

де: p – частота збуджуючої сили, тобто частота коливання зусилля в канаті; ω – частота власних коливань елементів привода; n – параметр, що характеризує затування.

При роботі привода значний вплив на коливання має дисипація енергії, яка враховується коефіцієнтом n . Згідно з дослідженнями В.В. Матвєєва, параметр n можна визначити з виразу:

$$n = \sqrt{\omega_n^2 - \omega_0^2}, \quad (3)$$

де ω_n , ω_0 – відповідно початкова та дійсна частоти коливань окремого елементу. Значення ω_n , ω_0 визначалися для різних режимів роботи привода та різних його елементів, використовуючи отримані в процесі досліджень осцилограми.

Для дослідження коливань та характеру зміни динамічних зусиль в елементах привода при різних режимах роботи канатної установки в умовах, максимально наближених до виробничих, розроблено спеціальну експериментальну установку [3], схему якої наведено на рис. 2.

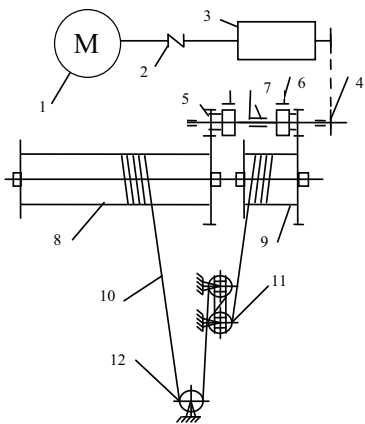


Рис. 2. Схема експериментальної установки: 1 – двигун; 2 – муфта з'єднання; 3 – коробка передач; 4 – ланцюгова передача; 5 – зубчаста передача; 6 – важіль; 7 – важіль включення барабанів привода; 8 – барабан вантажопідіймального канату; 9 – барабан зворотного канату; 10 – замкнутий канат; 11 – динамометрична каретка; 12 – тисовий блок

Періоди коливань елементів привода і зміни навантажень на барабани визначалися шляхом безпосередніх замірів на осцилограмах, враховуючи швидкість руху стрічки осцилографа та відмітки часу, що є на осцилограмі. Величину коефіцієнта динамічності можна визначити, проаналізувавши зміну періоду та частоти коливання окремих елементів на основі отриманих осцилограм.

Теоретичні значення динамічного коефіцієнту $\beta_{теор}$ визначено із залежності:

$$\beta_{теор} = \frac{1}{1 - p^2/\omega^2}, \quad (4)$$

тобто при $n=0$. При цьому значення ω визначено на основі теоретичних досліджень.

Значення p визначено на основі аналізу досліджень зміни зусиль в тягових та вантажопідіймальних канатах, наведених в роботах проф. Н.М. Белої та доц. Е.М. Матвєєва [4, 5].

Побудована експериментальна модель привода для проведення досліджень нестационарних процесів у механічній системі привода канатної установки, що виникають в період його роботи, дозволила виявити, що для установки з реальними технічними характеристиками коефіцієнт динамічності $\beta_{дин}$ значною мірою залежить від режиму роботи привода канатної установки. На основі отриманих даних побудовано графічні залежності $\beta=f(\omega)$ (рис. 3). Із графіків видно, що коефіцієнт динамічності значною мірою залежить від режимів роботи привода. При

усталеному режимі роботи $\beta=1.5...1.6$; при неусталених режимах β залежить від швидкості обертання і змінюється в межах $1.2 < \beta_{дин} < 2.23$. При максимальних значеннях коефіцієнт динамічності досягає $2.0...2.23$. Це потрібно враховувати при інженерних розрахунках окремих елементів привода.

