



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет водного господарства та  
природокористування

Навчально-науковий механічний інститут

Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства



**02-05-106**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

для самостійного вивчення дисципліни «Основи  
проектування та експлуатації технологічного обладнання»  
на тему: «Підйомно-транспортне обладнання», розділ:  
«Розрахунок ланцюгового конвеєра» для здобувачів вищої  
освіти першого (бакалаврського) рівня усіх освітньо-  
професійних програм спеціальностей НУВГП денної  
форми навчання

Схвалено науково-методичною  
радою НУВГП  
Протокол № 6  
від «20» листопада 2019 р.

**Рівне – 2019**



Національний університет

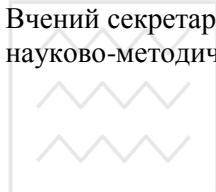
Методичні вказівки для самостійного вивчення дисципліни «Основи проєктування та експлуатації технологічного обладнання» на тему: «Підйомно-транспортне обладнання», розділ: «Розрахунок ланцюгового конвеєра» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня усіх освітньо-професійних програм спеціальностей НУВГП денної форми навчання [Електронне видання] / Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2019. – 27 с.

Укладач:

Похильчук І. О., кандидат технічних наук, ст. викладач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Відповідальний за випуск: Козяр М. М., доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Вчений секретар  
науково-методичної ради



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування  
Костюкова Т. А.

© І. О. Похильчук, 2019  
© Національний університет  
водного господарства та  
природокористування, 2019



Автомобільний транспорт посідає важливе місце в транспортному комплексі України. Збільшення числа автомобілів та ускладнення їх конструкції призводить до збільшення обсягу робіт на технічне обслуговування і ремонт, до зростання затрат на забезпечення працездатності.

Утримання автомобільного парку в технічно справному стані вимагає систематичного проведення цілого комплексу заходів. Важливою умовою при проведенні якісного і своєчасного технічного обслуговування і ремонту автомобілів є наявність високопродуктивного технологічного обладнання з необхідною комплектацією ним автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування.

Технологічне обладнання автотранспортних підприємств та станцій технічного обслуговування призначено для підвищення продуктивності праці при ТО і ремонті автомобілів, створення здорових умов праці, підвищення безпеки праці та зменшення впливу підприємства на навколошнє середовище.

Основною задачею дисципліни «Основи проектування та експлуатації технологічного обладнання» є навчити студентів застосовувати загальні методи дослідження і проектування механізмів для вдосконалення існуючого і створення нового надійного і економічного обладнання, яке буде відповідати сучасним вимогам технічного обслуговування і ремонту автотранспортних засобів і мати найбільш високі техніко-економічні і експлуатаційні показники. Головними показниками є: висока продуктивність, економічність, міцність, надійність, малі маса і металомісткість, габарити, енергоємкість, обсяг і вартість ремонтних робіт, витрати на оплату праці обслуговуючому персоналу, високий технічний ресурс і ступінь автоматизації, простота і безпека обслуговування. При конструюванні технологічного обладнання необхідно дотримуватися вимог технічної естетики. Обладнання повинно мати красивий і елегантний зовнішній вигляд, витончену обробку.

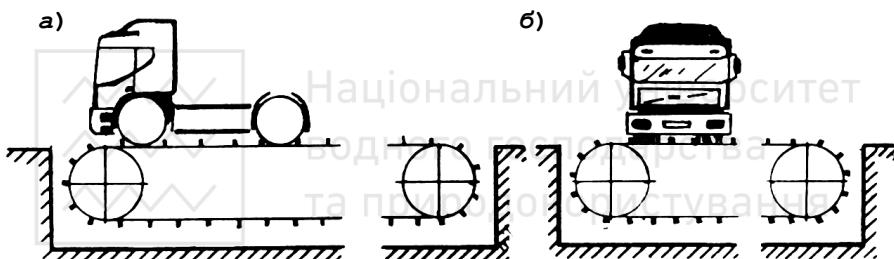
Дані методичні вказівки дозволяють студентам *знати* основні методи проектування ланцюгових конвеєрів та *уміти* самостійно їх застосовувати на практиці.



## 1. Вибір згідно завдання схеми траси конвеєра і вихідних даних до розрахунку.

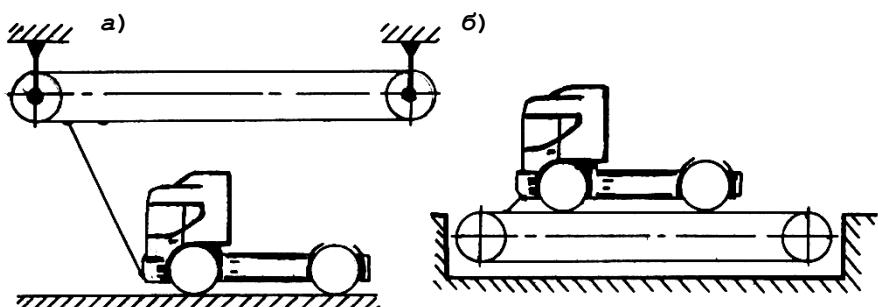
Машини та обладнання для переміщення вантажів безперервним потоком і з певним інтервалом називають *конвеєрами*. Вони займають провідне місце серед підйомно-транспортного обладнання різного призначення. Характерною особливістю цих машин є те, що їх завантаження і розвантаження відбувається без зупинки при безперервному русі робочого органу. Ці машини широко застосовуються в ремонтних цехах АТП і на автомобільних заводах при ремонті і складанні автомобілів.

Найбільш розповсюдженими є ланцюгові конвеєри (*рис. 1-3*).

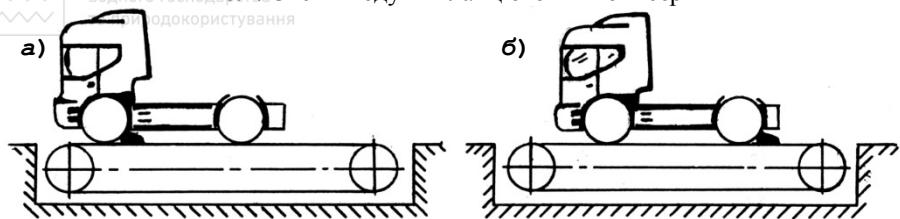


*a* – з поздовжнім розміщенням автомобіля; *б* – з поперечним розміщенням автомобіля.

