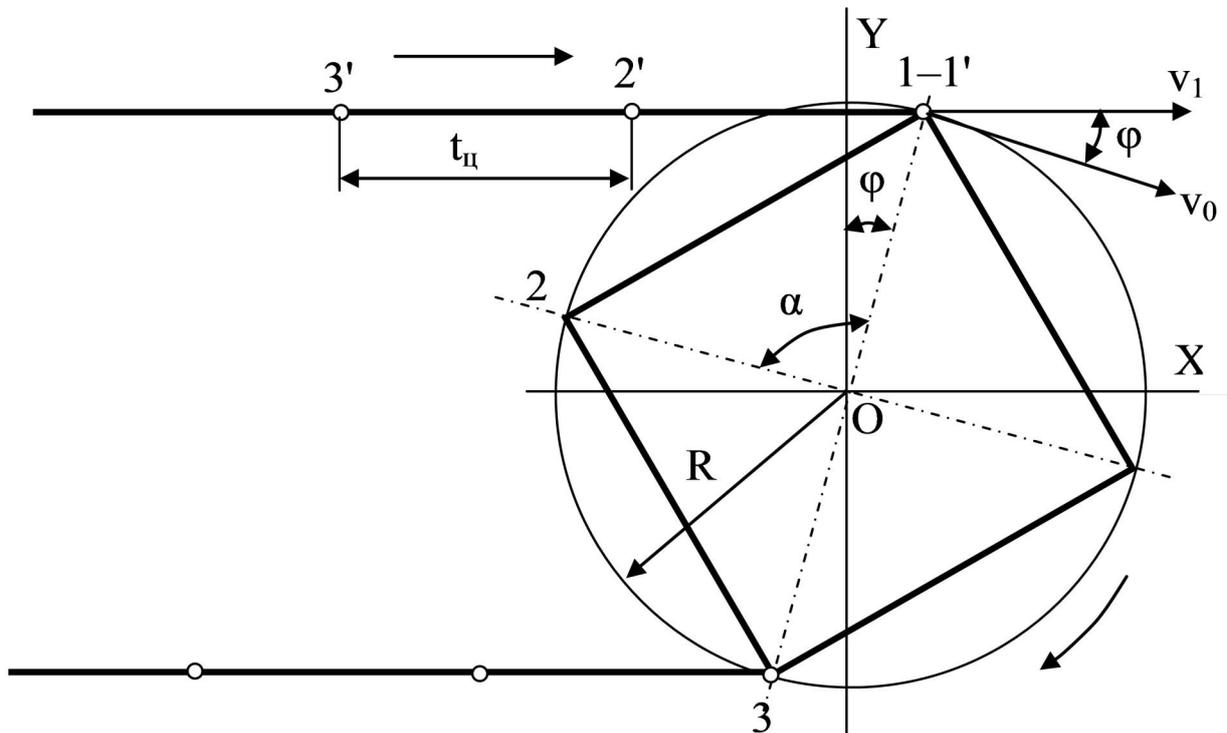


Рис. 5.1. Схема руху ланцюга по зірочці

При постійній кутовій швидкості зірочки ω постійна й окружна швидкість зуба

$$v_0 = \omega R$$

де R – радіус початкової окружності зірочки

Швидкість ланцюга, якщо вважати приблизно її рух поступальним не тільки на робочих ділянках, але й у місці набігання на зірочку, і не враховувати вплив пружності ланцюга можна визначити за формулою

$$v_1 = v_0 \cos \varphi = R \omega \cos \varphi,$$

де φ – перемінний кут, утворений радіусом $O1$ і віссю OY .

Таким чином, швидкість ланцюга v змінюється за період повороту зірочки на центральний кут α , що відповідає одного кроку ланцюга $t_ц$ (по зачепленню), за законом косинусоїди (рис.

5.1) при зміні кута φ від $-\alpha/2$ до $+\alpha/2$.

Прискорення ланцюга j у цей же період змінюється за законом синусоїди:

$$j = \frac{dv}{dt} = -R\omega^2 \sin \varphi .$$

Розглянемо три положення зірочки у різні моменти її зачеплення з ланцюгом: у початковий момент зачеплення (1), при повороті наполовину центрального кута α (2) і наприкінці періоду зачеплення і початку наступного періоду (3) показані на рис. 5.2. Швидкість і прискорення ланцюга для цих положень мають наступні значення:

положення 1:

$$v_1 = R\omega \cos(\alpha/2); j = R\omega^2 \sin(\alpha/2) = j_{\max}$$

положення 2:

$$v_1 = R\omega = v_{\max}; j = 0.$$

положення 3:

$$v_1 = R\omega \cos(\alpha/2); j = -R\omega^2 \sin(\alpha/2) = -j_{\max}$$

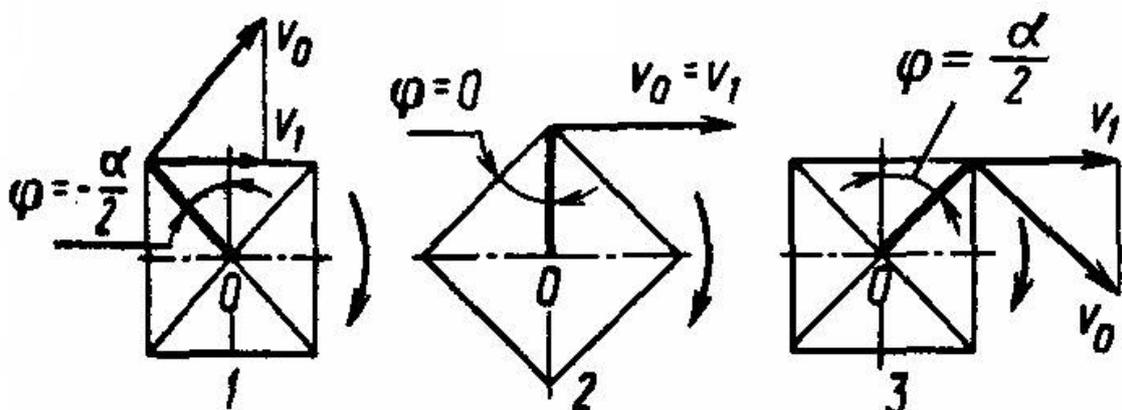


Рис. 5.2. Три положення зірочки

Аналізуючи ці залежності можна зробити висновок, яким

чином змінюється швидкість та прискорення ланцюга в різні періоди зачеплення. Але, цей аналіз ми зробимо пізніше.

5.2. Динамічні сили що діють на тяговий ланцюг

Розглянемо діаграми швидкості і прискоренні ланцюга в різні моменти його зчеплення з зірочкою (рис. 5.3а та 5.3б).