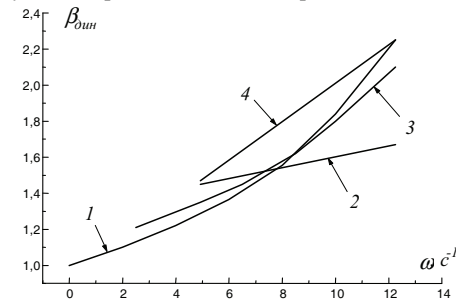


Рис. 3. Залежність коефіцієнта динамічності привода від швидкості обертання барабана: 1 – теоретична залежність; 2 – при встановленому режимі роботи; 3 – під час розгону двигуна; 4 – під час гальмування

Параметр n , що характеризує затування, дорівнює $1.5...2.5$, тобто для приводів такого типу практично відсутня можливість виникнення явища резонансу в процесі їх експлуатації.

Таким чином встановлено, що найбільші зусилля в елементах привода виникають на початку або в кінці роботи привода установки. Ці зусилля в $2.0...2.2$ рази перевищують зусилля при усталеному режимі роботи. При цьому коефіцієнт динамічності приводів залежить від режимів роботи в межах $1.5 < \beta_{дин} < 2.2$.

Література

1. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. Монографія. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
2. Удовіцький О.М. Патент В61 В7/00 а.с. No 24173А "Канатна установка". – 1998.
3. Удовіцький О.М. Установка для експериментальних досліджень роботи приводів канатних лісотранспортних систем // Науковий вісник: Збірник наук-технічних праць. – Львів: Престиж Інформ. – 1999, вип. 9.3 – С. 45-48.
4. Белая Н.М. Теоретические и экспериментальные исследования стальных канатов подвесных лесотранспортных установок: Автореф. дис. д-ра техн. наук./ Моск. лесотехн. ин-тут. – М., 1967. – 42 с.
5. Матвеев Э.Н. Динамика подъема и стопорения груза на подвесных канатных лесотранспортных установках: Дис. канд. техн. наук: 05.06.02. – Львов: ЛЛТИ, 1983. – 191 с.

УДК 622.242: 534-16

Аспір. В.М. Левринець* – НУ "Львівська політехніка"

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Наведено результати експериментальних досліджень гальмівних режимів роботи діючої бурової установки, обладнаної агрегатом ЗИФ-650М та щоглою МРУГУ-18/20, а та-

* наук. керівник – проф. С.В. Харченко, д.т.н.

кож результати розрахунку процесів гальмування вказаної установки. Проводиться порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних.

V. Lavrynes – NU "Львівська політехніка"

Comparative analysis of results experimental and analytical investigations of the braker modes of operation of drill unit

The results of experimental researches of the braker modes of operation of acting drill unit are reduced. It is arranged with the aggregate ЗИФ-650М and tubular derrick МРУГУ-18/20. Results of calculation of processes of braking of this drill unit also are reduced. The comparative analysis idealized and experimental data is conducted.

Процеси гальмування підйомної системи належать до найважчих і найбільш небезпечних режимів роботи бурової установки. Під час опускання бурової колони у свердловину виникають значні динамічні навантаження в бурових трубах, талевому канаті і опорах бурової щогли [1, 2, 5].

З метою вивчення навантаженості підйомної системи та висотної споруди в гальмівних режимах роботи установки проведено експериментальне дослідження процесів гальмування при спуску колони бурових труб в свердловину на діючій буровій установці НВП "Західукргеологія". Досліджувана установка обладнана буровим агрегатом ЗИФ-650М та щоглою МРУГУ-18/20. Методом тензометрування визначалися зусилля в талевому канаті і в ногах щогли, а також момент колодкового гальма лебідки. З метою підвищення точності досліджень виміри проводилися для кожного випадку щонайменше п'ять разів.

Для визначення динамічних зусиль в нижньому перерізі бурової щогли на поверхні її ніг наклеювалися тензодатчики на відстані 1 м від верхнього шарніру регульовального домкрату. Для визначення навантаження на талевий канат було використано пристрій, який сконструйовано таким чином, щоб перетворювати силу натягу каната в деформацію згину спеціальної вимірювальної балки, котра закріплювалася на вільній вітці канату.