Рис.1. Схеми несучих ланцюгових конвеєрів



*a* – над автомобілем; *б* – під автомобілем.



а – з штовхачем під переднім мостом; б – з штовхачем під заднім мостом.

Рис.3. Схеми штовхаючих ланцюгових конвеєрів

## 2. Розробка загальної конструкції конвеєра та вибір нормативних значень його параметрів.

В якості робочого органа на гаражні ланцюгові конвеєри встановлюють каретки, візки, штовхачі. Їхні розміри вибирають конструктивно, виходячи з маси і розмірів вантажу, що транспортується. Платформу візка виготовляють з плоскої металевої плити і на ній встановлюють поворотні пристрої.

Основні параметри і розміри візків можна вибрати із табл.Д1, розміри кареток із табл.Д2.

Обладнання штовхаючих конвеєрів аналогічне обладнанню несучих конвеєрів, а тому вибір розмірів візків і кареток із штовхачами виконується аналогічно, як для несучих конвеєрів (табл.Д1, табл.Д2).

В якості тягового органу попередньо вибирають тяговий пластинчастий ланцюг, згідно рекомендацій табл.Д3.

Конструктивно приймають силу тяжіння від погонного метра рухомих частин конвеєра  $q_0 = 20\% \dots 30\%$  від сили тяжіння вантажу на одному погонному метрі конвеєра  $q_1$ :

$$q_o = 0,2 \dots 0,3 q_1, \quad q_1 = \frac{F_q}{p_p}, \quad F_q = m_e g,$$

де  $m_e$  – маса вантажу, кг.

Крок робочих органів  $p_p$  вибирається конструктивно, так щоб забезпечити вільне встановлення на конвеєрі вантажів найбільшої довжини і мати деяку відстань між вантажами: при транспортуванні агрегатів і вузлів – 0,5…1 м; при транспортуванні автомобілів – 2…4 м. Крок



робочих органів повинен бути кратним подвоєному кроку ланцюга  $p_L$  та природокористування.

Крок ланцюга рекомендується вибирати із наступного ряду: 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000 *мм*.

Орієнтовно крок ланцюга можна вибрати користуючись наступними рекомендаціями (*табл. 1*).

Таблиця 1

### Рекомендації по вибору кроку ланцюга $p_L$

Довжина траси $L_0$ , <i>м</i>	$\leq 100$		100...300								
Маса одиниці вантажу, <i>т</i>	<0,5	0,5...1	4...6	<0,5							
Крок, <i>мм</i>	800...100	100...125	160...200	200...250	250...400	100...125	125...160	200...315	315...400	500...800	4...6

### 3. Визначити необхідну розрахункову швидкість конвеєра.

Необхідна швидкість конвеєра визначається, *м/с*:

$$v = \frac{\Pi^u p_p}{3600},$$

де  $\Pi^u$  – задана штучна продуктивність конвеєра, *шт/год*;  $p_p$  – крок робочих органів на яких розміщується вантаж, *м*.

### 4. Визначення розрахункової масової продуктивності конвеєра.

Масова продуктивність конвеєра, *т/год*.

$$\Pi^m = 3600 \frac{v}{p_p} m_e.$$

### 5. Тяговий розрахунок конвеєра.

Тяговий розрахунок конвеєра (*рис. 4*) виконують універсальним

методом послідовного обходу по контуру. Нумеруються характерні точки траси конвеєра, починаючи від точки збігання ланцюга з приводної зірочки до точки набігання (точки 1, 2, 3, 4). Після чого послідовно знаходить силу натягу ланцюга у всіх позначеніх точках. Обхід по контуру розпочинають від точки 1 в якій натяг ланцюга найменший. Найменшим натягом ланцюга задається в межах 1...3 кН.

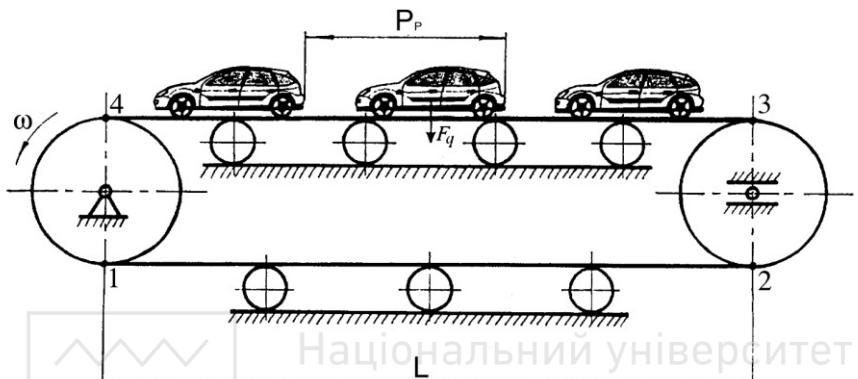


Рис.4. Розрахункова схема несучого конвеєра

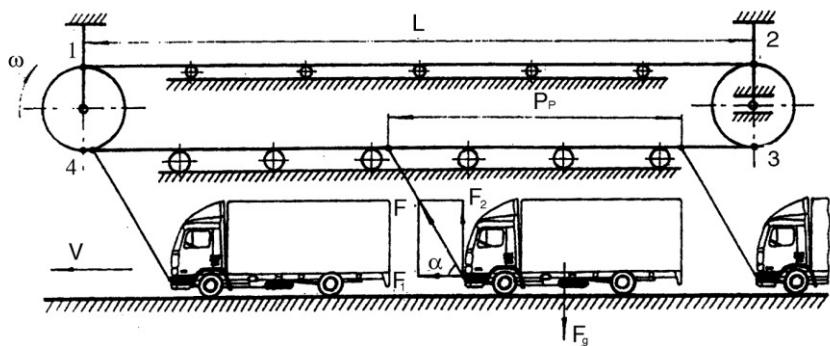


Рис.5. Розрахункова схема ведучого конвеєра

Натяг ланцюга в точці 1 буде:

$$F_1 = F_{\min}.$$

Натяг ланцюга у точці 2:



$$F_2 = F_1 + F_{onl-2}.$$

Натяги ланцюга у точках 3 та 4 відповідно будуть:

$$F_3 = F_2 + F_{on2-3}, \quad F_4 = F_3 + F_{on3-4}.$$

де  $F_{onl-2}$ ,  $F_{on2-3}$ ,  $F_{on3-4}$  – сили опору конвеєра відповідно на ділянках 1–2, 2–3, 3–4.

