

**УДК 621**

## **РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ**

*Іванов Г.О., канд. техн. наук, доцент*

*Полянський П.М., канд. екон. наук, доцент*

*Миколаївський національний аграрний університет*

*Представлені кінематичні схеми механізмів підйому вантажу та наведено порядок розрахунку механізму підйому: вибір поліспасти; вибір вантажного каната; розрахунок кріплення каната до барабана; вибір гака по ГОСТ 6627-74; розрахунок розмірів блоків та барабана; розрахунок елементів підвіски; визначення потужності двигуна, його вибір та перевірка за нагріванням і часом пуску; визначення загального передаточного числа механізму та вибір редуктора і муфт; визначення гальмівного моменту, вибір гальма за каталогом, перевірочний розрахунок розмикаючих та замикаючих пристроїв; вибір приладів безпеки.*

*The kinematic schemes of the mechanisms of lifting the load are presented and the order of calculation of the lifting mechanism is given: the choice of the hoist; choice of cargo rope; calculation of rope attachment to the drum; choice of a hook according to GOST 6627-74; calculation of block and drum sizes; calculation of suspension elements; determination of engine power, its selection and check for heating and start-up time; determination of the total gear ratio of the mechanism and the choice of gearbox and couplings; determination of braking torque, selection of brakes according to the catalog, test calculation of opening and closing devices; selection of safety devices.*

Кінематичні схеми механізмів підйому вантажу наведено на рис 1.

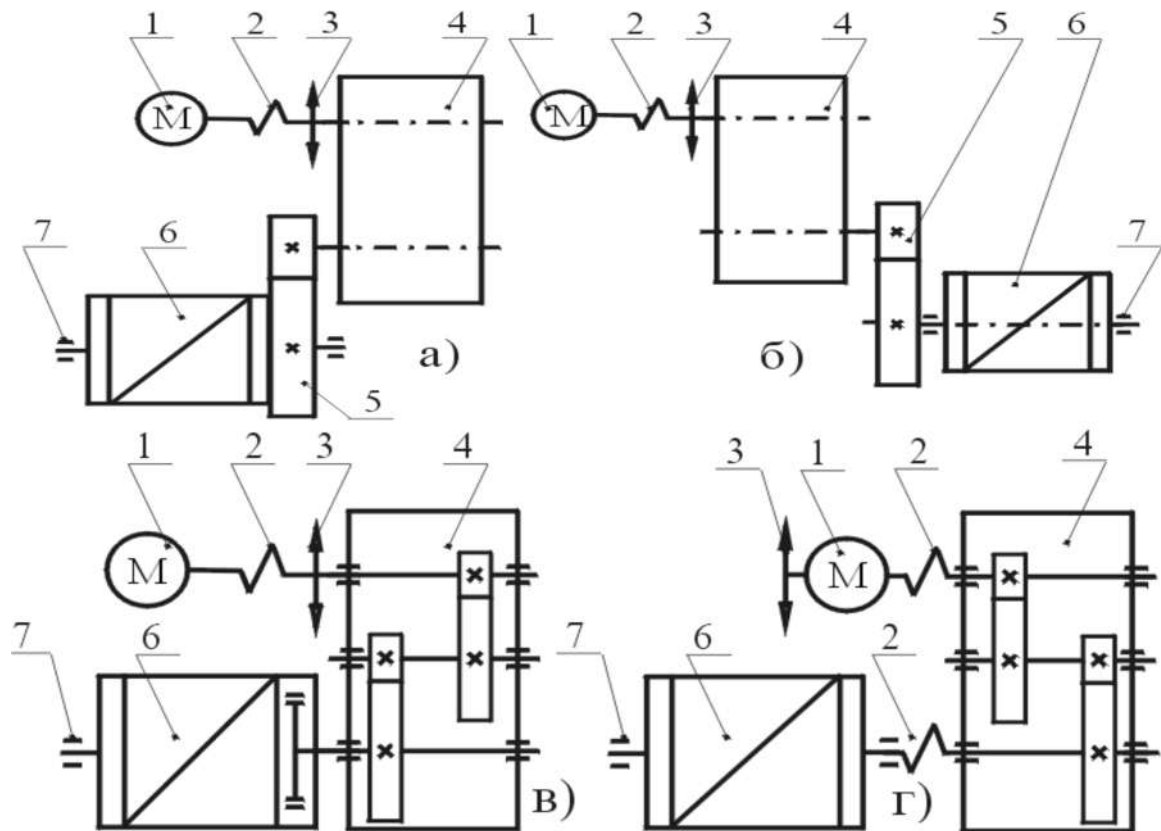


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів підйому

1 – електродвигун; 2-муфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – відкрита зубчаста передача; 6 – барабан; 7 – опора.

