

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.24.051

ПРИСТРОЇ ЗМІНИ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ БУРІННЯ НА БУРОВОМУ СТЕНДІ ІФНТУНГ

Б.Д.Борисевич, В.М.Мойсишин, Р.Б.Щербій, Б.В.Долішній

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: public@nung.edu.ua*

Для проведення досліджень на буровому стенді ІФНТУНГ були розроблені і виготовлені пристрої зміни динаміки процесу буріння, конструкція яких дає можливість змінювати жорсткість та коефіцієнт демпфування пружного елемента незалежно одне від одного. Для зміни коефіцієнта демпфування компоновки бурильного інструмента були використані серійні вертикальні гідравлічні поглиначі коливань КВЗ-ЛІИЖТ, у конструкцію яких були внесені деякі зміни.

Ключові слова: буровий стенд, жорсткість, коефіцієнт демпфування, пружина стиску, гідравлічний поглинач, процес буріння, дротель, клапан.

Для проведения исследований на буровом стенде ИФНТУНГ были разработаны и изготовлены устройства изменения динамики процесса бурения, конструкция которых позволяет изменять жесткость и коэффициент демпфирования пружинистого элемента независимо одно от другого. Для изменения коэффициента демпфирования были использованы серийные вертикальные гасители колебаний КВЗ-ЛИИЖТ, конструкция которых была изменена.

Ключевые слова: Буровой стенд, жесткость, коэффициент демпфирования, пружина сжатия, гидравлический гаситель, процесс бурения, дротель, клапан

For carrying out investigations at the bedstead of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas the devices for drilling process dynamics modification the design of which allows us to change rigidity and damping coefficient of elastic elements irrespective of one another. For change damping coefficient of making drilling tools the series vertical hydraulic vibration dampers KVZ, were used, in the design of when some modifications were introduced.

Keywords: drilling bedstead, rigidity, damping coefficient, compression spring, hydraulic damper, drilling process, throttle, valve

У процесі буріння нафтових і газових свердловин шарошковими долотами виникають вібрації бурового інструмента. Для зменшення негативного впливу вібрацій на роботу бурового обладнання використовують віброзахисні пристрої (амортизатори, гідродемпфери та амортизуючі ударні пристрої). Основне застосування одержали амортизатори. За характеристиками пружного елемента, енергоємністю і демпфуючою здатністю, визначають основні параметри амортизаторів: жорсткість та коефіцієнт демпфування. Дослідження впливу параметрів амортизаторів на процес буріння і вібрації бурової колони проводились як у стендових умовах [2, 4, 8], так і під час буріння глибоких нафтових та газових свердловин [5, 6, 7, 8]. Основний недолік конструкцій амортизаторів, які використовувались під час проведення цих до-

сліджень, відсутність зміни жорсткості та коефіцієнта демпфування пружного елемента амортизатора незалежно одне від одного.

З метою встановлення експериментальних залежностей між параметрами амортизатора і процесом буріння, за результатами досліджень на стенді ІФНТУНГ [3], розроблено і виготовлено пристрої зміни динаміки процесу буріння, жорсткість пружного елемента яких змінювалась в певному діапазоні за постійного значення коефіцієнта демпфування і навпаки.

Для зміни жорсткості компоновки бурильного інструмента, під час проведення стендових досліджень, використовувався пристрій (див. рис. 1), пружним елементом якого була віта пружина стиску 1. Передача обертового моменту від обертача до долота здійснювалась через рухоме шлицеве з'єднання 2.