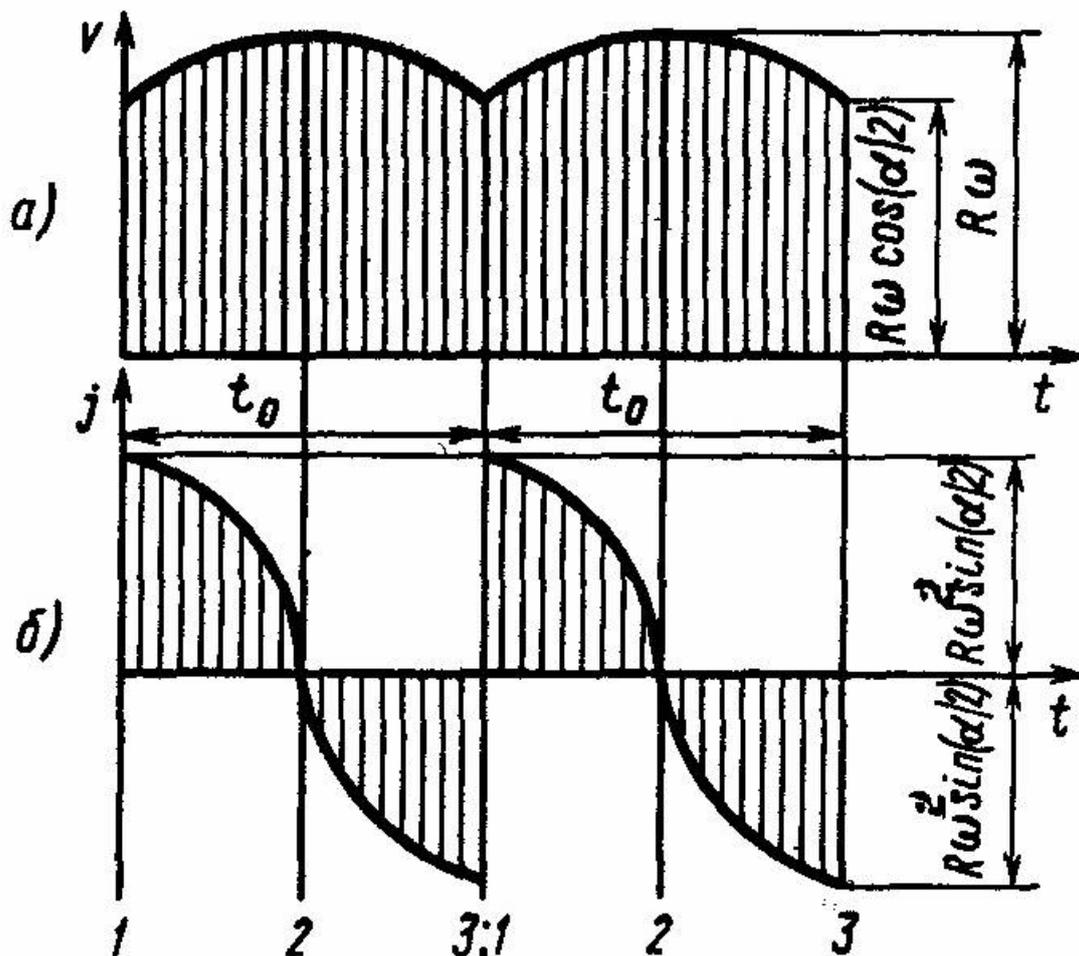


Рис. 5.3. Діаграми швидкості і прискоренні ланцюга

Як впливає з діаграм, у момент, коли зуб зірочки входить у зачеплення з ланцюговим шарніром, прискорення ланцюга в подовжньому напрямку миттєво зростає на величину $2j_{\max}$. Ця обставина є причиною виникнення в ланцюзі подовжніх динамічних навантажень. Крім того, у ті ж моменти входження в зачеплення зубів зірочки із шарнірами ланцюга в ній виникають по-

перечні динамічні навантаження внаслідок зіткнення під кутом $\alpha/2$ зубів зірочки із шарнірами ланцюгів. Енергія удару пропорційна квадратові швидкості зуба (v_0^2), масі ланцюга і розташованого уздовж неї вантажу. Маса ланцюга залежить від ряду факторів, у тому числі від сили натягу ланцюга в місці набігання на зірочку.

Таким чином, нерівномірність руху тягового елемента обумовлює виникнення в ньому динамічних зусиль, тим більших по величині, чим більше прискорення при пульсуючому русі вантажу та рухливих частин самого конвеєра. Динамічні сили не тільки збільшують загальну діючу на тяговий елемент подовжню силу, але і внаслідок багаторазовості дії викликають у тягових ланцюгах усталостні явища. Визначивши динамічні сили, можна більш точно розрахувати розміри тягових ланцюгів (у порівнянні з розрахунком при одному тільки статичному зусиллі).

Крім подовжньо діючих на ланцюг динамічних сил, викликаних нерівномірністю її руху, у крапці набігання на ланцюг діють динамічні сили, спрямовані під кутом до осі конвеєра й обумовлені тим, що кожний новий зуб входить у зачеплення із шарніром ланцюга з ударом. При великій швидкості ланцюга ці удари можуть викликати руйнування шарнірів, а також поперечні коливання. Однак поперечні коливання поширюються на невелику ділянку ланцюга, тому що в них бере участь незначна маса конвеєра і вантажу, тому при визначенні діючих на тяговий елемент динамічних сил поперечні коливання не беруть до уваги, а враховують тільки подовжні коливання.

Повторювані з великою частотою багаторазові динамічні подовжні і поперечні навантаження, викликаючи динамічні напруги в ланках ланцюгів і зубах зірочок, можуть послужити причиною їхньої деформації. Для забезпечення досить довговічної роботи конвеєра діючі в ланцюзі динамічні сили не повинні перевищувати визначеного значення.

Розрахункове навантаження на ланцюг конвеєра визначається по наступній формулі:

$$S = P_{\max} + S_c,$$

де S_c – статичні зусилля, які можна визначити, наприклад, методом «обходу по контуру» тягового ланцюга, Н;

P_{\max} – динамічні сили, що діють на тяговий ланцюг, Н.

Максимальна подовжня динамічна сила може бути розрахована по формулі

$$P_{\max} = C_1 (m_k + C_2 m_r) j_{\max}, \quad (5.1)$$

де C_1 і C_2 – коефіцієнти участі мас частин, що рухаються, і вантажу;

m_k і m_r – маси частин конвеєра і розташованого на них вантажу, що рухаються з прискоренням j_{\max} ;

j_{\max} – максимальне прискорення ланцюга конвеєра.

У зв'язку з пружністю ланцюга, його провисанням між точками опори, наявністю люфтів у шарнірах і поворотних пунктах у контурі конвеєра в русі головної ланки ланцюга бере участь не вся маса частин конвеєра, що рухаються, а тільки деяка частина її, яка в рівнянні (5.1) враховується коефіцієнтом $C_1 < 1$. Вантаж масою m_r на одних конвеєрах (наприклад, на ковшовому елеваторі) переміщується разом з ланцюгом, а на інших (наприклад, на скребковому конвеєрі) відносно ланцюга, що в рівнянні (5.1) враховується коефіцієнтом $C_2 \leq 1$.

Максимальне подовжнє прискорення ланцюга дорівнює $R\omega \sin(\alpha/2)$.

З огляду на те, що

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad n = \frac{60v_1}{z t_{\text{ц}}}, \quad \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{t_{\text{ц}}}{2R}$$

де n – частота обертання зірочки, об/хв;

v_1 – швидкість руху ланцюга, м/с;

z – число зубів на зірочці;

$t_{\text{ц}}$ – крок ланцюга по зачепленню, м,

знаходимо

$$j_{\max} = R\omega^2 \sin \frac{\alpha}{2} = 2\pi^2 \frac{v_1^2}{z^2 t_{\text{ц}}}, \text{ м/с}^2.$$

Звідси випливає, що найбільше прискорення ланцюга (а отже, і найбільша подовжня динамічна сила) при постійному числі

зубів на зірочці і кроці ланцюга, тобто при постійному діаметрі зірочки, пропорційна швидкості в другому ступені, а при постійній швидкості і діаметрі зірочки обернено пропорційна числу зубів на зірочці і прямо пропорційно кроку ланцюга.

Таким чином, аналізуючи вишевикладене можна зробити висновки:

1. Швидкість ланцюга та його прискорення не постійні і змінюється за період повороту зірочки відповідно за законом косинусоїди та синусоїди.
2. У момент, коли зуб зірочки входить у зачеплення з ланцюговим шарніром, прискорення ланцюга в подовжньому напрямку миттєво зростає що є причиною виникнення в ланцюзі подовжніх динамічних навантажень.
3. Для забезпечення досить довговічної роботи конвеєра обов'язково треба враховувати діючі на ланцюг динамічні навантаження.
4. На конвеєрі з малим числом зубів на зірочці (для обмеження її діаметра) необхідно відповідно знижувати робочу швидкість.
5. Якщо для досягнення великої продуктивності конвеєра потрібно підвищити його швидкість, то варто застосувати ланцюг з меншим кроком між його кільцями і зірочки з як можливо більшою кількістю зубів, тобто більшого діаметра.

5.3. Розрахунок тягових ланцюгів на міцність

Деталі транспортних машин розраховують по статичних навантаженнях. Крім того, виконують розрахунки по граничних станах:

- а) по граничних пікових навантаженнях, що діють обмежене число раз;
- б) на витривалість від багаторазово діючих навантажень;
- в) на контактну міцність (износную довговічність).

Пункти «б» і «в» виконують тільки при конструюванні машин. При експлуатаційних розрахунках, виконують перевірку

або по статичним, або по граничних пікових навантаженнях.

5.3.1. Розрахунок тягових ланцюгів по статичних навантаженнях. Перевірка зводиться до визначення запасу міцності по формулі:

$$n = \frac{S_{\text{роз}}}{S_{\text{ст}}} \geq [n],$$

де $S_{\text{роз}}$ – розривне зусилля ланцюга;
 $S_{\text{ст}}$ – максимальний статичний натяг ланцюга;
 $[n]$ – нормативний запас міцності ланцюга.

Розрахунок по статичних навантаженнях не враховує багатьох факторів, що компенсуються запасом міцності. Достойнством методу є: простота, визначеність усіх величин і, головне, простота встановлення нормативів запасу міцності: на діючих установках просто і цілком виразно знаходяться фактичні запаси міцності, статистичний аналіз яких дозволяє скласти нормативи запасу.