Гальмівний момент бурового агрегату вимірювали за допомогою тензодатчиків, що були закріплені на пружній пластині гальма, яка втримує гальмівні колодки. Перевагою такого способу є можливість визначення гальмівного моменту без застосування перетворюючих пристроїв. Вимірювання зусиль в елементах установки проводилися при спуску в свердловину кожної свічки бурової колони довжиною 14,1 м. Максимальна довжина колони становила 510,43 м.

Для проведення експериментальних досліджень використовувався комплект тензометричної апаратури, до якого входили підсилювач 8АНЧ-7М та світло-променевий осцилограф Н-115 із вбудованим електронним годинником, що виконує функції показчика часу. Як давачі використовувалися дротяні тензорезистори типу 2ПКП-30-400ГА з базою 50 мм.

Перед вимірюванням зусиль в ногах бурової щогли проводилося тарування вимірювальних каналів за допомогою тарувальної балки. Тарування пристрою для визначення зусиль в талевому канаті, а також каналу вимірювання гальмівного моменту проводилося шляхом статичного навантаження підйомної системи установки буровою колоною відомої ваги. Тарувальні сигнали записували на фотострічку осцилографа. Крім осцилограм динамічного процесу через кожні 0,2 с записувалися сигнали показчика часу.

На рис. 1 зображено осцилограми зусиль в елементах підйомної системи та момента гальма лебідки при довжині колони бурових труб $l = 454,03$ м.

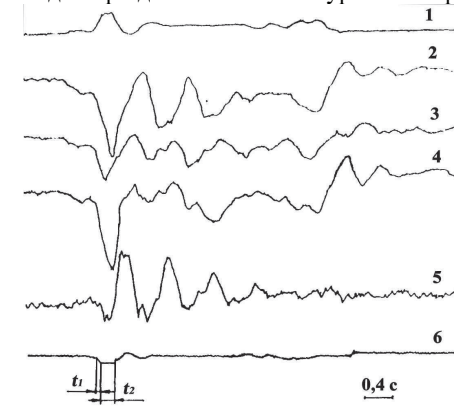


Рис. 1. Осцилограми зусиль в талевому канаті (1), ногах бурової щогли (2–5) та гальмівного моменту (6) при довжині колони $l = 454,03$ м

Як видно з осцилограм, до початку гальмування колони момент гальма і зусилля в елементах підйомної системи мають сталі значення, на які накладаються незначні коливання. Цей часовий відрізок осцилограм відповідає опусканню колони зі сталою швидкістю. Гальмівний момент при цьому зрівнює вагу колони з інструментом і талевим блоком.

Процес гальмування розпочинається плавним наростанням гальмівного моменту, який різко збільшується протягом часового інтервалу t_1 до максимального значення, після чого вказаний момент протягом деякого проміжку часу t_2 переважно залишається сталим. Різке зростання моменту призводить до суттєвого збільшення зусиль в талевому канаті, колоні, а також збільшення навантаження на щоглу. Після повної зупинки барабана лебідки відбуваються інтенсивні коливання у механічній системі, які мають затухаючий характер. Через 3–5 с колона встановлюється на пристрій для її згинування і момент гальма, а також зусилля на талевий канат і на вишку відповідно зменшуються.

Необхідно зауважити, що коливання зусиль в канаті затухають значно швидше, ніж коливання зусиль у ногах щогли. Це свідчить про виникнення поперечних коливань споруди під час гальмування колони бурових труб, а також про незначний вплив цих коливань на зусилля в канаті.

Середні значення статичних і максимальних зусиль в елементах підйомної системи бурової установки, отримані під час експериментальних досліджень, подано в табл. 1, де F_c і F_{max} – відповідно статичне і максимальне значення зусиль в талевому канаті; F_{ic} і F_{imax} – статичні і максимальні зусилля в ногах вишки (i – умовний номер ноги); l – довжина колони.