Сили опору на окремих ділянках:

$$F_{onl-2} = q_0 L W, \quad F_{on2-3} = F_2 K_H - 1, \quad F_{on3-4} = \Phi_1 + q_0 L W.$$

Найбільший натяг ланцюга буде в точці 4:

$$F_{\max} = F_4.$$

де  $L$  – довжина прямолінійного відрізка конвеєра,  $m$ ;  $W$  – коефіцієнт опору рухові тягового органу, що враховує опір у підшипниковых вузлах роликів (табл.Д4);  $K_H = 1,05\dots1,1$  – коефіцієнт опору рухові ланцюга на неприводних зірочках.

Для конвеєра з двома ланцюгами приймають:

$$F_{\max} = 0,6\dots0,7 F_4.$$

Для ведучого конвеєра (рис.5), сили опору визначаються:

$$F_{onl-2} = q_0 L W, \quad F_{on2-3} = F_2 K_H, \quad F_{on3-4} = \Phi_1 + q_0 L W + q L W_0.$$

де  $q_1 = F_1 / p_p \sin \alpha$ :  $\alpha = 30^\circ$  – кут буксируного захвату автомобіля;

$F = F_1 / \cos \alpha$  – сила натягу буксируного захвату;  $F_1 = F_q W_0$  – тягова сила для переміщення автомобіля;  $W_0 = \Phi_1 + 3K_2 R$  – коефіцієнт опору рухові автомобіля,  $K_1 = 0,01\dots0,02 \text{мм}$  і  $K_2 = 5\dots20 \text{мм}$  – коефіцієнти тертя кочення відповідно у підшипниках коліс автомобіля і коліс автомобіля о підлогу,  $\text{мм}$ ;  $R = 150\dots400 \text{мм}$  – радіус коліс автомобіля,  $\text{мм}$ .

## 6. Вибір тягового органу згідно розрахункової сили та його перевірочний розрахунок.

Тяговий орган: ланцюг, вибирається згідно розрахункової сили (табл.Д3).



Національний університет

Розрахункова розривна сила визначається:

та природокористування

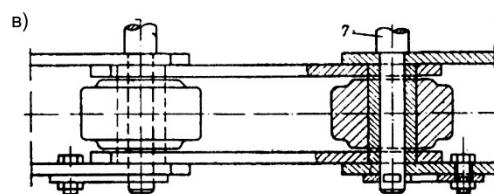
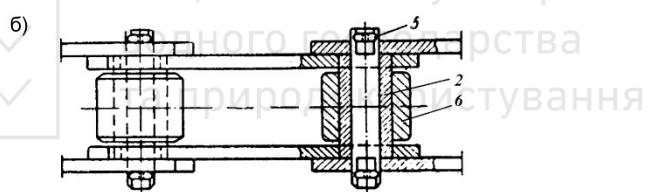
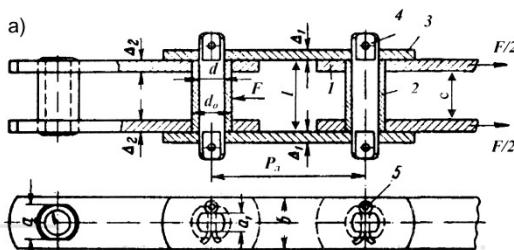
$$F_p = k F_{\max},$$

де  $k = 5..7$  – коефіцієнт запасу міцності.

Для вибраного ланцюга (рис.6) виконують перевірочні розрахунки.

Вушко внутрішньої пластини перевіряють на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{2 \Delta - a \Delta_2} \leq \left[ \sigma_p \right].$$



$a$  – втулковий;  $\beta$  – втулково-роликовий;  $\gamma$  – втулково-котковий.

Рис.6. Тягові пластинчасті ланцюги

Зовнішні пластиини на змінання:

$$\sigma_{zm} = \frac{F_p}{2a_1 \Delta_1} \leq \left[ \sigma_{zm} \right].$$

Валик на зріз та згин, вважаючи що втулка діє на нього рівномірно розподіленим навантаженням:



$$\tau_{zp} = \frac{2F_p}{\pi d^2} \leq \Gamma_{zp}, \quad \sigma_{zg} = \frac{F_p(0,5l + \Delta_1)}{0,4d_0} \leq \Gamma_{zg}.$$

Шарнір на знос перевіряється шляхом визначення питомого тиску на поверхні тертя між валиком і втулкою:

$$q = \frac{F_p}{dl} \leq \Gamma.$$

Для пластин валиків і втулок рекомендується приймати наступні співвідношення розмірів:

$$\frac{b}{d} = 7...8, \quad \frac{c}{b} = 0,8...0,9, \quad \frac{d_0}{d} = 1,4...1,5.$$

Прогнозована довговічність ланцюга визначається із умови зносу шарнірів і збільшення кроку ланцюга в межах 3...6% від номінального:

$$T = 3600 \frac{\Delta_q T_u}{\Delta_k},$$

де  $T_u$  – час циклу (час одного оберту ланцюга по трасі конвеєра), с;  $\Delta_q = 0,03...0,06$  – максимально допустиме збільшення кроку ланцюга  $p_u$ , мм;  $\Delta_k$  – знос шарніра ланцюга в напрямі його кроку за повний оберт ланцюга по трасі конвеєра (один цикл роботи), мм.

Допустимі напруження для сталей 45, 50 та питомий тиск приймають:

$$\Gamma_p = 100...120 \text{ MPa}, \quad \Gamma_{zm} = 60...75 \text{ MPa}, \quad \Gamma_{zp} = 40 \text{ MPa}, \\ \Gamma_{zg} = 160...200 \text{ MPa}, \quad \Gamma = 20...30 \text{ MPa}.$$

## 7. Вибір типу зірочки приводу тягового ланцюга та визначення її геометричних розмірів.

Для пластинчастих ланцюгів зірочки виготовляють літтям із чавуну або зварними із сталі Ст. 2 (рис. 7).

Профілюють зуби зірочок у відповідності зі стандартами згідно розмірів тягового ланцюга (табл. Д5).

Крок зірочки  $p$  приймають рівним кроку ланцюга  $p_u$ .