В схемах а і б (рис. 1) передача крутного моменту на барабан здійснюється відкритою зубчастою передачею. В схемі (а) зубчасте колесо закріплене на барабані, який обертається на нерухомій осі.

В схемі (б) зубчасте колесо, закріплене на валу, який передає крутний момент на барабан. В цих схемах редуктор має відносно невеликі розміри. Монтаж і експлуатація механізму прості; однак, використання у приводі відкритих зубчастих передач знижує надійність, довговічність та безпеку роботи. Тому вони використовуються у тих випадках, коли швидкість підйому невелика, або мають місце труднощі при виборі стандартного редуктора.

Більш широке використання в конструкціях сучасних кранів знайшли приводи за схемами (в) і (г).

За схемою (в) привод компактний по ширині. Вал редуктора та вісь барабана встановлюються на двох опорах. Тихохідний вал редуктора має на кінці зубчасту напівмуфту, яка передає крутний момент на барабан через зубчасту напівмуфту, владнану в барабан. Переваги цієї конструкції: компактність, блочність, статична визначеність. Недоліком цієї схеми є мала доступність для огляду вузла з'єднання редуктора з барабаном. Ця схема широко застосовується для механізмів підйому мостових і консольних кранів. Схема (г) також має переваги: зручність монтажу і обслуговування, блочність складання та використання типових редукторів і вузлів барабана, значно спрощує виготовлення і складання механізмів на підприємстві.

**Вихідні дані для розрахунку:** вантажопідйомність  $Q$ , т; висота підйому вантажу  $H$ , м; швидкість підйому  $V_v$ , м/с; група режиму роботи механізму.

**Вибір кінематичної схеми:**

В кранобудуванні знайшли широке використання кінематичні схеми механізмів підйому, які показані на рис. 1.

Рекомендується наступний порядок розрахунку механізму підйому:

вибір поліспасти; вибір вантажного каната; розрахунок кріплення каната до барабана; вибір гака по ГОСТ 6627-74; розрахунок розмірів блоків та барабана; розрахунок елементів підвіски; визначення потужності двигуна, його вибір та перевірка за нагріванням і часом пуску; визначення загального передаточного числа механізму та вибір редуктора і муфт; визначення гальмівного моменту, вибір гальма за каталогом, перевірочний розрахунок розмикаючих та замикаючих пристроїв; Вибір приладів безпеки.

**Вибір схеми та кратності поліспасти.** Рекомендується використовувати одинарні (прості) поліспасти у механізмах підйому стрілових кранів, які мають відхиляючі блоки, та здвоєні поліспасти для механізму підйому мостових, козлових та консольних кранів, розташованих на візках.

Кратність поліспасти вибирається такою, щоб зусилля натягу однієї гілки каната не перевищувало 50 кН.

Для кранів загального призначення маємо таку залежність:

$Q, \text{ т}$	5	10...15	20...30	40...50	75...125
$i_n$	2	2...3	3...4	4...5	5...6

Після вибору поліспасти викреслюється його схема і визначається коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n}, \quad (1)$$

де  $\eta = 0,98$  - ККД блоку на підшипниках кочення;  $i_n$  - кратність поліспасти.  $n$  – кількість блоків.

**Вибір вантажного каната.** У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям  $F_{розр}$ :

$$F_{розр} = K \cdot F_{max} \leq [F]_{розр}. \quad (2)$$

Тут  $K$  - коефіцієнт запасу міцності каната (табл.1);  $F_{max}$  - найбільше зусилля в канаті, Н:

$$F_{max} = \frac{10^4 (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m}, \quad (3)$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03) Q, \quad (4)$$

де  $Q$  - маса вантажу, т;

$G_n$  - маса підвіски, т;

$a$  - кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$m$  - кількість відхиляючих блоків.

Таблиця 1. Найменший допускний коефіцієнт запасу міцності канатів  $K$ 

№ п/п	Канати	Група режимів роботи	Режим роботи	$K$
1	Вантажні та стрілові	1М-3М 4М 5М 6М	Р	4,0
			Л	5,0
			С	5,5
			В	6,0
			ДВ	6,0
2	Розтяжки стріл			3,5
3	Тягові, які використовуються на кранах			4,0
4	Веж і опор кранів			5,0

Канати вибирають за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80, ГОСТ 766-80 (табл. Д 1 [1]).

**Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.** Виконати ескіз кріплення каната до барабана. Накладки та гвинти для кріплення каната приймаються за табл. Д. 2.