5.3.2. Розрахунок тягових ланцюгів по граничних пікових навантаженнях. Перевірка зводиться до визначення запасу міцності по формулі:

$$n = \frac{S_{\text{роз}}}{S_{\text{пр}}} \geq [n],$$

де $S_{\text{пр}}$ – граничне пікове навантаження, яке визначають наступними методами:

- за коефіцієнтом динамічності;
- по граничному моменту двигуна або запобіжної муфти;
- за результатами динамічного розрахунку.

У практиці розрахунків транспортних установок застосовують тільки метод граничного моменту двигуна або запобіжної муфти:

$$S_{\text{пр}} = F_{\text{ном}} \lambda,$$

де $F_{\text{ном}}$ – номінальне тягове зусилля двигуна;
 λ – кратність максимального моменту двигуна або запобіжної муфти.

$$F_{\text{ном}} = \frac{1000 \cdot N_{\text{н}}}{v_{\text{н}}}, \text{Н},$$

де $N_{\text{н}}$ – номінальна потужність двигуна, кВт;

$v_{\text{н}}$ – номінальна швидкість руху ланцюга, м/с.

5.3.3. Перевірка міцності ланцюгів скребкових конвейерів. Перевірку міцності ланцюгів скребкових конвейерів проводять по пікових навантаженнях. Запас міцності визначається по формулі:

$$n = \frac{C_{\text{ц}} \cdot S_{\text{роз}}}{S_{\text{пр}}} \geq [n], \quad (5.2)$$

де $C_{\text{ц}}$ – коефіцієнт, що враховує кількість ланцюгів і розподіл навантаження між ними:

$C_{\text{ц}} = 1$ – якщо на конвейері встановлено 1 ланцюг;

$C_{\text{ц}} = 1,8$ – якщо на конвейері встановлено 2 або 3 круглокільцевих ланцюга;

$C_{\text{ц}} = 1,5$ – для конвейерів з розбірними ланцюгами.

При перекиданні двигуна або спрацьовуванні запобіжної муфти натяг ланцюгів буде дорівнює граничному тяговому зусиллю приводного блоку:

$$S_{\text{пр}} = F_{\text{ном}} \lambda, \quad (5.3)$$

$$F_{\text{ном}} = \frac{1000 \cdot N_{\text{н}}}{v_{\text{ц}}}, \text{Н}. \quad (5.4)$$

Підставляючи (5.3) і (5.4) у (5.2), одержуємо:

$$n = \frac{C_{\text{ц}} \cdot S_{\text{роз}} \cdot v_{\text{н}}}{1000 \cdot N_{\text{н}} \cdot \lambda} \geq [n],$$

З цієї формули визначаємо запас міцності ланцюга та порівнюємо його з нормативним. Якщо нормативний запас міцності більший за розрахунковий, то ланцюг витримає навантаження.

5.4. Продуктивність скребкових конвейерів

Теоретична продуктивність Q_T скребкового конвейера визначається залежностями, загальними для всіх транспортних пристроїв безперервної дії. При нерухомому пункті завантаження:

$$Q_T = 3600F \cdot v \cdot \gamma, \text{ т/год,}$$

де F – площа поперечного перетину матеріалу, що транспортується, на жолобі (рештаку) лінійної секції конвейера, м^2 ;

v – швидкість руху матеріалу, м/с .

Площа поперечного перетину матеріалу, що транспортується, може бути визначена за розрахунковими схемами (рис. 5.4).

При визначення максимальної продуктивності вважають, що жолоб завантажений по самий верх (рис.5.4,а), а площу напрямних не враховують (рис.5.4,б). При цьому:

$$F = F_1 + F_2, \text{ м}^2.$$

В деяких випадках для збільшення F встановлюють додатковий борт із завального боку (рис. 5.4,в).

Якщо борт встановлений далеко (рис. 5.4,г), то

$$F = F_1 + F_2 + 0,5F_3, \text{ м}^2.$$

При цьому враховують, що матеріал, розташований в зонах F_1 і F_2 , рухається з швидкістю, рівній швидкості руху ланцюга. У зоні F_3 матеріал має половинну швидкість від швидкості руху ланцюга, а матеріал, розташований нижче за лінію АА, практично не бере участь в русі.

Більш просто теоретична продуктивність конвейера може бути визначена як:

$$Q_T = 3600F_p \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/год,}$$

де F_p – площа поперечного перетину жолоба (рештака), m^2 ;
 ψ – коефіцієнт заповнення.

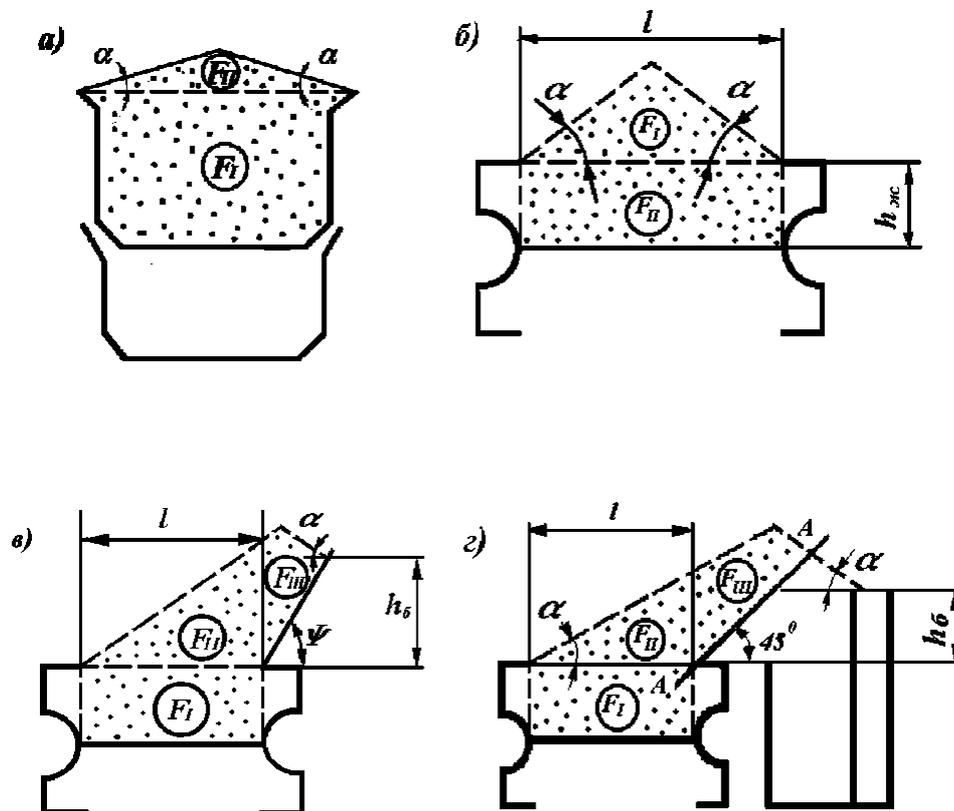


Рис. 5.4. Площа поперечного перетину матеріалу на жолобі:
 $h_{ж}$ – висота жолоба; l – відстань між зовнішніми кромками боковин жолоба; $h_б$ – висота додаткового борту; α – кут природного укосу матеріалу, що транспортується.

Коефіцієнт ψ враховує наявність в струмені матеріалу ланцюгів і скребоків, а також прційність волочіння. Наприклад, для горизонтальних забійних конвейерів зазвичай приймають $\psi = 0.6$. Причому, на значення даного коефіцієнта впливає зміна кута установки конвейера. Наприклад, при доставці матеріалу вниз під кутом -10° і нижче настає режим суцільного волочіння, тобто переміщення вантажу здійснюється не порціями, а суцільною масою, і заповнення рештаков збільшується.

При доставці вгору, навпаки, величина тіла волочіння зме-

ншується і заповнення знижується. Значення поправочного коефіцієнта C , що враховує кут установки конвеєра β приведені в табл.5.1.

Таблиця 5.1

Значення коефіцієнта C

β	- 10° і нижче	- 5	0	+ 10	+20
C	1,5	1,3	0	0,7	0,3

При роботі скребкового конвейєра спільно з комбайном, що рухається уздовж конвейєра із швидкістю $v_{\text{п}}$, в наведених вище виразах слід враховувати не абсолютну швидкість руху тягового ланцюга, а відносну:

$$v = v_{\text{л}} \pm v_{\text{п}}, \text{ м/с}$$

де $v_{\text{л}}$ – швидкість руху ланцюга конвейєра, м/с.