Аналізуючи значення, наведені в табл. 1, можна побачити, що із зростанням довжини колони коефіцієнти динамічності зусиль в елементах бурової установки зменшуються. На зусилля в канаті суттєво впливають коливання в підйомному механізмі, а на зусилля в ногах споруди – коливання щогли. Малий вплив поперечних коливань щогли на зусилля в канаті свідчить про слабкий взаємозв'язок динамічних систем підйомного механізму і висотної споруди.

Табл. 1. Експериментальні значення статичних і максимальних зусиль в талевому канаті і ногах вишки

l, м	Зусилля, кН.									
	F _c	F _{max}	F _{1c}	F _{1max}	F _{2c}	F _{2max}	F _{3c}	F _{3max}	F _{4c}	F _{4max}
59,23	2,03	12,88	1,35	-3,61	1,53	5,23	3,25	6,95	1,98	5,06
87,43	2,91	16,27	2,09	-8,23	1,96	10,72	4,70	12,41	2,87	9,40
115,63	3,78	18,54	2,58	-4,62	3,14	7,37	5,72	9,95	3,69	11,07
143,83	4,66	20,51	-1,31	-29,11	3,92	29,43	9,81	34,34	6,21	34,98
172,03	5,54	22,15	-3,64	-28,11	5,95	29,76	10,91	29,13	8,93	32,40
200,23	6,42	23,74	-3,13	-28,16	6,26	23,78	13,14	42,19	9,39	41,96
228,43	7,29	24,79	-3,53	-49,68	7,05	40,69	15,39	64,16	10,26	36,52
256,63	8,17	26,14	-3,84	-8,96	8,01	19,22	17,30	17,99	11,21	28,82
284,83	9,05	27,14	-4,20	-12,27	8,72	20,07	19,39	17,45	12,28	30,08
313,03	9,92	28,78	-4,69	-18,75	10,00	26,31	21,26	33,37	13,13	42,80
341,23	10,80	30,24	-6,12	-17,26	11,52	31,68	20,52	27,71	17,29	40,27
369,43	11,68	32,12	-7,31	-18,28	15,44	28,40	19,50	34,90	19,09	46,78
397,63	12,56	33,90	-5,78	-13,71	12,78	21,86	18,87	29,82	24,35	41,15
425,83	13,43	35,60	-4,70	-14,11	11,89	20,56	18,57	26,00	27,98	33,30
454,03	14,31	37,21	-5,83	-40,55	23,81	51,90	17,73	27,84	21,53	57,48
482,23	15,19	38,73	-9,35	-93,47	19,63	133,27	15,42	42,10	35,05	107,60
510,43	16,07	40,16	-7,39	-42,47	4,43	73,88	25,85	19,91	41,36	54,60

Зусилля на ноги несучої конструкції розподіляються нерівномірно. Одна з них під час гальмування навіть розвантажується. Це пояснюється особливостями конструкції кронблока, специфікою запасовки талевого каната, а також наявністю пакету свічок у підсвічнику. Нерівномірному розподілу зусиль між ногами щогли сприяє також те, що висотна споруда має різну згинну жорсткість у двох головних площинах. У цілому динамічна навантаженість ніг бурової щогли є більшою, ніж навантаженість талевого канату, що можна пояснити суттєвим впливом поперечних коливань вишки.

Табл. 2. Розрахункові значення статичних і максимальних зусиль в канаті, вищці і верхньому крайньому перерізі колони бурильних труб