Діаметр дільницького кола визначається за формулою:



$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$$

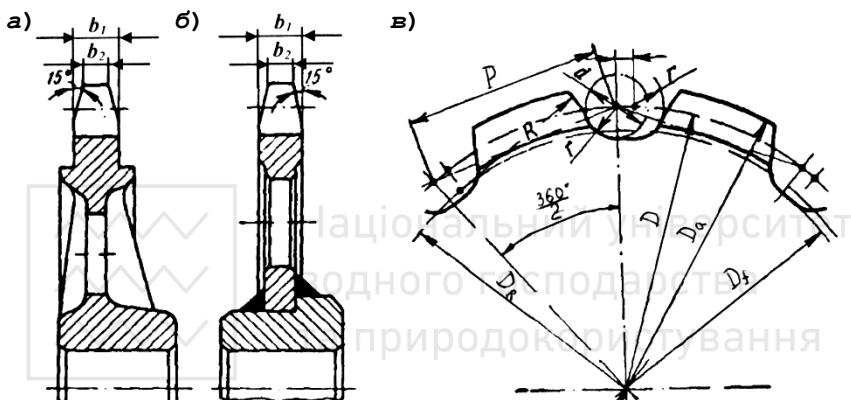
де  $z \geq 12$  – число зубів зірочки.

Діаметр зовнішнього кола

$$D_a = D + 0,5d + 6 \text{мм}.$$

Діаметр кола западин

$$D_f = D - d.$$



а – лита; б – зварна; в – профіль зубів.

Рис.7. Зірочки

Ширина основи зуба

$$b_1 = 0,9c.$$

Радіус западин зубів

$$r = 0,5D.$$

## 8. Розробка конструкцій та розрахунки ходових опорних органів.

В якості ходових органів частіше всього застосовують ходові ролики, які являються невеликими по діаметру колесами, за допомогою яких ходова частина конвеєра рухається по напрямним станині (рис.8).

Для того, щоб опір при руху ролика по напрямним був невеликим,



Національний університет

рекомендується витримувати залежність:

та природокористування

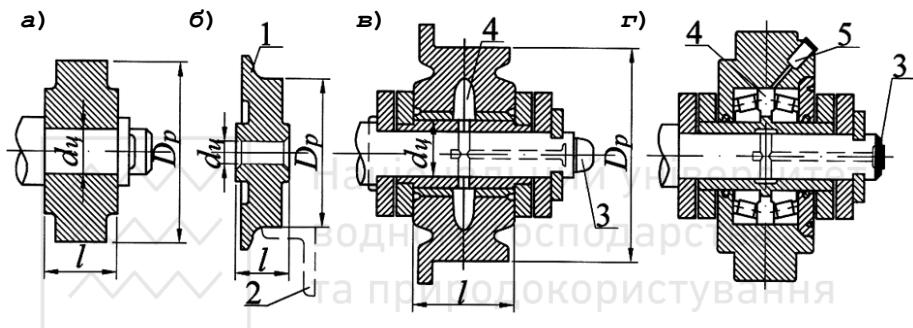
$$D_p = 2 \dots 3,5 d_u,$$

де  $D_p$  і  $d_u$  – діаметри ролика і цапфи ролика, мм.

Після визначення розмірів ролика перевіряють величину питомого тиску в цапфі ролика:

$$q = \frac{F_{pol}}{l_p d_u} \leq 1,$$

де  $F_{pol}$  – сила, що припадає на один ролик, Н;  $l_p$  – довжина маточини ролика, мм.



а – гладенький; б – з ребордою; в – з ребордою на втулці;

г – гладенький на підшипниках кочення.

Рис.8. Ходові ролики

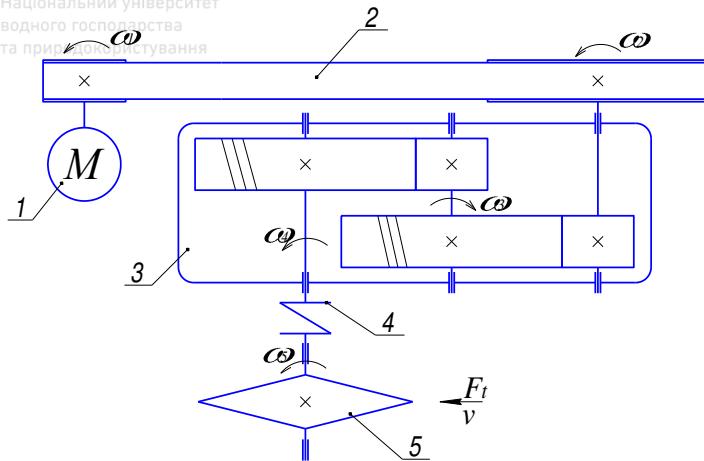
## 9. Розробка конструкції та розрахунок приводного пристрою конвеєра (приводної станції).

### 9.1. Визначення необхідної потужності електродвигуна конвеєра.

$$N_{\text{дв}} = \frac{F_t v}{\eta},$$

де  $\eta = 0,75 \dots 0,85$  – загальний к.к.д привода конвеєра.

Вибирають асинхронний електродвигун типу 4А (табл.Д6) і вписують основні його параметри.



1 – електродвигун; 2 – плоско пасова передача; 3 – редуктор  
двохступінчастий; 4 – муфта; 5 – ведуча зірочка конвеєра.

Рис.9. Схема привода конвеєра



#### 9.2. Визначення частоти обертання приводної зірочки конвеєра.

$$n_5 = \frac{30\omega_5}{\pi}.$$

Кутова швидкість зірочки

$$\omega_5 = \frac{2v}{D}.$$

#### 9.3. Визначення необхідного передаточного числа механічної передачі привода.

$$u_{\text{мех}} = \frac{n_{\partial\sigma}}{n_5}.$$

де  $n_{\partial\sigma}$  – частота обертання електродвигуна, об/хв.

#### 9.4. Вибір стандартного редуктора.

Вибирають стандартний редуктор циліндричний горизонтальний двохступінчастий типу Ц2 (табл.Д7), або редуктор циліндричний горизонтальний двохступінчастий типу РМ (табл.ІІІ.4.5, с.322, [5]) із



Національний університет

передаточним числом  $u_p \approx u_{\text{max}}$ .  
та природокористування

### 9.5. Розрахунок пасової передачі.

Передаточне число пасової передачі  $u_n = \frac{u_{\text{max}}}{u_p}$ .

$$\text{Діаметр ведучого шківа } d_1 = 20...610 \sqrt{\frac{N_1}{\omega_1}}.$$

Значення діаметра заокруглюється до стандартного значення.

