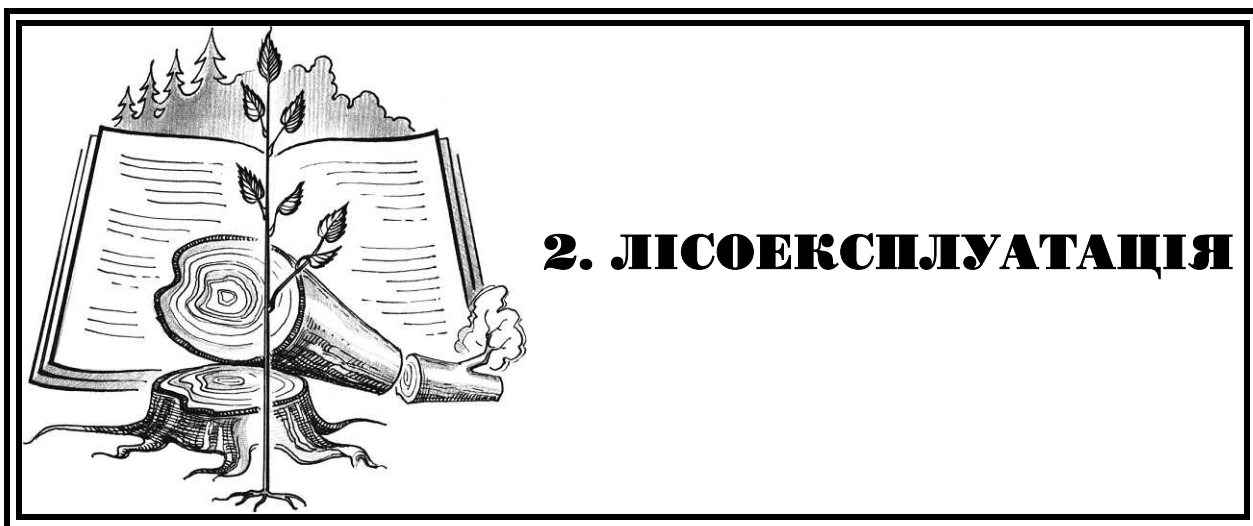




2. ЛІСОЕКСПЛУАТАЦІЯ

УДК 631.358.21

*Проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук;
доц. О.М. Удовицький, канд. техн. наук;
доц. П.П. Нахаєв, канд. техн. наук; інж. О.Т. Ковальчик;
студ. Я.Й. Воробець – НЛТУ України*

ВИБІР СХЕМ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ПРИВОДНИХ ВАЛІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Запропоновано форми поперечних перерізів валів для приводів гвинтових конвеєрів та визначено їх жорсткості.

*Prof. M.P. Martynciv; doc. O.M. Udovychuk; doc. P.P. Nachaev;
engin. O.T. Kovalchuk; stud. Ya.Yo. Vorobec – NUFWT of Ukraine*

Choice of charts and calculation of rigidity of screw drive shafts conveyors

It is offered shafts cross sections forms for drives of screw conveyors and defined their rigidity.

Технічні засоби неперервного транспортування матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність праці та ефективність виробництва в багатьох галузях промисловості [1-5]. Гвинтові конвеєри знайшли широке застосування за рахунок таких переваг: простота конструкції та обслуговування; надійність в експлуатації; герметичність; незначні габаритні розміри; можливість розвантаження в будь-якому місці.

Недоліками таких транспортерів є підвищені енерговитрати, внаслідок тертя транспортованого вантажу з жолобом і поверхнею основи; обмежена довжина магістралі транспортування та ін. Діаметр і крок шнека вибирають залежно від запропонованої продуктивності та фізико-механічних властивостей матеріалу [6].

Перспективним є робочий орган гвинтового конвеєра [7] (рис. 1), який складається із окремих гвинтових секцій 3. Кожна секція виконана у вигляді двох циліндричних втулок 10, з'єднаних між собою прутками 1, до яких кріпиться гвинтове ребро 2. У втулках однієї секції виконано наскрізні отвори 5, центральні осі яких розташовані взаємно-перпендикулярно. У наскрізних от-

ворах втулок встановлено антифрикційні фігурні втулки 6, між торцевими поверхнями яких розташовані квадратні вальці 4, 7. В отворах антифрикційних втулок 6, 8 і отворах вальця встановлено циліндричні пальці 9.