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (5)$$

де  $e = 2,72$  - основа натурального логарифма;

$f = 0,16$  - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3\pi$  (1,5 витка) - кут обхвату барабана додатковими гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_p},$$

де  $d_1$  - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50..60$  МПа - допускне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

Кількість гвинтів  $Z$  приймається не менше як два.

## 6 Вибір гака:

Гак вибирають за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Звичайно приймають кований однорогий гак за ГОСТ 6627-74 (табл. Д. 3). Необхідно виконати ескіз гака з основними розмірами.

## 7 Розрахунок розмірів блоків та барабана:

Мінімально допускний діаметр блоків та барабана по центру каната:

$$D_{min} = e \cdot d_K, \quad (6)$$

де  $d_K$  - діаметр каната, мм;

$e$  - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи (табл. 2).

Таблиця 2. Коефіцієнт «е» вибору діаметру барабану, «е<sub>1</sub>» - вантажного блоку та «е<sub>2</sub>» - зрівноважувального блоку

Група режиму роботи	Режим роботи	е	е <sub>1</sub>	е <sub>2</sub>
1М	Л	14	16	12,5
2М		16	18	14
3М		18	20	14
4М	С	20	22,4	16
5М	В	22,4	25	16
6М	ДВ	25	28	18

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H_i}{\pi D} + 4,5, \quad (7)$$

де  $H$  - висота підйому вантажу, м;

$D$  - діаметр барабана по центру каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Zp, \quad (8)$$

де  $p \geq 1,1d_k$  - крок нарізки на барабані, мм.

Загальна довжина барабану, мм:

При одинарному поліспасти:

$$L = l + b + \delta_p, \quad (9)$$

при здвоєному поліспасти:

$$L = 2l + 2b + c, \quad (10)$$

де  $b = 3p$  - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$  - товщина реборди;

$c$  - довжина гладкої частини між нарізками,  $c = 70 \dots 120$  мм.

Товщину стінки барабана приймають, мм, для:

барабана з чавуну:

$$\delta = 0,02D + (6 \dots 10); \quad (11)$$

сталевого барабана:

$$\delta = 0,01D + 3, \quad \text{або} \quad \delta \approx 1,2d_k. \quad (12)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів  $\delta \geq 12$  мм.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta_p \cdot p} \leq [\sigma]_{CT}, \quad (13)$$

для барабанів з чавуну СЧ 15, СЧ 18, СЧ 21  $[\sigma]_{CT} = 70 \dots 90$  МПа;

для барабанів зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ  $[\sigma]_{CT} = 120$  МПа.

**Розрахунок елементів підвіски.** Для розрахунку підвіски треба викреслити ескіз підвіски з розрізом по осі блоків. Висота гайки гака приймається рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру  $D_n$  упорного підшипника. Упорний підшипник гака

вибирають за статичною вантажопідйомністю  $C_0 = 1,2Q$  і діаметром шийки гака.

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю  $C$ , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_0}{1745}} \leq [C]_{ВП}; \quad C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_0 L_{10h}}{10^6}} \leq [C]_{ВП}, \quad (14)$$

де  $P_E$  - еквівалентне навантаження на підшипник, Н.

$$P_E = 1,2F_{max} K_Q K_V K_d, \quad (15)$$

$K_Q$  - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ( $K_Q = 0,55$  для 3М та 4М,  $K_Q = 0,79$  для 5М, 6М);

$K_V$  - коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці  $K_V = 1,35$ ;

$K_d$  - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому  $K_d = 1,2$ ;

$n_0$  - частота обертання блока, хв.<sup>-1</sup>;

$\omega_0$  - кутова швидкість блока, с<sup>-1</sup>;

$$n_0 = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D}; \quad \omega_0 = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D}, \quad (16)$$

де  $V_B$  - швидкість підйому вантажу, м/с;

$i_n$  - кратність поліспасти;

$L_{h10}$  - ресурс служби підшипника, год. (табл. 3);

$D$  - діаметр блока по осі каната, м.

Таблиця 3. Термін служби підшипників

Група режиму роботи	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Режим роботи	Л	С	В	ДВ
Термін служби, год	1000	3500	5000	10000

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. У нормальних підвісках (рис. 2) розраховують вісь блока, поперечину (траверсу) та сережку.

Розрахована відстань  $A$  між опорами блока та поперечини, мм:

$$A = Z \cdot B_{0l} + 2\delta_1 + \delta_2, \quad (17)$$

де  $Z$  - кількість блоків на осі;

$B_{0l}$  - ширина блока, мм;  $B_{0l} = 4\sqrt{D}$ ;

$D$  - діаметр блока по осі каната, мм;

$\delta_1$  - товщина стінки кожуха;  $\delta_1 = 3...5$  мм;

$\delta_2$  - товщина сережки;  $\delta_2 = 8...20$  мм.