Знак «+» приймається при протилежних напрямках транспортування і руху виймальної машини, а знак «-» при їх збігу.

Зазвичай для серійних конвейєрів їх максимальна теоретична продуктивність, що визначається прийнятною здатністю жолоба, наводиться в технічній характеристиці. В цьому випадку при виборі, наприклад, конвейєра для очисного забою приймають потрібну його продуктивність Q на 10...15% вище за максимальну теоретичну продуктивність Q_{max} выемочной машини (т/хв), яка надається в паспортних характеристиках:

$$Q = 60(1,10 \dots 1,15)Q_{\text{max}}, \text{ т/год.}$$

Вочевидь, що $Q < Q_{\text{т}}$.

В деяких випадках, коли відомі конкретні умови експлуатації: потужність і газоносність пласта, глибина захвату, опір вугілля різанню і інші дані, що визначають, зокрема, максимальну швидкість подачі виймальної машини, необхідна продуктивність конвейєра може бути визначена по формулі:

$$Q = 60m \cdot b \cdot v_{\text{п}} \cdot \gamma_{\text{ц}}, \text{ т/год,}$$

де m – потужність пласта, м;
 b – глибина захвату комбайна, м;
 $v_{\text{п}}$ – максимальна швидкість подачі комбайна, м/с;
 $\gamma_{\text{ц}}$ – щільність вугілля в целіке, т/м³.

5.5. Визначення опорів руху тягового ланцюга скребкового конвейєра

Опори руху тягового ланцюга на прямолінійних ділянках складаються з сил шкідливих опорів і подовжньої складової сил тяжіння матеріалу і тягового органу (сил корисних опору руху).

Сили шкідливих опорів визначаються силами тертя ланцюгового тягового органу по жолобу і в напрямних, силами тертя матеріалу по дну і стінкам жолоба, по ланцюгу, а також силами тертя між частками матеріалу із-за їх безперервного перемішування. Опори руху на прямолінійних ділянках можуть бути визначені:

для навантаженої гілки

$$W_{\text{в}} = [(q \cdot f + q_0 \cdot f_0) \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta] g \cdot L, \text{ Н};$$

для порожньої гілки

$$W_{\text{пор}} = q_0 (f_0 \cdot \cos \beta \mp \sin \beta) g \cdot L, \text{ Н}$$

де q, q_0 – маси вантажу і тягового органу, що знаходяться на 1 м довжини конвейєра, відповідно, кг/м;
 f – коефіцієнт опору руху матеріалу по жолобу;
 f_0 – коефіцієнт опору руху тягового органу по жолобу;
 L – довжина конвейєра, м;
 β – кут нахилу конвейєра, град.

Знак «+» приймається, якщо гілка рухається нагору, а «-» якщо гілка рухається униз. Маса вантажу, що доводиться на 1 м довжини конвейєра може бути визначена по формулі:

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}, \text{ кг/м}$$

де v - відносна швидкість руху ланцюга, м/с.

Значення q_0 приведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Значень маси 1 м довжини тягового органу

Параметри	Тип конвейєра						
	СПМ-87Д	СП-63Т	СП-63М	СП-301	СПЦ-151	СПЦ-161	СП-202
Погонна маса ланцюга зі шкребками, кг/м	20,80	20,80	20,80	28,40	17,80	17,80	20,80

Продовження таблиці 5.2.

Параметри	Тип конвейєра						
	СП87П	СК38	С53	СР52	СР70	СПМ46	МК46
Погонна маса ланцюга зі шкребками, кг/м	20,80	9.75	12.0	11.60	18.80	11.70	12.05

При русі ланцюга по зірочках, що відхиляють і приводним, з'являються додаткові статичні опори, визначені силами опорів руху при вигині ланцюга, опорами від тертя ланцюгів об зірочку, а також опорами від тертя в підшипникових вузлах зірочки.

Зазвичай вказані опори враховуються інтегральним коефіцієнтом втрат. Так, опір на хвостовій зірочці може бути визначений по формулі:

$$W_z = k \cdot S_{нб}, \text{ Н}$$

на приводній зірочці:

$$W_{пр} = k_{пр} \cdot (S_{нб} + S_{сб}), \text{ Н}$$

де k – коефіцієнт втрат на хвостовій зірочці; $k = 0,04 \dots 0,06$;

$k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт втрат на приводній зірочці,
 $k_{\text{пр}} = 0,03 \dots 0,05$;
 $S_{\text{нб}}, S_{\text{сб}}$ – натяг ланцюга в точках набігання на зірочку і збігання з неї відповідно, Н.

У гірській практиці досить широке поширення знаходять конвейери, що згинаються і мають в плані криволінійні ділянки. На даних ділянках виникатимуть додаткові опори, обумовлені головним чином тертям ланцюгів об борта рештаків.

На цій основі можна стверджувати, що якщо S_A – натяг ланцюга на початку криволінійної ділянки (рис.5.5), то натяг S_B тягового органу в кінці ділянки перегину складе:

$$S_B = S_A e^{f_6 \alpha}, \text{ Н,}$$

де f_6 - коефіцієнт опору руху тягового органу, обумовлений його тертям об бічні стінки рештаків, зазвичай приймають $f_6 = 0,3 \dots 0,4$;

α – сумарний кут вигину криволінійної ділянки, рад.

Тоді додатковий опір руху тягового органу на криволінійних ділянках:

$$W_{\text{кр}} = S_B - S_A = S_A (e^{f_6 \alpha} - 1), \text{ Н.}$$

На підставі розрахункових схем, наданих на рис. 5.5, отримемо:

$$\alpha = 4 \arcsin \frac{b}{\sqrt{b^2 + L_{\text{кр}}^2}}, \text{ рад,}$$

де b – крок пересування конвеєра, м;

$L_{\text{кр}}$ – довжина криволінійної ділянки, м.

При цьому:

$$L_{\text{кр}} = \sqrt{4bR - b^2}, \text{ м,}$$

де R – радіус перегину криволінійної ділянки, м.

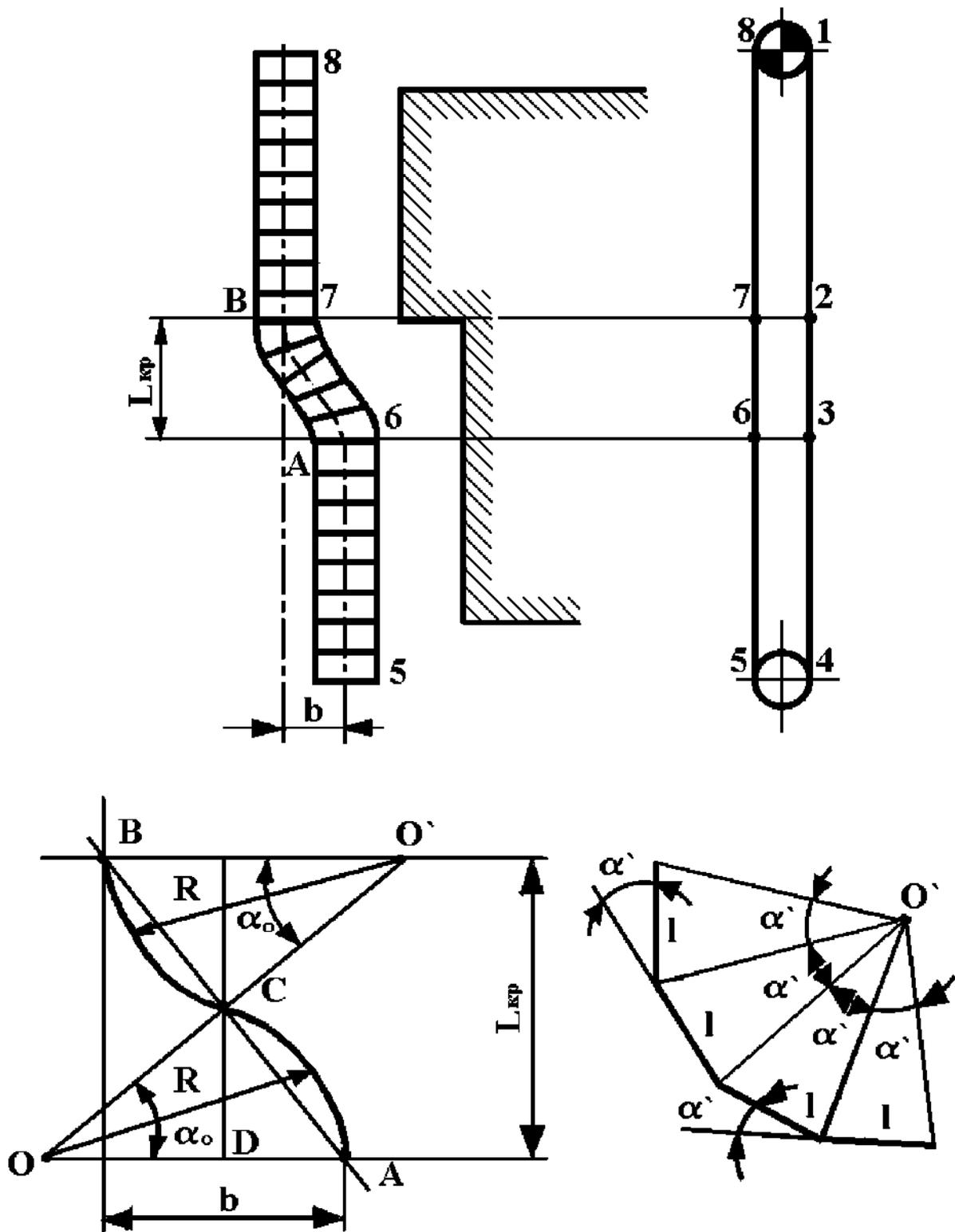


Рис. 5.5. Визначення опорів руху ланцюга на криволінійних ділянках

Вочевидь, що:

$$R = \frac{l}{2 \sin\left(\frac{\alpha'}{2}\right)}, \text{ м,}$$

де l – довжина лінійного рештака, м;
 α' – кут взаємного повороту рештаків в місцях їх з'єднання в горизонтальній площині, зазвичай $\alpha' = 3^\circ$.

5.6 Контрольні питання для самоперевірки

1. У чому полягає сутність способу передачі тягового зусилля зачепленням?
2. Як визначається швидкість руху та прискорення ланцюга?
3. Чому треба враховувати динамічні навантаження в ланцюгах скребкових конвейерів?
4. Від яких величин залежать динамічні навантаження в ланцюгах?
5. Яким чином визначаються динамічні сили, що діють на тяговий ланцюг?
6. Від чого залежить продуктивність скребкових конвейерів?
7. Як визначити опори руху ланцюга скребкового конвейера?

6. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВИХ КОНВЕЙЄРІВ

6.1. Загальні відомості про скребкові конвейєри що застосовуються на гірничих підприємствах

У Росії і Україні виготовляються 4 типи скребкових конвейєрів:

- пересувні 2х і 3х ланцюгові типу СП – призначені для механізації доставки вугілля з довгих, переважно комплексно-механізованих забоїв;
- переносні розбірні 2х ланцюгові типа СР;
- переносні одно ланцюгові типу С;
- переносні одно ланцюгові з двома гілками, розташованими в одній горизонтальній площині, з консольними скребками типа СК.

Пересувні скребкові конвейєри переміщаються на нову дорогу без розбирання по всій довжині одночасно (цільно пересувні), або по частинах (що згинаються).

Переносні розбираються на складові елементи перед установкою на нову дорогу.

Пересувний забійний конвейєр (тип СП) комплексно-механізованої лави повинен забезпечити:

1. Транспортування гірської маси з лави і подачу її на подальші транспортні засоби з пилеподавлінням в місці перевантаження;
2. Підтримка і напрям комбайна в процесі його роботи;
3. Вантаження гірської маси, що залишилася на ґрунті пласта, після проходження комбайна;
4. Пересування сумісне з комбайном на нову дорогу (флангове або фронтальне пересування);
5. Фіксація засобів пересування комбайна на кінцях конвейєрної установки або по довжині її ставу;
6. Закріплення приводів при роботі конвейєра і утримання його від сповзання на похилих пластах в процесі пересування на

- нову дорогу;
7. Розміщення на навісних конструкціях ставу електричних кабелів, шлангів, засобів зв'язку;
 8. Напрям пересування секцій механізованої кріпи, зберігаючи постійність кроку секцій по довжині лави;
 9. Створення умов, що полегшують з'єднання і роз'єднання тягових ланцюгів;
 10. Забезпечити початкове натягнення тягового ланцюга;
 11. Плавний пуск системи і захист її вузлів від можливих пере навантажень;
 12. Вписування конвеєрних установок в очисний забій за наявності складної гипсометрії пласта і можливих подовженнях довжини лави в процесі його відробітку.

Основні вузли скребкового конвейера (рис. 6.1а,б).

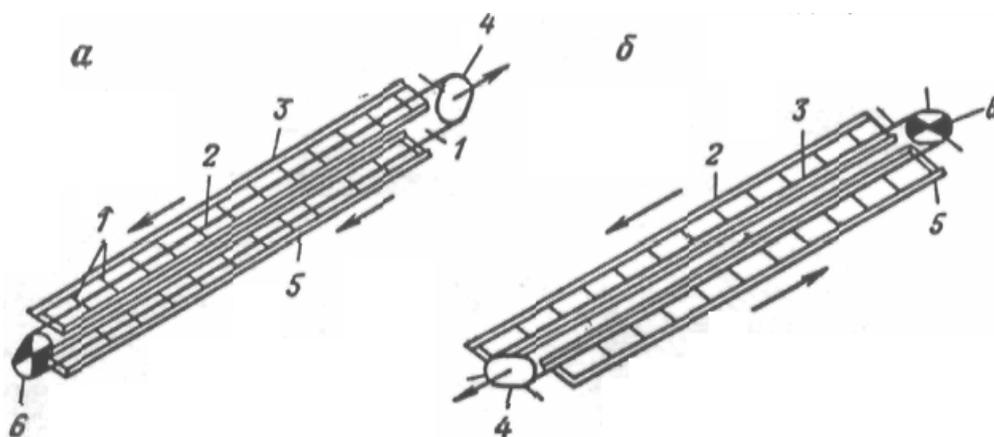


Рис. 6.1. Схеми скребкового конвейера: а – ланцюг замкнутий у вертикальній площині (СП, СР, С); б – ланцюг замкнутий в горизонтальній площині (СК). На рисунку позначені: 1 – скребок; 2 – тяговий ланцюг; 3 і 5 – жолоб (рештаки); 4 – натяжна станція; приводна станція

Характеристики скребкових конвеєрів. СП250 – забійний пересувний конвеєр призначений для транспортування вугілля будь-якої крупності з очисних забоїв пластів потужністю від 0,71 до 2,0 м, що просуваються по простяганню з кутом падіння до 35° і до 10° по падінню і повстанню.

Ці конвеєри працюють з узкозахватними комбайнами, оснащеними системами подачі різних конструкцій, як у складі

механізованих забійних комплексів, так і з індивідуальним кріпленням сумісно з посадочним кріпленням або гідропередвізчиками, а також мають виконання, для роботи в допоміжних виробках або штреках.

Наприклад СП250 13;

Потужність пласта, м – 0,7–1,5;

Продуктивність, т/год – 425;

Довжина в поставці, м – до 200;

Встановлена потужність – 55х4 або 110х2;

Тяговий орган: 2 ланцюги в направляючих;

Тип ланцюга (калібр, крок, клас, міцність) 18х64–С–15х2

Крок скребків, мм – 1024

Відстань між осями ланцюгів, мм – 1024

Швидкість руху ланцюга, м/с – 1,0.

СР–70М – скребковий розбірний конвейер(рис. 6.2) який застосовують для транспортування вугілля по коротким(до 120м) горизонтальним або похилим виробкам, а також як перевантажувальну ланку між забійним і штрековим конвейерами.

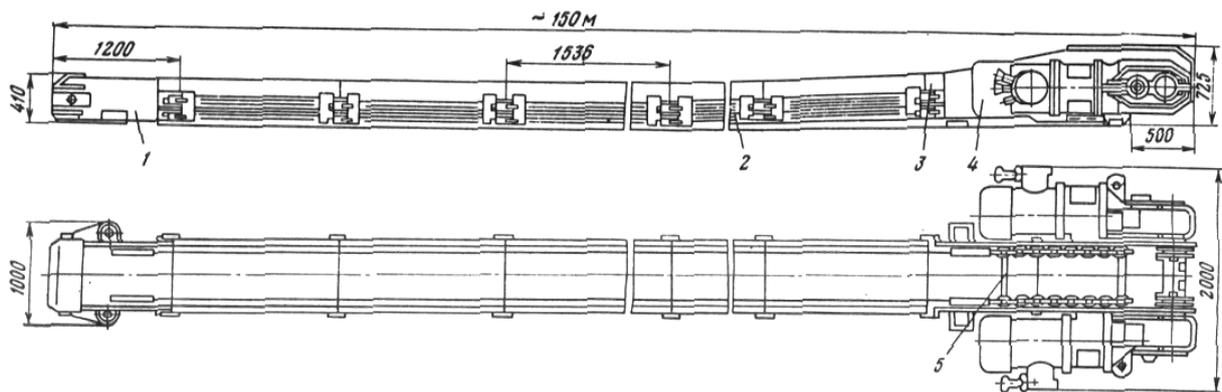


Рис. 6.2. Двохланцюговий скребковий конвейер СР–70М. На рисунку позначені: 1 – кінцева головка; 2 – лінійні секції рештачного ставу; 3 – перехідні секції рештачного ставу; 4 – привід; 5 – ланцюг зі скребками

Привід – 2–4 електродвигуни типа КОФ або ЕДКОФ потужністю 32;45;55 кВт;

Тип ланцюга – 18х64 з розривним зусиллям 480 кН;

Швидкість руху ланцюга – 1,024 м/с;

Продуктивність – до 500 т/год.