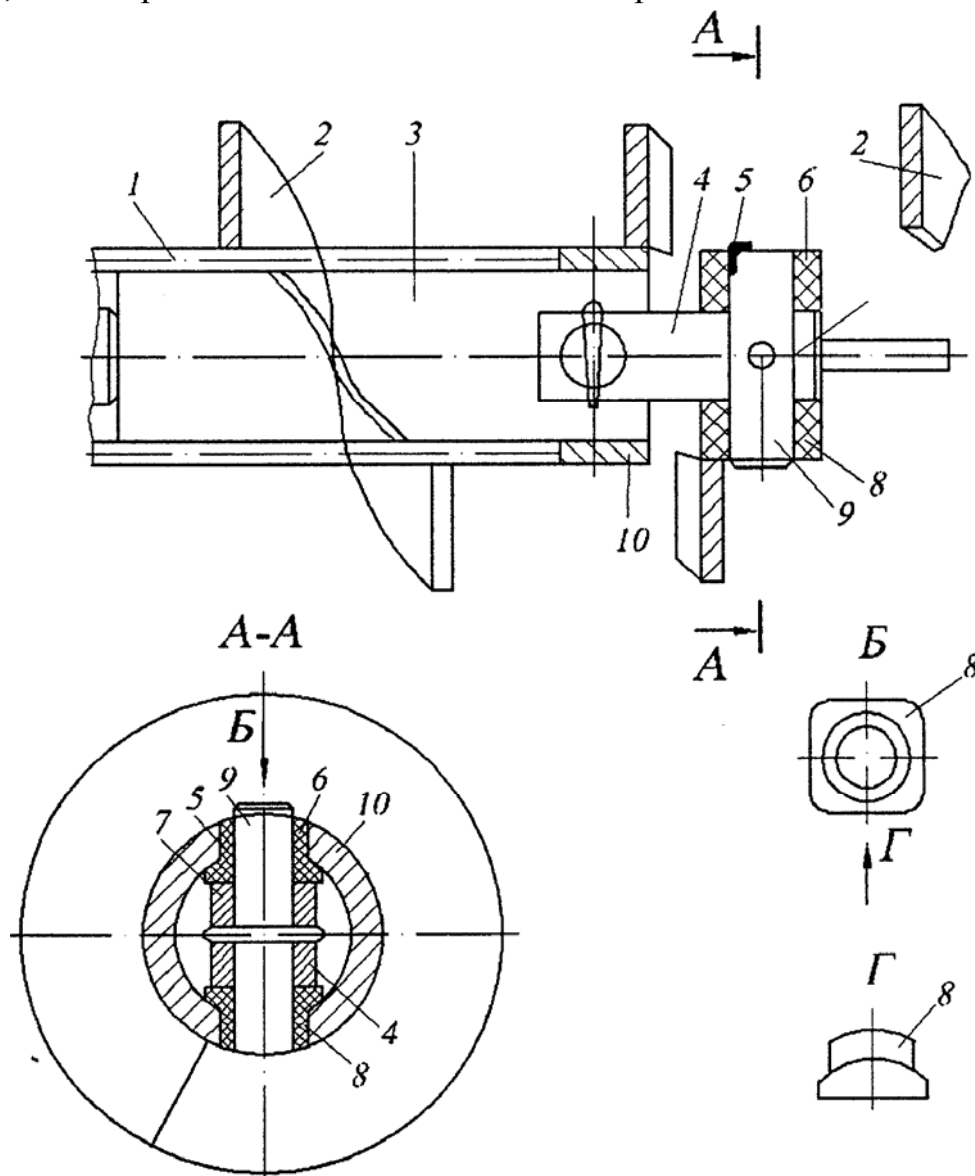


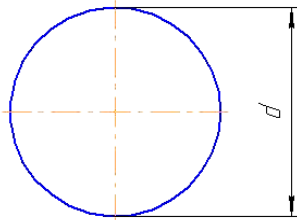
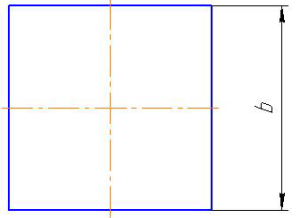
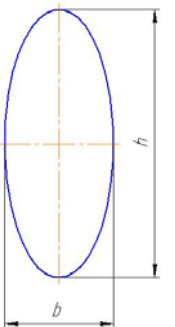
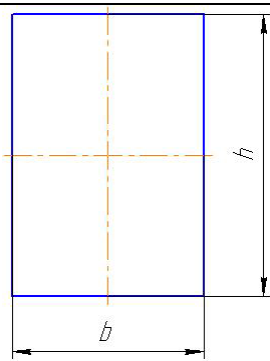
Рис. 1. Робочий орган гвинтового конвеєра

При обертанні робочого органа крутний момент з вальця через пальці та антифрикційну втулку передається на кільце. Далі від циліндричного кінця крутний момент через гвинтове ребро і прутки передається на іншу циліндричну втулку тощо. Процес повторюється.

Основним робочим органом таких конвеєрів є вали. Для кріплення робочих органів зниження металомісткості конвеєрів важливо забезпечити стабільну міцність і жорсткість вала, що передає крутний момент на всій його довжині. Тому актуальною є задача вибору форм поперечних перерізів валів, що передають крутний момент. Проведемо порівняльний аналіз жорсткості валів різних форм поперечного перерізу при крученні. У табл. 1 наведено основні залежності для визначення моментів опору та інерції перерізів різних форм.