Діаметр веденого шківа  $d_2 = d_1 u_n \left( -\varepsilon \right)$ , де  $\varepsilon = 0,01...0,02$  – коефіцієнт пружного проковзування.

Значення діаметра заокруглюється до стандартного значення, [7], табл.11.9.

Уточнюють передаточне відношення пасової передачі  $u_n^\delta = \frac{d_2}{d_1 \left( -\varepsilon \right)}$ .

Відносна похибка

$$\Delta u = \frac{|u_n - u_n^\delta|}{u_n} \cdot 100\%.$$

Міжосьова відстань

$$d_1 + d_2 \geq a \leq 2,5(d_1 + d_2).$$

### 9.6. Вибір муфти та перевірочний розрахунок.

Рекомендується вибрати муфту зубчасту з гальмівним шківом (табл.Д8).

Розрахунковий крутний момент

$$M_p = k M_k.$$

де  $k = 1,5...1,8$  – коефіцієнт запасу міцності.

Зубчасту муфту перевіряють на зносостійкість

$$q = \frac{M_p}{0,9bd_1^2} \leq \tau,$$

де  $\tau = 12...15 \text{ MPa}$ .

У випадку коли муфта розміщена перед редуктором доцільно використовувати муфту пружну втулково-пальцеву (табл.Д9)



## 9.7. Вибір опор зірочок.

В якості опор ведучої і веденої зірочки приймають підшипники ковзання, роз'ємні з двома болтами з чавунними вкладками по МН 2085-61 (табл.Д10). Визначають конструктивні розміри корпуса вибраного підшипника. Номінальний діаметр вала приймають рівним діаметру вихідного вала редуктора.

Виконують перевірочні розрахунки вибраного підшипника.

Перевірка на довговічність по обмеженому середньому тиску

$$p = \frac{F}{Bd} \leq [p]_c,$$

де  $F$  – радіальна сила, що діє на підшипник, приймається рівною силі натягу ланцюга  $F_n = F_2 + F_3$ ,  $H$ ,  $B$  – ширина підшипника,  $мм$ ,  $d$  – діаметр вала,  $мм$ ,  $[p]_c = 2..5 МПа$  – допустимий середній тиск.

Перевірка на теплостійкість

$$pv_k \leq [pv]_c,$$

де  $v_k$  – швидкість ковзання вала,  $м/с$ ,  $n_5$  – частота обертання вала зірочки об/хв;  $[pv]_c = 2..8 МПа \frac{м}{с}$ .

$$v_k = \frac{\pi d n_5}{60}.$$

## 10. Розробка конструкцій та розрахунок натяжного пристрою конвеєра (натяжної станції).

Згідно рекомендацій [6], с.57, для даного типу ланцюгового конвеєра вибирають гвинтовий натяжний пристрій, який складається з поворотного пристрою 1, (рис. ), що огибає ланцюг 2 під кутом  $180^\circ$ , рухомих повзунів 4, на яких кріпиться вісь 3 поворотного пристрою, та власне натяжного механізму 5.

Визначають хід натяжного пристрою, згідно рекомендацій (табл.Д11).

Необхідна сила натягу для переміщення рухомого натяжного пристрою з тяговим ланцюгом

$$F_{hn} = F_2 + F_3 + F_0,$$



## 11. Розробка конструкції станини (основи) конвеєра та компоновка станини з приводною та натяжною станціями.

Станини (основи), на яких монтують всі вузли, деталі та механізми конвеєрів, являють собою металеві конструкції, що виготовляють із сталі кутникового профілю або із швелера. Кінцеві частини станини виготовляють у вигляді окремих рам для приводного і натяжного пристройів, а середню частину, на яку спирається ходова частина конвеєрів, – у вигляді окремих секцій, що складаються із стілок і опорних напрямних (рис. 10, а).

В залежності від навантаження стійки встановлюють на відстані 1000...1500 мм одна від другої і закріплюють до підлоги.

Напрямні, по яким рухаються ходові ролики, виготовляють із кутникової сталі; їх прокладають вздовж всієї траси тягового органа, за виключенням ділянок, де ланцюг огибає зірочку. В місцях, де ходові ролики набігають і збігають з напрямних, останні трохи відгинають.

На криволінійних частинах траси конвеєрів поряд з опорними напрямними 1 встановлюють також напрямні контршини 2 (рис 10, б).

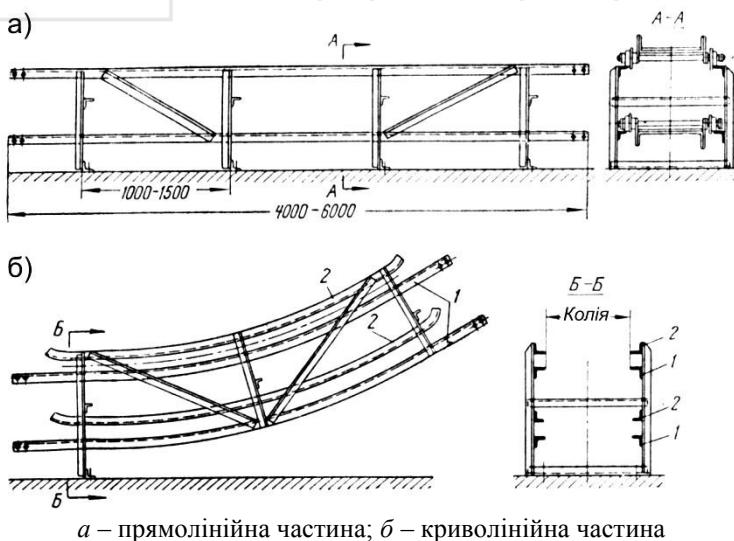


Рис.10. Станини конвеєрів



## Література

1. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. Х.: Основа, 1991. 276 с.
2. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. К. : Вища школа, 1993. 413 с.
3. Кузьмин А. В., Чернин И. М., Козинцев Б. С. Расчеты деталей машин : справ. пособие. Мн. : Выш. шк., 1986. 400 с.
4. Стрілець В. М., Шинкаренко І. Т., Похильчук І. О. Практикум з курсу «Деталі машин» : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2007. 192 с.
5. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Мн. : Выш. шк., 1983. 350 с.
6. Спиваковский А. Д., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М. : Машиностроение, 1983. 488 с.
7. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г. И. Ицкович, В. А. Киселев и др. : учеб. пособие для техн. вузов. изд. 4-е, перераб. М. : Машиностроение, 1976. 608 с. : ил.
8. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Іванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабашов. К. : Вища шк., 1978. 576 с.
9. Червоний Б. І. Технологічне обладнання автотранспортних підприємств : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2005. 212 с.
10. Червоний Б. І., Похильчук І. О. Основи проектування та експлуатації технологічного обладнання. Інтерактивний комплекс навчально-методичного забезпечення. Рівне : НУВГП, 2007. 194 с.