Скребоквий ланцюг зі скребками із спеціального профільного прокату двотаврового перетину. З'єднання парних відрізків ланцюга здійснюється сполучними кільцями з болтами.

Став конвейера збирається з взаємозамінних легкозбірних рештаків з'єднаних між собою стрижньовим затвором. Для забезпечення необхідної пропускної спроможності лінійна секція рештачного ставу забезпечена знімними бортами.

6.2. Розрахунок скребкових конвейерів

Перш ніж виконувати розрахунок скребкового конвейера – треба його вибрати.

Вибір скребкового конвейера полягає у встановленні його раціонального типу, що визначається прийнятою технологією ведення робіт в очисному і підготовчому вибоях, типом добычної та прохідницької машини і т.і.

Прийнявши на підставі аналізу умов застосування конвейер вибирають основні його конструктивні параметри: швидкість руху ланцюга і число приводів.

Однією з необхідних умов успішної роботи прийнятого конвейера є перевага його прийомної здатності – теоретичної продуктивності, над піковими значеннями вантажопотоку, що надходить.

Так, наприклад, стосовно до очисного забою максимальний розрахунковий вантажопоток, що надходить на конвейер:

$$Q = 60m \cdot b \cdot v_{\text{п}} \cdot \gamma_{\text{ц}} \cdot \psi_{\text{н}}, \text{ т/год,}$$

де m – потужність пласта, м;

b – глибина захвату комбайна, м;

$v_{\text{п}}$ – максимальна швидкість подачі комбайна, м/с;

$\gamma_{\text{ц}}$ – щільність вугілля в ціліє, т/м³;

$\psi_{\text{н}}$ – коефіцієнт навантаження, для човникової схеми роботи комбайна приймається $\psi_{\text{н}} = 1$, для одnobічної з зачищенням, приймається по таблицях.

Теоретична продуктивність конвеєра:

$$Q_T = 3600 F_p \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \cdot C, \text{ т/год,}$$

де F_p – площа поперечного перетину жолоба (рештака), м^2 ;
 ψ – коефіцієнт заповнення;
 γ – насипна щільність матеріалу, т/м^3
 v – швидкість руху вантажу, приймається рівної швидкості руху ланцюга, м/с ;
 C – коефіцієнт, що враховує зміну продуктивності конвеєра в залежності від кута його нахилу.

Визначати прийомну здатність конвеєра звичайно немає необхідності, тому що вона надається в його технічній характеристиці як максимально можлива.

Визначення сил опорів руху ланцюга:

для навантаженої гілки

$$W_B = [(q \cdot f + q_0 \cdot f_0) \cos \beta \pm (q + q_0) \sin \beta] g \cdot L, \text{ Н;}$$

для порожньої гілки

$$W_{\text{пор}} = q_0 (f_0 \cdot \cos \beta \mp \sin \beta) g \cdot L, \text{ Н}$$

де q , q_0 – маси вантажу і тягового органу, що знаходяться на 1 м довжини конвеєра, відповідно, кг/м ;
 f – коефіцієнт опору руху матеріалу по жолобу;
 f_0 – коефіцієнт опору руху тягового органу по жолобу;
 L – довжина конвеєра, м ;
 β – кут нахилу конвеєра, град.

Погонна маса вантажу при нерухомому пункті навантаження:

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}, \text{ кг/м}$$

де v – відносна швидкість руху ланцюга, м/с .

Якщо пункт навантаження рухається уздовж конвейєра, наприклад, видобувний комбайн:

$$q = \frac{Q}{3,6(v \pm v_{\text{п}})}, \text{ кг/м}$$

де $v_{\text{п}}$ – швидкість подачі комбайна, м/с.
Сумарне тягове зусилля:

$$W_0 = k_{\text{мо}} (W_{\text{в}} + W_{\text{пор}}), \text{ Н},$$

де $k_{\text{мо}}$ - коефіцієнт, що враховує місцеві опори на зірочках і від вигину конвеєра при роботі з комбайном
 $k_{\text{мо}} = 1,1 \dots 1,2$.

Сумарна потужність двигунів приводу конвейєра: руховий режим:

$$N_{\text{р}} = k_{\text{м}} \frac{W_0 \cdot v_{\text{ц}}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

генераторний режим:

$$N_{\text{р}} = k_{\text{м}} \frac{|W_0| \cdot v_{\text{ц}} \cdot \eta}{1000}, \text{ кВт}$$

де η – ккд приводу, $\eta = 0,8 \dots 0,85$;

$k_{\text{м}}$ – коефіцієнт резерву потужності, $k_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$.

Знаючи потужність одного приводного блоку, що задається характеристикою конвейєра, визначають необхідну до встановлення на конвейєрі кількість приводних блоків, для заданих умов:

$$n_{\text{н}} = \frac{N_{\text{р}}}{N_{\text{д}}}$$

де $N_{\text{д}}$ – потужність одного приводного блоку, кВт.

6.3 Контрольні питання для самоперевірки

1. Які види скребкових конвейєрах застосовуються на гірничих підприємствах?
2. Що повинен забезпечити скребковий конвейєр комплексно-механізованої лави?
3. Надати порядок розрахунку скребкового конвейєра
4. Як визначити кількість приводних блоків скребкового конвейєра?
5. Яким чином визначити погонну вагу вантажу на скребковому конвейєрі при рухливому пункті завантаження?

7. ТРАНСПОРТ ПІД ДІЄЮ ВЛАСНОЇ ВАГИ

7.1. Загальні відомості про гравітаційний транспорт

Транспорт під дією власної ваги називають гравітаційним або самопливним.

Цей вид транспорту одержав широке поширення. У цілому по вугільних басейнах країн СНД приблизно 30% вугілля транспортується з використанням установок самопливного транспорту. Основним регіоном де застосовується цей вид транспорту є Центральний Донбас.

На шахтах гравітаційний транспорт широко застосовується для доставки у вибоях, для спуску по скатам, пічкам, гезенкам та ін., в технологічному комплексі поверхні шахти та на збагачувальних фабриках – для передачі вантажів з верхніх поверхів на нижні, для підводу до комірок бункерів та технологічних агрегатів, для спрямування потоку сипучих матеріалів на навантажувальних та перевантажувальних пунктах.

Транспортування здійснюється по ґрунті, дерев'яному настилу, металевим листам, жолобам, трубам, каскадним і гвинтовим спускам. У залежності від умов (кута нахилу і виду матеріалу) вантаж уздовж виробки може переміщатися ковзанням, скокуванням або вільним падінням. Кожна з цих форм впливає на продуктивність, термін служби і надійність роботи гравітаційного транспорту.

7.2. Кінематичні параметри матеріальної частки на нерухомій площині

На частку матеріалу, розташовану на похилій площині, діють наступні статичні сили: G - сила тяжіння; N - нормальна реакція площини; F - сила тертя частки об площину (рис. 7.1).

Якщо вектор сили тяжіння проходить усередині контура

опорної поверхні частки, то остання переміщається по площині її ковзання, а якщо поза контуром опорної поверхні, то переміщення супроводиться перекочуванням.