Коефіцієнт α та β залежать від співвідношення h/b і вибирається згідно з рекомендаціями [8].

Табл. 1. Геометричні характеристики перерізів

Форма перерізу	Площа	Момент опору	Момент інерції
	$A = \frac{\pi d^2}{4}$	$W_k = \frac{\pi d^3}{16}$	$j_k = \frac{\pi d^4}{32}$
	$A = b^2$	$W_k = \alpha b^3$	$j_k = \beta b^4$
	$A = \frac{\pi hb}{4}$	$W_k = \frac{\pi b^2 h}{16}$	$j_k = \frac{\pi hb}{64}(h^2 + b^2)$
	$A = bh$	$W_k = \alpha hb^2$	$j_k = \beta hb^3$

Кінцеві формули для визначення максимальних дотичних напружень $\tau_{\max}$, відносного кута закручування θ і повного кута закручування φ вала довжиною l мають вигляд:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{kp}}{W_k}; \quad (1)$$

$$\theta = \frac{T_{kp}}{G \cdot J_k}; \quad (2)$$

$$\varphi = \frac{T_{kp} \cdot l}{G \cdot J_k}. \quad (3)$$

У наведених формулах J_k та W_k – деякі геометричні характеристики, які умовно називають моментом інерції і моментом опору при крученні. Для обчислення моментів інерції та моментів опору використовуємо ЕОМ, результати розрахунків наведено в табл. 2. Аналіз зміни моментів опору та інерції за-