## ДОДАТКИ

Таблиця Д1

### Основні параметри і розміри візкових конвеєрів для литих форм (ГОСТ 5938-73)

Ширина платформи, мм	Корисна довжина платформи, мм	Крок платформи, мм	Номінальна вантажопідйомність платформи, кг	Найменший радіус повороту, мм		Погонна маса ходової частини, кг/м, не більше	Коефіцієнт опору руху
				в горизонтальній площині	в вертикальній площині		
1	2	3	4	5	6	7	8
500	650	800	500	1250	5000	220	0,025
	800	1000	1000	1600	1250	200	
	1000	1250			1000	180	
						260	
650	650	800	800	1000	1600	255	0,02
	800	1000			1000	320	
	1000	1250	500	2000	1250	210	
	1250	1600	1000		2000	290	
800	800	1000	1000	2000	1250	250	0,018
	1000	1250			1000	340	
					2000	320	
	1250	1600	2000	2000	1250	380	
	1600	2000	2000		2000	280	
1000	1000	1250	1250	2500	1250	340	0,015
	1250	1600			1250	320	
	1600	2000	4000	4000	1600	430	
	2000	2500	2000		2000	370	
1200	1250	1600	1600	3150	1600	780	0,014
	1600	2000			1600	350	
					2000	690	
	2000	2500	4000		2000	590	

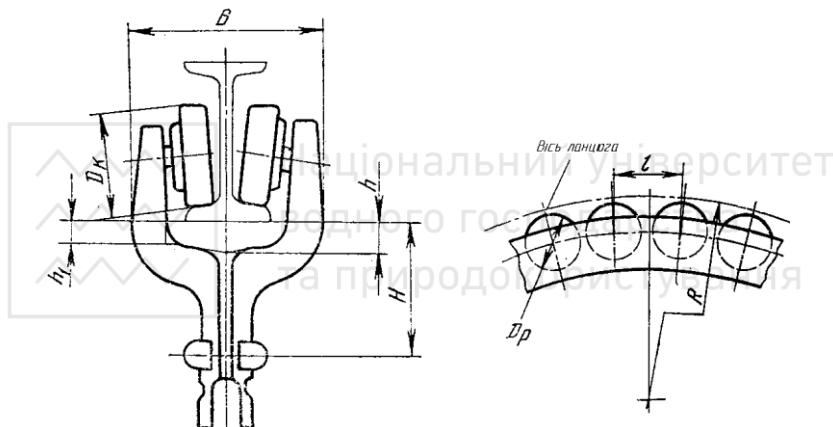


водного господарства	8000		880	
та природокористування	2500	3150	2500	790

Таблиця Д2

**Основні характеристики типових кареток (ГОСТ 5946-79)**

Позначення конвеєра	Ланцюг		Максимальне навантаження на каретку, кН, не менше	Направляча – двутавр (ГОСТ 8329-72)	Маса каретки, кг, не більше
	Крок ланки, мм	Руйнуюче навантаження, кН, не менше			
ЦПК-80Р	80	106	2,5	10	3,0
ЦПК-100Р	100	220	5,0	14	5,5
ЦПК-160Р	160	400	8,0	16	13,0



Розміри каретки, мм					Кут підйому (спуску) направляючої не більше	Розміри поворотного роликового пристрою, мм, не більше	
$D_k$	$H$	$B$	$h$	$h_1$		$D_p$	$l$
		не більше	не менше				
62	75	125	20	12	$60^0$	90	
83	105	155	25	17		70	115
125	125	200	35	20	$45^0$		170



*Таблиця Д3*

**Основні параметри пластинчастих ланцюгів по (ГОСТ 588-81)**

Номер ланцюга	Руйнуюче навантаження, кН	Крок ланцюга, мм	Діаметр, мм				Маса 1м ланцюга типу 3 з кроком 200мм, кг
			валика	втулки	ролика	катка	
M20	20	40*-160	6	9	12,5	25	-
M28	28	50*-200	7	10	15	30	1,40
M40	40	63-250	8,5	12,5	18	36	2,05
M56	56	63*-250	10	15	21	42	3,15
M80	80	80-315	12	18	25	50	4,96
M112	112	80*-400	15	21	30	60	7,24
M160	160	100*-500	18	25	36	70	10,48
M224	224	125*-630	21	30	42	85	16,60
M315	315	160*-630	25	36	50	100	23,78
M450	450	200-800	30	42	60	120	37,15
M630	630	250-1000	36	50	70	140	-
M900	900	250*-1000	44	60	85	170	-
M1250	1250	315*-1000	50	71	100	200	-
M1800	1800	400-10000	60	85	118	236	-

*Примітка:* \* - Корок ланцюга вибирається із ряду: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм.

*Таблиця Д4*

**Значення коефіцієнта опору  $W$  для пластинчастих конвеєрів**

Тип ланцюга конвеєра по ГОСТ 588-81	Позначення ланцюга	Діаметр валика ланцюга, мм	Умови роботи конвеєра		
			хороші	середні	важкі
Втулковий	1		0,2...0,25	0,3...0,35	0,4...0,45
Роликовий	2		0,2...0,25	0,3...0,35	0,4...0,45
Катковий з гладкими катками	3	До 20	0,07	0,09	0,11
		Більше 20	0,06	0,08	0,10
Катковий з	4	До 20	0,08	0,10	0,13



ребордами на катках	Більше 20	0,07	0,09	0,12
------------------------	--------------	------	------	------