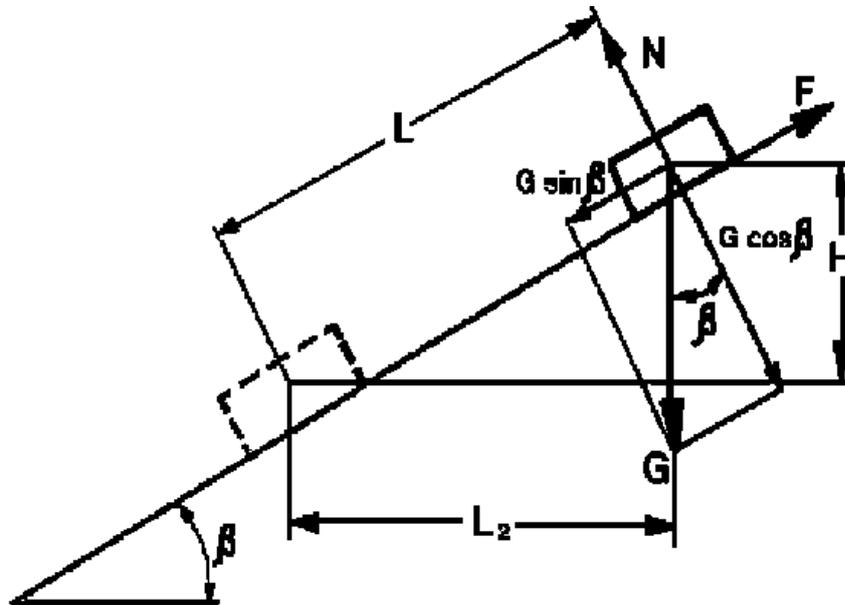


Рис.7.1. Схема статичних сил, що діють на тіло на похилій площині

Для випадку ковзання частки сума статичних сил у напрямку руху складає:

$$P = G(\sin \beta - f_1 \cos \beta), H,$$

де β – кут нахилу поверхні;

f_1 – коефіцієнт тертя при русі частки по площині

$$f_1 = (0,7 \dots 0,9)f_0;$$

f_0 – коефіцієнт тертя спокою.

Прискорення руху частки вантажу можна визначити по наступній формулі:

$$j = G(\sin \beta - f_1 \cos \beta), \text{ м/с}^2.$$

$j > 0$, якщо $\sin \beta > f_1 \cos \beta$, або $\text{tg} \beta > f_1$;

$j < 0$, якщо $\sin \beta < f_1 \cos \beta$, або $\text{tg} \beta < f_1$.

Якщо початкова швидкість частки дорівнює нулю, то умова відсутності руху з місця має вигляд:

$$\operatorname{tg}\beta \leq f_0.$$

$$j = 0, \text{ якщо } \operatorname{tg}\beta = f_0. \quad (7.1)$$

Кут, визначуваний рівнянням (7.1), називається кутом рівноваги.

Швидкість руху тіла в кінці пройденного їм дороги L складає:

$$v_{\kappa} = \sqrt{2g(\sin\beta - f_1 \cdot \cos\beta)L + v_{\text{н}}^2}, \text{ м/с}, \quad (7.2)$$

Максимальний шлях, яких пройде частка до зупинки отримаємо з (7.2) якщо $v_{\kappa} = 0$:

$$L_{\max} = \frac{v_{\text{н}}^2}{2g(f_1 \cdot \cos\beta - \sin\beta)}, \text{ м},$$

при умові $\operatorname{tg}\beta < f_1$.

7.3. Пропускна здатність жолоба

Пропускна спроможність жолоба дорівнює:

$$Q = 3600 \cdot v_{\min} \cdot F \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/год}, \quad (7.3)$$

де F – площа поперечного перетину жолоба, м^2 ;

v – мінімальна швидкість руху вантажу в жолобі, м/с ;

γ – насипна щільність вантажу, т/м^3 ;

ψ – коефіцієнт заповнення жолоба.

При змінному перетині жолоба вираження (7.3) має наступний вигляд:

$$Q = 3600 \cdot (v_{\min} \cdot F) \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/год},$$

де $(v_{\min} \cdot F)$ – мінімальна об'ємна секундна пропускна спроможність жолоба, $\text{м}^3/\text{сек}$;

Необхідна площа перетину жолоба складає:

$$F = \frac{Q}{3600v_{\min} \cdot \gamma \cdot \psi}, \text{ м}^2.$$

Для прямокутного перетину жолоба:

$$F = b \cdot c, \text{ м}^2,$$

де b – ширина жолоба, м;

c – висота бортів, м.

Для круглого перетину жолоба:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2,$$

де d – внутрішній діаметр жолоба, м.

7.4. Теорія роботи вантажоспускного конвейєра

Продуктивність вантажоспускного конвейєра (рис.7.2) визначається по формулі:

$$Q = 3600 \cdot v \cdot F \cdot \gamma \cdot \psi, \text{ т/год},$$

де F – площа поперечного перетину вантажоспускної труби, м^2 ;

v – швидкість руху тягового органу, м/с;

γ – насипна щільність вантажу, т/м^3 ;

ψ – коефіцієнт заповнення жолоба, $\psi = \frac{h}{h_1}$.

Необхідна площа перетину вантажоспускної труби:

$$F = \frac{Q \cdot h_1}{3600v \cdot \gamma \cdot h}, \text{ м}^2.$$

Для трапецієвидного перетину труби площа дорівнює:

$$F_{\text{тр}} = \frac{1}{2}(a_1 + a_2)b, \text{ м}^2.$$

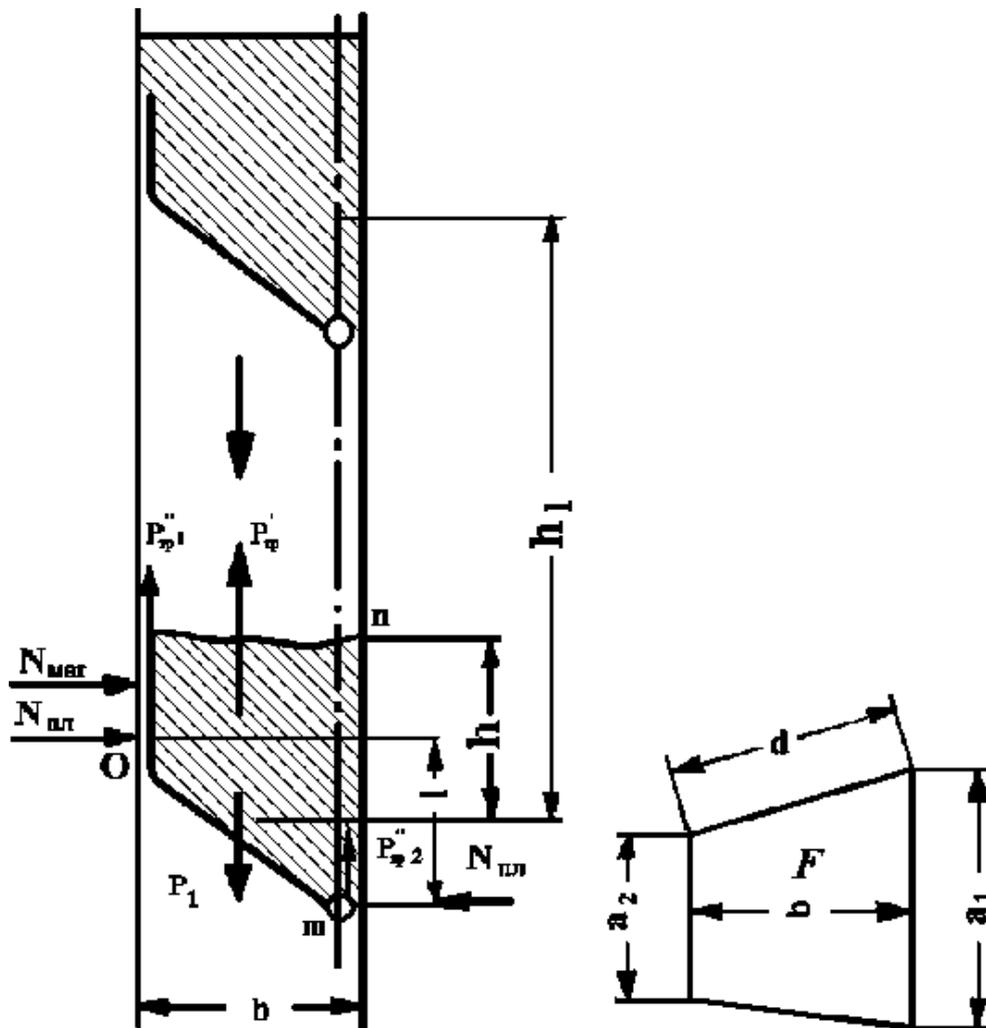


Рис.7.2. Схема навантаженої гілки вантажоспускного шарнірно - пластинчастого конвейера

Розміри перетину підбираються таким чином аби виконувалася умова $F \leq F_{\text{тр}}$.