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока, Н·м:

$$M = Z \cdot F_{max} \left( \frac{A}{2} - K \frac{B_{\text{бл}}}{Z} \right), \quad (18)$$

де  $Z$  - число блоків на осі;

$F_{max}$  - максимальна сила в канаті, Н;

$K$  - допоміжний коефіцієнт, який залежить від числа блоків на осі.

$Z$	1	2	3	4	5
$K$	0	1	2	4	6

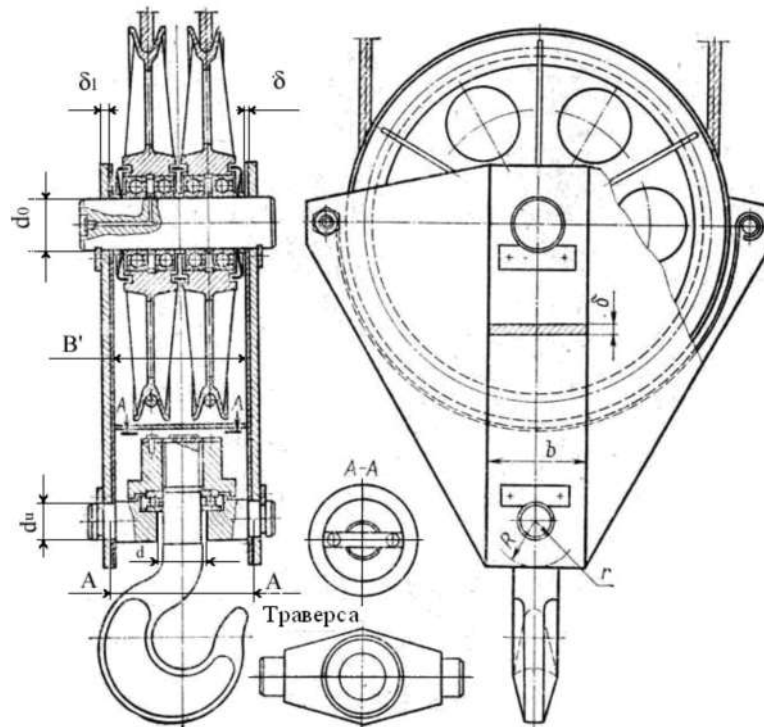


Рис. 2. Нормальна гакова підвіска

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока, Нм:

$$M = Z \cdot F_{max} \left( \frac{A}{2} - K \frac{B_{\text{бл}}}{Z} \right), \quad (19)$$

де  $Z$  - число блоків на осі;

$F_{max}$  - максимальна сила в канаті, Н;

$K$  - допоміжний коефіцієнт, який залежить від числа блоків на осі.

$Z$	1	2	3	4	5
$K$	0	1	2	4	6

Діаметр осі блока, мм:

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]_{зг}}}, \quad (20)$$

де  $[\sigma]_{зг}$  - допускане напруження згину, МПа (для осей з Ст.5, сталі 40  $[\sigma]_{зг} = 100$  МПа).

Розрахункова висота поперечини, мм:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{зг}}}, \quad (21)$$

де  $M$  - згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини, Н·м;

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4}, \quad (22)$$

де  $Q$  - маса вантажу, т;

$A$  - розрахована довжина поперечини, мм;

$B$  - ширина поперечини, мм;

$d_o$  - діаметр отвору у поперечині під шийку гака, мм;

$[\sigma]_{зг}$  - допускне напруження згину;

$[\sigma]_{зг} = 90 \dots 100$  МПа (для сталі 45).

Сережку підвіски перевіряють у перерізі, послабленому отвором під вісь блока або під цапфу поперечини, по напруженням розтягу, МПа:

$$\sigma_p = \frac{10^4 Q}{2(B - d_o)\delta_2} \leq [\sigma]_p = 100 \text{ МПа}, \quad (23)$$

Отвір у сережці перевіряють по напруженням на зминання, МПа:

$$\sigma_{зМ} = \frac{10^4 \cdot Q}{2 \cdot d_o \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{зМ} = 100 \text{ МПа}, \quad (24)$$

де  $B$  - ширина сережки, мм;

$d_o$  - діаметр отвору під вісь блока або під цапфу поперечини, мм;

$\delta_2$  - товщина сережки, мм.