Таблиця Д5

**Діаметри дільничного кола (мм) зірочки для пластинчастих ланцюгів**

Крок ланцюга, мм	Число зубів					
	8	10	12	13	16	20
100	261,31	323,61	386,37	417,86	512,58	639,25
125	326,64	404,50	482,96	522,34	640,73	799,08
160	418,10	517,76	618,19	668,59	820,73	1022,82
200	522,62	647,22	772,74	835,72	1025,16	1278,52
250	653,28	809,00	965,93	1044,68	1281,45	1598,15
315	823,13	1019,37	1217,07	1316,26	1614,63	2013,64
400	1045,24	1294,44	1545,48	1671,44	2050,32	-
500	1306,56	1618,00	1931,86	2089,36	-	-

Таблиця Д6

**Основні параметри електродвигунів серії 4А**

Потужність $N$ , кВт	Типорозмір двигуна	Частота обертання $n$ , об/хв	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	Момент інерції ротора $I_p$ , кгм <sup>2</sup>
Синхронна частота обертання 1500 об/хв					
0,55	4A71A4У3	1390	2,0	2,2	0,0013
0,75	4A71B4У3	1390			0,00142
1,1	4A80A4У3	1420			0,00323
1,5	4A80A4У3	1415			0,00327
2,2	4A90L4У3	1425			0,00559
3,0	4A100S4У3	1435	1,4	0,04	0,00867
4,0	4A100L4У3	1430			0,0112
5,5	4A112M4У	1445			0,017
7,5	4A132S4У3	1455			0,0275
11,0	4A132M4У	1460		0,102	0,04
15,0	4A160S4У3	1465			0,127
18,5	4A160M4У	1465			0,19
22,0	4A180S4У3	1470			



Продовження табл.Д6

Потужність $N$ , $kBm$	Типорозмір двигуна	Частота обертання $n$ , $об/хв$	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	Момент інерції ротора $I_p$ , $кгм^2$
Синхронна частота обертання 1000 $об/хв$					
0,55	4A71B6У3	900	2,2	2,0	0,00202
0,75	4A80A6У3	915			0,00462
1,1	4A80B6У3	920			0,00459
1,5	4A90L6У3	935			0,00735
2,2	4A100L6У3	950	2,0	1,2	0,0131
3,0	4A112MA6	955			0,0175
4,0	4A112MB6	960			0,02
5,5	4A132S6У3	965			0,04
7,5	4A132M6У	970			0,0575
11,0	4A160S6У3	975	2,0	1,2	0,137
15,0	4A160M6У	975			0,182
18,5	4A180M6У	975			0,22
22,0	4A200M6У	975	1,2	1,2	0,4
30,0	4A200L6У3	980			0,45

Таблиця Д7

## Потужність на швидкохідному валу редукторів типу Ц2

Типорозмір редуктора	Швидкість обертання швидкохідного вала, $об/хв$	Режим роботи	Загальне предаточне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-250	600	Л	29,0	25,0	20,5	13	11	9,5	7	6,2	5,2
		С	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
	750	В	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3,0	2,6
		Л	33,0	30,5	25,5	18,5	15,0	12,5	10,5	7,5	6,5
		С	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
		В	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3,0



видного господарства та природоустроювання	1000	Л	37,0	30,5	25,0	20,0	17,0	14,0	11,5	9,8	8,2
		С	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
		В	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5,0	4,2	3,5
1500	1500	Л	56,5	49,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17,0	13,0	11,5
		С	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
		В	25,1	21,3	18,3	13,7	12,0	10,1	7,1	5,5	4,7

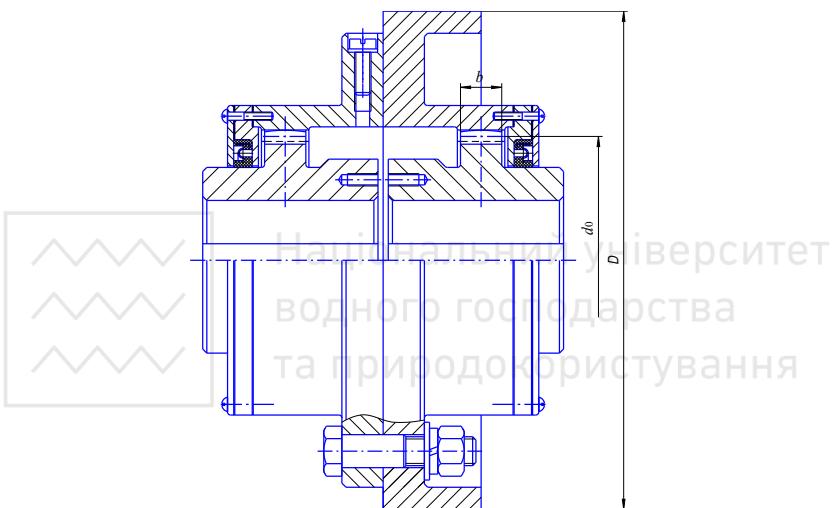
Продовження табл.Д7

Типуроз- мір редукора	Швид- кість обертання швидко хідного валу, об/хв	Режим роботи	Загальне предаточне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-300	600	Л	38,5	33,0	26,5	23,0	19,0	15,0	11,5	9,5	7,5
		С	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	6,6
		В	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2
	750	Л	46,0	40,0	33,5	29,0	24,0	19,0	14,5	11,5	10,0
		С	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
		В	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8
	1000	Л	49,0	43,0	35,5	31,5	29,0	20,0	18,01	14,0	12,5
		С	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	4,6	11,6	9,7
		В	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9
	1500	Л	68,5	62,5	53,0	43,0	40,0	33,0	27,5	21,0	18,5
		С	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
		В	39,6	33,6	28,9	20,6	20,0	16,2	13,5	8,9	7,6
Ц2-350	600	Л	62,0	54,5	49,5	35,8	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5
		С	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
		В	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13,0	11,0	7,2	6,3
	750	Л	76,0	65,0	55,0	44,0	36,0	30,0	20,0	18,5	15,0
		С	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
		В	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3
	1000	Л	80,0	78,0	62,0	47,8	43,5	36,0	27,5	22,0	20,0
		С	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
		В	42,8	39,0	33,0	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9,0
	1500	Л	134	117,5	96,5	71,0	59,5	54,0	40,0	31,5	27,5
		С	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4
		В	59,0	50,0	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4
Ц2-400	600	Л	98,0	97,0	80,5	70,0	60,0	49,5	39,0	29,5	24,5
		С	63,0	55,0	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3
		В	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12,0	12,0	9,4
	750	Л	102,5	102	91,0	86,5	71,5	60,0	48,5	36,5	30,5
		С	63,5	58,8	53,6	53,3	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9
	1000	Л	138	137	111	92,0	77,0	70,5	54,0	43,5	39,7
		С	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24,0
	1500	Л	179	178	158	138	116	96,0	80,0	62,0	54,5
		С	102,0	91,3	81,0	81,0	64,0	49,5	36,8	36,8	31,0
		В	82,3	70,0	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9