l, м	M _c , Нм	M _н , Нм	F _c , кН	F _{max} , кН	F _{вс} , кН	F _{вmax} , кН	F _к , кН	F _{кmax} , кН
59,23	655,55	2257,00	2,34	15,14	12,29	64,10	4,67	30,27
87,43	929,89	2293,81	3,30	19,21	16,13	80,80	6,60	38,43
115,63	1210,62	2330,61	4,26	22,45	19,99	93,74	8,52	44,90
143,83	1491,36	2367,42	5,11	25,34	23,85	104,70	10,45	50,67
172,03	1772,10	2404,23	6,19	27,74	27,71	114,70	12,38	55,48
200,23	2052,83	2441,03	7,15	29,69	31,61	122,00	14,31	59,37
228,43	2333,57	2477,84	8,12	31,58	35,38	130,20	16,24	63,16
256,63	2614,30	2514,64	9,08	33,52	39,26	137,80	18,17	67,04
284,83	2895,04	2551,45	10,05	35,16	43,13	144,50	20,09	70,31
313,03	3175,78	2588,26	10,99	36,50	46,99	149,90	21,98	72,99
341,23	3456,51	2625,06	11,98	37,63	50,76	153,80	23,97	75,25
369,43	3737,25	2661,87	12,93	38,53	54,64	157,90	25,86	77,06
397,63	4017,98	2698,68	13,90	39,35	58,47	160,80	27,81	78,70
425,83	4298,72	2735,48	14,86	40,26	62,39	164,70	29,71	80,52
454,03	4579,46	2772,29	15,82	41,14	66,14	168,00	31,64	82,27
482,23	4860,19	2809,09	16,80	42,34	69,96	172,80	33,60	84,68
510,43	5140,93	2845,90	17,74	43,64	73,90	178,10	35,48	87,28

Теоретичне дослідження гальмівних режимів роботи бурової установки проводилося на основі математичної моделі, розробленої в праці [3]. Шляхом

розрахунку отримано статичні і максимальні значення зусиль у талевому канаті, буровій щоглі і верхньому крайньому перерізі колони бурильних труб, які наведено у табл. 2 і позначено як F_c , F_{max} , $F_{вс}$, $F_{вmax}$, F_k , F_{kmax} відповідно. У цій же табл. подано значення довжини колони l , статичного M_c і надлишкового M_n моментів, що використовувалися як вихідні дані для розрахунку.

Як видно з табл. 1 і 2, результати, отримані під час досліджень з використанням математичної моделі [3], з достатньою точністю відображають дійсний процес гальмування підйомального механізму бурової установки. Значення зусиль в талевому канаті, отримані при експериментальних і теоретичних дослідженнях збігаються з досить високою точністю (максимальне значення похибки становить близько 10 %). В процесі розрахунку отримано значення зусилля в буровій щоглі без урахування її поперечних коливань, яке є значно нижчим від фактичного. Для детальнішого дослідження навантаженості щогли у праці [4] пропонується математична модель нестационарних поперечних коливань споруди, що ґрунтується на застосуванні методу узагальнених переміщень.

Література

- Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
- Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчёт и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- Харченко С.В., Левринен В.М. Розрахунок гальмівних режимів роботи підйомальної системи бурових установок// Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник ДУ "Львівська політехніка" № 396 – Львів: Вид-во ДУЛП, 2000. – С. 98 – 103.
- Харченко С.В., Левринен В.М. Розрахунок нестационарних поперечних коливань бурових вишок// Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні: Вісник НУ "Львівська політехніка" № 412 – Львів: Вид-во НУЛП, 2000. – С. 101 – 104.
- Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 634.31 Доц. М.П. Мартинців, к.т.н.; студ. В.М. Мартинців – УкрДЛТУ

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Встановлено основні критерії, що визначають ефективність роботи канатних лісо-транспортних установок, обґрунтовано вибір функції мети для аналізу динамічних процесів канатних систем та отримано залежність для визначення її величини. Виконано графічний аналіз наведеної залежності і сформульовано рекомендації для вибору експлуатаційних параметрів установки.

Doc. M. Martynciv, V. Martynciv – USUFWT

Analysis of dynamic processes cable timbertransporting systems

The basic yardsticks are determined, which determine an overall performance of cable timbertransporting plants, the selection of a function of purpose for the analysis of dynamic processes of cable systems is justified and the relation for definition of its value is obtained. The graphic analysis of reduced relation is executed and the guidelines for choosing functional parameters of the unit are formulated.

На лісозаготівлях в гірських умовах для первинного транспортування деревини використовують підвісні канатні лісотранспортні установки [1, 2]. Різноманітні