Табл. 2. Значення основних геометричних характеристик для перерізів різних форм

	Круг			Квадрат			Прямокутник				Еліпс					
Пло- ща	Ді- аметр	М. опору	М. інерції	Сторо- на	М. опору	М. інерції	Сторони			М. опо- ру	М. інерції	Осі			М. опору	М. інерції
$A_x, \text{мм}^2$	$d, \text{мм}$	$W_k, \text{мм}^3$	$J_k, \text{мм}^4$	$b, \text{мм}$	$W_k, \text{мм}^3$	$J_k, \text{мм}^4$	$b, \text{мм}$	$h, \text{мм}$	h/b	$W_k, \text{мм}^3$	$J_k, \text{мм}^4$	$b, \text{мм}$	$h, \text{мм}$	h/b	$W_k, \text{мм}^3$	$J_k, \text{мм}^4$
100	11,28	282,09	1591,549	10,00	208	1410	7,07	14,14	2	173,9483	1145	7,98	15,96	2	199,4711	1989,4368
400	22,57	2256,76	25464,79	20,00	1664	22560	14,14	28,28	2	1391,586	18320	15,96	31,92	2	1595,769	31830,989
700	29,85	5224,47	77985,92	26,46	3852,214	69090	18,71	37,42	2	3221,567	56105	21,11	42,22	2	3694,257	97482,403
1000	35,68	8920,62	159154,9	31,62	6577,538	141000	22,36	44,72	2	5500,727	114500	25,23	50,46	2	6307,831	198943,68
1300	40,68	13222,39	268971,9	36,06	9749,411	238290	25,50	50,99	2	8153,332	193505	28,77	57,54	2	9349,645	336214,82
1600	45,14	18054,07	407436,7	40,00	13312	360960	28,28	56,57	2	11132,69	293120	31,92	63,83	2	12766,15	509295,82
1900	49,18	23362,83	574549,3	43,59	17226,37	509010	30,82	61,64	2	14406,24	413345	34,78	69,56	2	16520,02	718186,68
2200	52,93	29109,12	770309,9	46,90	21463,34	682440	33,17	66,33	2	17949,57	554180	37,42	74,85	2	20583,26	962887,41
2500	56,42	35261,85	994718,4	50,00	26000	881250	35,36	70,71	2	21743,53	715625	39,89	79,79	2	24933,89	1243338
2800	59,71	41795,75	1247775	52,92	30817,71	1105440	37,42	74,83	2	25772,54	897680	42,22	84,44	2	29554,06	1559718,4
3100	62,83	48689,76	1529479	55,68	35900,94	1355010	39,37	78,74	2	30023,59	1100345	44,42	88,85	2	34428,86	1911848,8
3400	65,80	55925,96	1839831	58,31	41236,49	1629960	41,23	82,46	2	34485,66	1323620	46,52	93,05	2	39545,63	2299788,9
3700	68,64	63488,88	2178831	60,83	46812,94	1930290	43,01	86,02	2	39149,18	1567505	48,53	97,07	2	44893,42	2723539
4000	71,36	71364,96	2546479	63,25	52620,3	2256000	44,72	89,44	2	44005,82	1832000	50,46	100,93	2	50462,65	3183098,9
4300	73,99	79542,23	2942775	65,57	58649,73	2607090	46,37	92,74	2	49048,17	2117105	52,32	104,64	2	56244,85	3678468,6
4600	76,53	88009,96	3367719	67,82	64893,33	2983560	47,96	95,92	2	54269,63	2422820	54,12	108,23	2	62232,44	4209648,2
4900	78,99	96758,51	3821310	70,00	71344	3385410	49,50	98,99	2	59664,26	2749145	55,85	111,70	2	68418,6	4776637,7
5200	81,37	105779,20	4303550	72,11	77995,29	3812640	50,99	101,98	2	65226,66	3096080	57,54	115,07	2	74797,16	5379437,1
5500	83,68	115063,90	4814437	74,16	84841,31	4265250	52,44	104,88	2	70951,92	3463625	59,17	118,35	2	81362,47	6018046,3
5800	85,93	124605,50	5353972	76,16	91876,69	4743240	53,85	107,70	2	76835,53	3851780	60,77	121,53	2	88109,36	6692465,4
6100	88,13	134397,10	5922155	78,10	99096,45	5246610	55,23	110,45	2	82873,34	4260545	62,32	124,63	2	95033,08	7402694,3
6400	90,27	144432,50	6518986	80,00	106496	5775360	56,57	113,14	2	89061,51	4689920	63,83	127,66	2	102129,2	8148733,1
6700	92,36	154706,00	7144465	81,85	114071,1	6329490	57,88	115,76	2	95396,47	5139905	65,31	130,62	2	109393,7	8930581,7
7000	94,41	165212,20	7798592	83,67	121817,7	6909000	59,16	118,32	2	101874,9	5610500	66,76	133,51	2	116822,7	9748240,3
7300	96,41	175946,00	8481367	85,44	129732,2	7513890	60,42	120,83	2	108493,7	6101705	68,17	136,34	2	124412,6	10601709
7600	98,37	186902,60	9192790	87,18	137810,9	8144160	61,64	123,29	2	115249,9	6613520	69,56	139,12	2	132160,1	11490987
7900	100,29	198077,80	9932860	88,88	146050,8	8799810	62,85	125,70	2	122140,8	7145945	70,92	141,84	2	140062,1	12416075