Таблиця Д8

Основні технічні характеристики зубчастих муфт по ГОСТ 5006-55

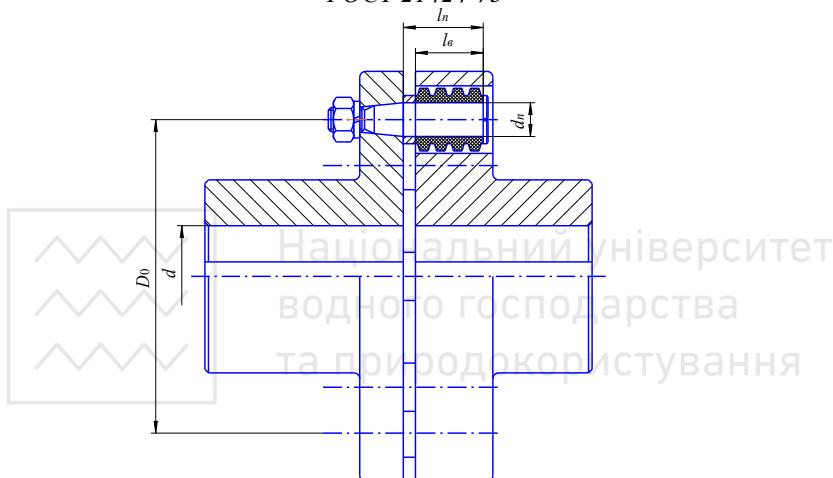


№ муфти	$d, \text{мм}$	$M_p, \text{Нм}$	$b, \text{мм}$	$m, \text{мм}$	$z$	Діаметр гальмів- ного шківа, $\text{мм}$
4	75	5600	25	3	48	300
5	90	8000	25	3	56	300
6	105	11800	30	4	48	400
7	120	19000	35	4	56	400
8	140	23600	35	4	62	400
9	160	30000	35	5	46	500



Таблиця Д9

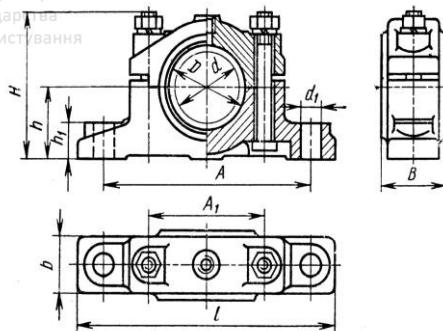
**Основні технічні характеристики пружинних втулково-пальцевих муфт по  
ГОСТ 21424-75**



$d, \text{мм}$	$M_p, \text{Нм}$	$D_0, \text{мм}$	$z$	$d_n, \text{мм}$	$l_n, \text{мм}$	$l_e, \text{мм}$
32, 36	250	100	6	14	33	27
40, 45	500	120	6	18	42	35
50, 56	710	140	8	18	42	35
63, 71	1000	170	10	18	42	35
80, 90	2000	242	10	30	66	56

Таблиця Д10

**Підшипники ковзання роз'ємні з двома болтами**



Номінальний діаметр валу $d$	Діаметр розточки під вкладиш $D$	$d_1$	$B$	$b$	$H$	$h$	$h_1$	$L$	$A$	$A_1$	Маса, кг	Болт для виконання I	Шпилька для виконання II	
25	28-34													
28	32-36	11	26	22	68	32	15	140	115	60	0,56	M8×60	M8×35	
30	34-38													
32	36-40													
35	38-45	13	32	28	85	42	18	165	135	75	0,99	M10×75	M10×45	
36	40-45													
40	45-50	13	40	36	90	45		170	140	80	1,42	M10×80	M10×45	
45	50-55		45	40	100		50	175	145	85	1,8	M10×90	M10×50	
50	55-60	17	50		102			200	160	90	2,35	M12×90		
55	60-65		55	45	112	55		210	170	95	3,27	M12×100	M12×55	
60	65	65-70	60	50	118	60	25	240	190	100	4,07	M16×110	M16×65	
		70-75	65	55	125	65		250	200	110	4,41	M16×120		
70	75	75-85	22	70	60	135	70	30	260	210	120	5,75	M16×125	
		85-90		75	65	145	75		270	220	130	6,86	M16×130	M16×70
80	90	90-95	26	80	70	158	80	35	290	240	140	8,74	M20	M20×80
		100-105		90	80	168	84		300	250	150	10,41		M20×85
100		110-115	32	105	90	180	90	45	340	280	160	14,05	M24×160	M24×90
				115	100	190	95		350	290	170	15,86	M24×170	M24×95

Таблиця ДІІ

**Рекомендований хід натяжного пристрою**

Конвеер горизонтально-замкнутий із гусеничним приводом		Конвеер з приводом від зірочки	
Ширина платформи, мм	хід, мм	Крок ланцюга, мм	хід, мм
320	400	100	200



водно-подарст ва та прикористування	400 500 650 800 1000 1250	400 500 650 800 800 500 630 800 800 1000	125 160 200 250 320 400 500 800 800 1000
--	--	---	---

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Вибір згідно завдання схеми траси конвеєра і вихідних даних до розрахунку.....	4
2. Розробка загальної конструкції конвеєра та вибір нормативних значень його параметрів.....	5
3. Визначити необхідну розрахункову швидкість конвеєра.....	6
4. Визначення розрахункової масової продуктивності конвеєра.....	6
5. Тяговий розрахунок конвеєра.....	6
6. Вибір тягового органу згідно розрахункової сили та його перевірочний розрахунок.....	8
7. Вибір типу зірочки приводу тягового ланцюга та визначення її геометрических розмірів.....	10
8. Розробка конструкції та розрахунки ходових опорних органів ...	11
9. Розробка конструкції та розрахунок приводного пристрою конвеєра (приводної станції).....	12
10. Розробка конструкції та розрахунок натяжного пристрою конвеєра (натяжної станції).....	15
11. Розробка конструкції станини (основи) конвеєра та компоновка станини з приводною та натяжною станціями.....	16
Література.....	17
Додатки.....	18