Для скороченої підвіски мінімальна висота поперечини, розраховується за формулою (20),  $M$  за формулою (21) де:

$$A = B^1 + 4\sqrt{D_{\text{ол}}(i_n - 1)};$$

$$B^1 = (1,2 \dots 1,4)B, \text{ мм}; \quad B = D_n + 10 \dots 20, \text{ мм};$$

де  $i_n$  - кратність поліспасти;  $D$  - зовнішній діаметр упорного підшипника гака, мм.

Діаметр цапфи поперечини під підшипники блоків, мм:

$$d_u = 10 \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}}, \quad (25)$$

де  $M_1$  - згинаючий момент у небезпечному перерізі цапфи, Н·м:

$$M_1 = F_{\text{max}} B_{\text{ол}} \cdot 10^{-3}, \quad \text{при} \quad i_n = 2;$$

$$M_1 = F_{\text{max}} B_{\text{ол}} \cdot i_n \cdot 10^{-3}, \quad \text{при} \quad i_n = 4.$$

**Розрахунок потужності двигуна, його вибір.** Перевірка на нагрівання:

Для приводу кранів циклічної дії при потужності двигуна менше 1,5 кВт або при управлінні з підлоги вибирають двигуни типу 4АС підвищеного ковзання; при потужності більше 1,5 кВт або при управлінні з кабіни кранові - двигуни типу МТФ або МТКФ. Синхронна частота обертання:  $n_c = 1000$  об/хв. – найбільш раціональна і переважна;  $n_c = 750$  об/хв. – в крайньому разі;  $n_c = 1500$  об/хв. – нераціональна, застосувати при відсутності двигуна необхідної потужності з  $n_c = 1000$  об/хв.

Електродвигун вибирається з каталогу по статичній потужності, кВт:



$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} V_n}{\eta_3}, \quad (26)$$

де

$$Q_{max} = (Q + G_n), \text{ Т}$$

$V_n$  - швидкість підйому вантажу, м/с;

$\eta_3$  - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_P \cdot \eta_M$  - ККД, відповідно, поліспасти, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають  $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$ .

З каталогу (табл. Д4, Д5) вибрати двигун: його тип, потужність  $P_{\delta}$ , частоту обертання  $n_{\delta}$  при заданому режимі роботи, момент інерції ротора  $I_P$  (кгм<sup>2</sup>), максимальний крутний момент  $T_{max}$  (Н·м). Габаритні розміри двигунів наведені в таблиці 2.3 [2].

Допускається приймати:  $P_{\delta} = (0,85 \dots 0,9) P_{CT}$ .

Потужність вибраного двигуна перевіряють за нагріванням:

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}, \quad (27)$$

де  $K_{25}$  - коефіцієнт приведення потужності,  $K_{25} = 0,5; 0,75; 1,0$ , відповідно, для 1М – 3 М, 4М та 5М режимів роботи;

$\gamma = 0,86$  - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

$P_{25}$  - потужність двигуна при ПВ 25%.

**Вибір редуктора.** Передаточне відношення механізму підйому:

$$U^I = \frac{n_{\delta}}{n_6}, \quad (28)$$

де  $n_6 = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D}$  - частота обертання барабана, об/хв.;  $V_n$  - швидкість підйому вантажу, м/с;  $D$  - діаметр барабана по осі каната, м.

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи (табл. III.4.2 – III.4.15 [2]).

Редуктор належить вибрати так, щоб відхилення  $\Delta V$  фактичної швидкості підйому  $V_{\phi}$  від заданої  $V$  не перевищували  $\pm 5\%$ :

$$\Delta V = \frac{V_{\phi} - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% . \quad (29)$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Нм:

$$T_{GP} = \psi \cdot T_P, \quad (30)$$

де  $T_P$  – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

$\psi$  - кратність пускового моменту,

Група режиму роботи	М1-М3	М4	М5	М6
Кратність $\psi$	1,25	1,6	2,0	2,5

Для механізму підйому найбільш поширені типи циліндричних редукторів Ц2, РМ, конічно-циліндричних редукторів КЦ1 з вихідним кінцем тихохідного вала у вигляді зубчастої муфти (для табл. III.4.4, III.4.7, III.4.12 [2]).

## ЛІТЕРАТУРА

1. Підйомно-транспортні машини / Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс дисципліни для підготовки фахівців з освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» в аграрних вищих навчальних закладах III-IV рівнів акредитації з напрямку: 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» за вимогами кредитно-модульної системи // І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, В. В. Підлісний, Г. О. Іванов та ін. Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О. В., Абетка, 2014. – 368 с.

2. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Минск.: Вища школа, 1983. – 350 с.