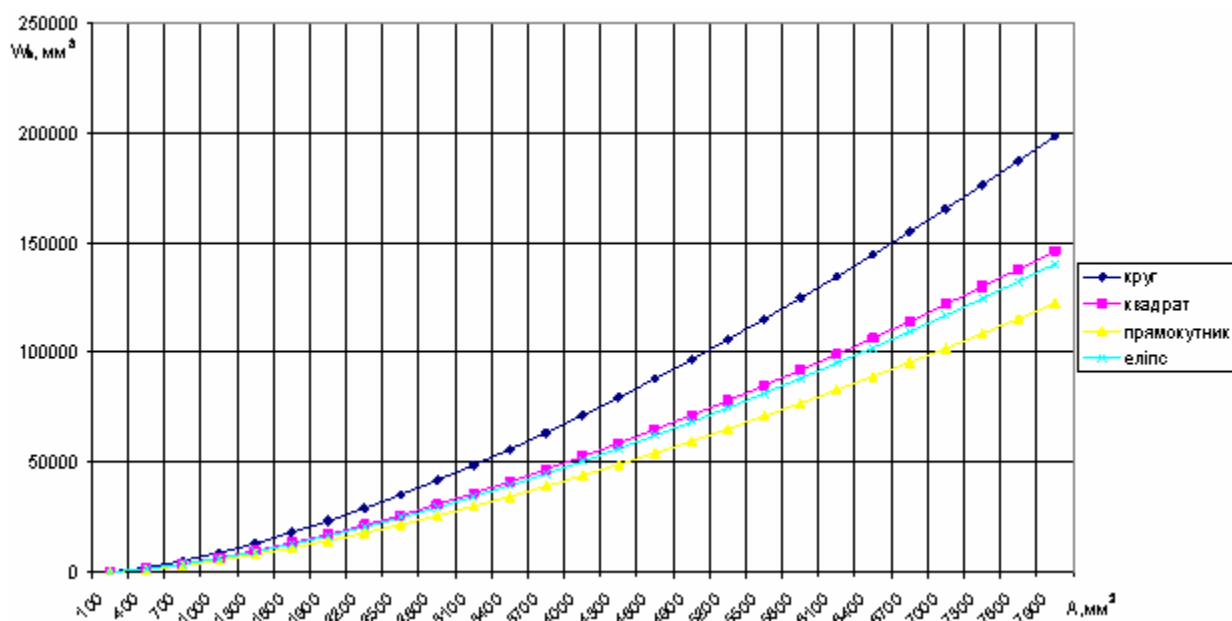


Рис. 2. Графік зміни моментів опору від площі перерізу

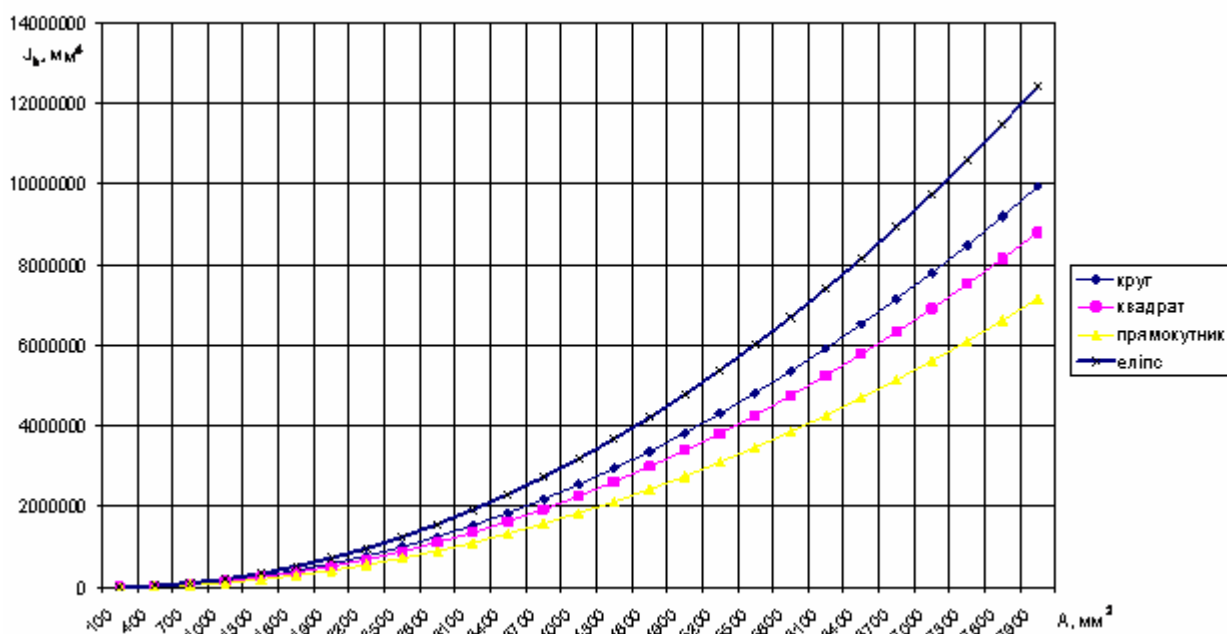


Рис. 3. Графік зміни моментів інерції від площі перерізу

лежно від форми поперечного перерізу наведено на рис. 2, 3. Для наведених перерізів аналіз виконувався при однаковій площі.

Із графіків видно, що при площі перерізу до 1000 мм² значення моментів опору та інерції майже збігаються. Із збільшенням площі істотно зростає момент опору (тобто міцність) квадратних перерізів, та момент інерції (тобто жорсткість) трикутних перерізів. Такий аналіз дасть змогу вибрати раціональну форму перерізу ведучих валів гвинтових конвеєрів.

Література

1. **Иванченко Ф.К.** Конструкции и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища шк., 1988. – 426 с.
2. **Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.М.** Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. – М.: Колос, 1978. – 264 с.
3. **Зенков Р.Л., Иванов Н.И., Колобов Л.И.** Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

4. **Конвейеры:** Справочник/ Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.

5. **Механізми з гвинтовими пристроями/** Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчук. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.

6. **Конвейеры:** Справочник/ Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.

7. **Гевко Б.М., Рогатинський Р.М.** Винтовые передающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Вища шк. Изд.-во при Львовском ин-те, 1989. – 176 с.

8. **Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.** Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наук. думка, 1988. – 734 с.

УДК 630.37

*Доц. Л.О. Тисовський, канд. техн. наук;
аспір. І.М. Рудько – НЛТУ України*

ПОРІВНЯННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСНОГО КАНАТА ПІДВІСНОЇ СИСТЕМИ, ЗАВАНТАЖЕНОГО ВЛАСНОЮ ВАГОЮ

Наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень роботи несного каната однопрольотної підвісної установки, завантаженого власною вагою. Порівняно експериментальні дані із результатами теоретичного розрахунку у припущеннях, що кривими прогину каната є парабола і ланцюгова лінія. Отримано добре узгодження між результатами розрахунку та експерименту.

Doc. L.O. Tysovskiy, doctorate I.M. Rud'ko – NUFWT of Ukraine

Comparison of experimental and theoretical researches results of a bearing cable characteristic of the pendant system loaded by a self weight

Theoretical and experimental researches results of a work of a pendant onerun plant bearing cable are given in this article. Comparison of experimental data with results of theoretical calculation supposing, that curves of a cable deflection are a parabola and a chain line. The good coordination between calculation results and experiment is received.

Останнім часом особлива увага приділяється захисним і регулювальним функціям лісів, що сприяють збереженню динамічної рівноваги екологічних систем довкілля в гірських та рівнинних районах. З метою недопущення розвитку ерозійних процесів, збереження та відтворення лісового фонду, створення сприятливих умов для ведення лісового господарства, де вирубування лісу повинно здійснюватись винятково за умов дотримання екологічних та технологічних вимог [1]. Відповідно й заготівлю зрізаної деревини в гірських районах необхідно проводити способами і засобами, що дають змогу не тільки підвищити продуктивність, але й зберегти захисні функції лісу як одного з важливих компонентів біосфери.

Практика показала, що найбільш ефективними засобами механізації трелювання деревини в гірських умовах як у нас, так і за кордоном є підвісні канатні установки (ПКУ), які за показниками питомих витрат енергоспоживання та матеріаломісткості значно випереджують інші машини та механізми [2]. Тому підвісне транспортування деревини отримало широке застосування в багатьох країнах світу, що експлуатують гірські ліси, і проблема його подальшого удосконалення залишається актуальною і перспективною.