Повна гальмівна сила:

$$W = \frac{QHg}{3,6v} \left(1 - \frac{chkf'}{2F}\right) \cdot \left(1 - \frac{bf''}{1 + bf''}\right), \text{ Н},$$

де H – висота конвейера, м;

c – внутрішній периметр труби, $c = a_1 + a_2 + 2d$, м;

k – коефіцієнт рухливості вантажу,
 $k = (1 - \sin \alpha)(1 + \sin \alpha)$

α – кут природного укосу вантажу, град;

f' – коефіцієнт тертя вантажу о стінки труби;

f'' – коефіцієнт тертя пластин о стінки труби.

Потужність двигуна, який працює в генераторному режимі:

$$N_p = k_m \frac{W_0 \cdot v \cdot \eta}{1000}, \text{кВт},$$

де η – ккд приводу, $\eta = 0,8 \dots 0,9$;

k_m – коефіцієнт резерву потужності, $k_m = 1,1 \dots 1,2$.

Натяг ланцюга в точці набігання на ведучу зірочку:

$$S_{\text{нб}} = qH + \frac{1}{2} S_{\text{н}}, \text{Н},$$

де q – вага 1 м довжини ланцюга з пластинами, Н/м;

$S_{\text{н}}$ – зусилля натяжного пристрою конвейера, Н.

Натяг ланцюга в точці збігання, який дорівнює максимальному натягу:

$$S_{\text{сб}} = S_{\text{max}} + qH + \frac{S_{\text{н}}}{2}, \text{Н}.$$

7.5. Теорія роботи гвинтового спуску

Кут підйому гвинтової лінії (рис. 7.3 і рис.7.4):

$$\beta = \arctg \frac{h}{2\pi R},$$

де h – шаг гвинтової лінії, м;

R – радіус гвинтової лінії, м.

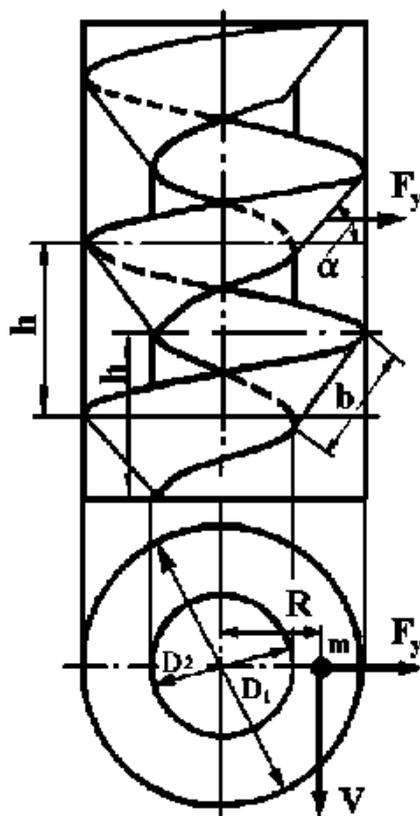


Рис.7.3. Гвинтовий спуск

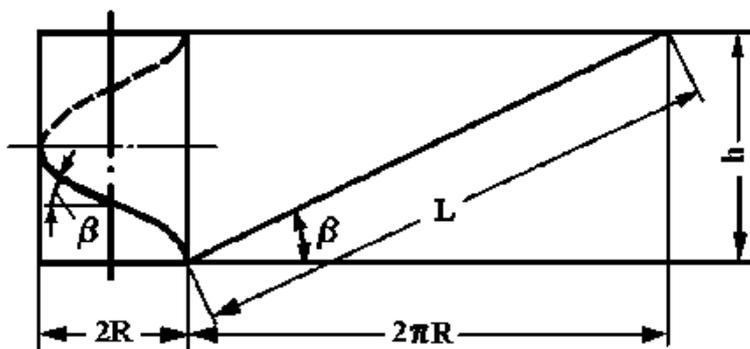


Рис.7.4. Розгортка гвинтової лінії

Для дотримання умови $v = \text{const}$, де v – модуль швидкості руху тіла по гвинтовій поверхні, повинні виконуватися наступні умови:

$$f_1 = \frac{\text{tg}\beta}{\cos\beta\sqrt{1 + \text{tg}^2\beta + \text{tg}^2\alpha}}$$

або

$$\operatorname{tg}\beta = \sqrt{\frac{f_1^2 - 1}{2}} + \sqrt{\frac{(f_1^2 - 1)^2}{2} + f_1^2(1 + \operatorname{tg}^2\alpha)},$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v^2}{gR}$$

де α – кут нахилу гвинтової поверхні, град;

f_1 – коефіцієнт тертя при русі по гвинтової поверхні.

При цьому, швидкість руху вантажу по гвинтової поверхні:

$$v = \sqrt{\frac{gR(\sin\beta - f_1 \cos\beta)}{f_1 \sin\alpha}}, \text{ м/с.}$$

7.6 Контрольні питання для самоперевірки

1. Де на гірничих підприємствах застосовується гравітаційний транспорт?
2. Які сили діють на вантаж, що рухається по похилій площині?
3. Від яких величин залежить швидкість руху вантажу по похилій площині?
4. визначити пропускну здатність жолоба?
5. Як визначити повну гальмову силу вантажоспускного конвейєра?
6. Вказати основні параметри гвинтового спуску вантажу. Яким чином вони розраховуються?

ЛІТЕРАТУРА

1. Гетопанов В.Н., Гудилин Н.С., Чугреев Л.И. Горные и транспортные машины и комплексы. - М.: Недра, 1991. – 304 с.
2. Григорьев В.Н., Пухова Ю.С., Дьяков В.А. Транспортные машины для подземных разработок. Учебник для вузов. – М.: Недра, 1984. – 383 с.
3. Кузьменко В.И. Горные транспортные машины (теория и расчеты): учебное пособие. - Алчевск: ДГМИ, 2002. – 232 с.
4. Кузьменко В.И. Горные транспортные машины в примерах и задачах: Уч. пособие. – Луганск: Лугань, 1997. – 208 с.
5. Кузьменко В.И. Конструкции горных транспортных машин: Учебн. пособие. – Алчевск: ДГМИ, 1999. – 244 с.
6. Мала гірнича енциклопедія. т. I. (за редакцією В. С. Білецького). — Донецьк: Донбас, 2004. — 640 с.
7. Мала гірнича енциклопедія. т. II. (за редакцією В. С. Білецького). — Донецьк: Донбас, 2007. — 652 с.
8. Основные положения по проектированию подземного транспорта новых и действующих угольных шахт. М., изд. ИГД им. А.А. Скочинского, 1986. – 355с.
9. Пейсахович Г.Я. Повышение эффективности принятия проектных решений по шахтным транспортным машинам / Г.Я. Пейсахович. – М.: Недра, 1984. – 144с.
10. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв. /В.О. Будішевський, В.О. Гутаревич, О.О. Пуханов, А.О. Суліма, Я.О. Ляшок. Під. Ред. В.О. Будішевського, А.О. Суліми. – Донецьк. 2008.– 464с.
11. Разрахунки і проектування транспортних засобів безперервної дії./О.І. Баришев, В.О. Будішевський, М.А. Скляр, А.О. Суліма, О.М. Ткачук. Навчальний посібник для ВНЗ. Під заг. Ред. В.О. Будішевського.– Донецьк, 2005. – 521с.
12. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ. Под общей ред. Б.Ф. Братченко. М.: Недра, 1978. – 423с.
13. Справочник: Машины и оборудование для шахт и рудников/ Под общ. ред. Клорикьяна С.Х. – М.: Изд-во Московского государственного горного института, 1994. – 471 с.

-
14. Справочник: Подземный транспорт шахт и рудников / Под общей редакцией Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова. – М.: Недра, 1985. – 565 с.
 15. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств. Под ред. В.А. Будишевского, А.А. Сулиммы. – Донецк, 1999. – 216 с.
 16. Технология подземной разработки пластовых месторождений полезных ископаемых: Учебник для вузов. /Бондаренко В.И., Кузьменко А.М., Грядущий Ю.Б., Колоколов О.В., Харченко В.В., Табаченко Н.М., Почепов В.Н. – Днепропетровск, 2002. – 730с.
 17. Транспорт на горных предприятиях/Под общ. ред. проф. Б.А.Кузнецова – М.: Недра, 1976. – 552 с.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
з дисципліни
**«Транспортні машини та комплекси гірничих та
гірничозбагачувальних підприємств»**
Частина I. ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ
для студентів всіх форм навчання

Галузь знань: 0505 «Машинобудування та матеріалообробка»
Напрямок підготовки: 6.050502 – Інженерна механіка - ЕМК

Укладач:
Пуханов Олександр Олександрович, старший викладач

85300, м. Красноармійськ, пл. Шибанкова, 2, КП ДонНТУ