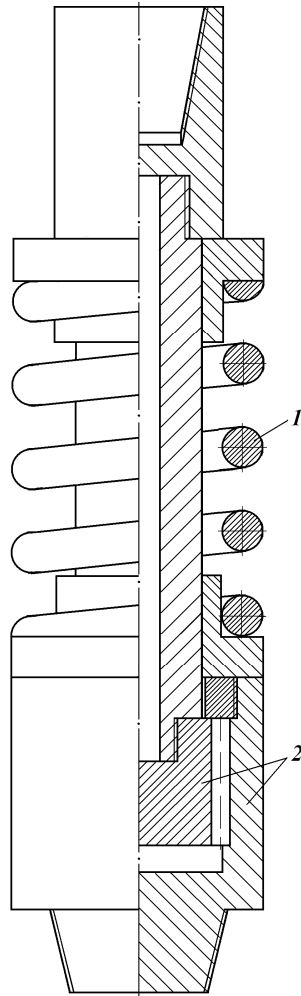
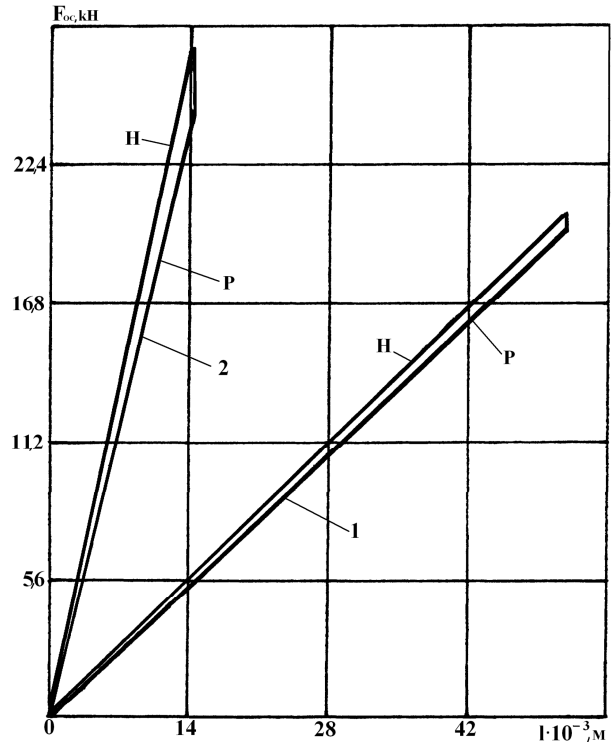


Рисунок 1 – Пристрій для зміни жорсткості компоновки інструмента бурового стенда

Використання у пристрої пружин різної жорсткості змінює загальну жорсткість компоновки бурового інструмента. Характеристики пружин визначались дослідним шляхом за допомогою розривної п'ятитонної машини.

Методика визначення характеристики наступна. Навантаження пружини проводиться ступінчасто, інтервал ступені – 2,5 кН. Після досягнення відповідного кінцевого навантаження індикатором годинникового типу (ціна ділення 0,01 мм) визначається деформація пружини – $l_H \cdot 10^{-3}$, м. Розвантаження пружини проводиться аналогічно у зворотному порядку – $l_P \cdot 10^{-3}$, м. На рисунку 2 зображено експериментальні характеристики пружин №№ 3 і 14. Під час побудови характеристик пружин деформація відкладається по осі X, а навантаження по осі Y.

Втрати на тертя оцінюються петлею гістерезиса, що утворена навантажувальною (Н) і розвантажувальною (Р) ділянками характеристик. Коefіцієнт демпфування, який характеризує втрати енергії стиску пружини при статичному навантаженні, це відношення площі петлі гістерезиса до площі характеристики під віткою навантаження. Для пружин №№ 3 і 14 коefіцієнт демпфування визначається за такими формулами:



1 – пружина №3; 2 – пружина №14;
Н – ділянка навантаження характеристики;
Р – ділянка розвантаження

Рисунок 2 – Експериментальні характеристики пружин стиску пристрою зміни жорсткості компоновки інструмента бурового стенда

$$\beta_{CT} = \frac{F_{OC.MAX} \cdot l_{H.MAX} - F'_{OC.MAX} \cdot l_{P.MAX}}{\mu_F \cdot \mu_l \cdot F_{OC.MAX} \cdot l_{H.MAX}} = \frac{20 \cdot 51,75 - 17,5 \cdot 51,75}{0,14 \cdot 0,35 \cdot 20 \cdot 51,75} = 0,125; \quad (1)$$

$$\beta_{CT} = \frac{F_{OC.MAX} \cdot l_{H.MAX} - F'_{OC.MAX} \cdot l_{P.MAX}}{\mu_F \cdot \mu_l \cdot F_{OC.MAX} \cdot l_{H.MAX}} = \frac{27,5 \cdot 14,36 - 25 \cdot 14,36}{0,14 \cdot 0,35 \cdot 27,5 \cdot 14,36} = 0,091. \quad (2)$$

У таблиці 1 наведено значення жорсткостей і коefіцієнт демпфування пружин пристрою та відповідні цим значенням жорсткості компоновки бурового інструменту. Жорсткість компоновки за відсутності пристрою – 6000 кН/м.

Для зміни коefіцієнта демпфування компоновки бурового інструмента використовувався пристрій (див. рис. 3). Відповідна жорст-

Таблиця 1 – Жорсткість і коефіцієнт демпфування пружин пристрою та жорсткість компоновки бурового інструмента

№ пр	8	3	5	11	4	14	2	6	3
СПР, КН/м	120	400	650	1100	1700	1900	2500	4600	8700
β , кН·с/м	0,233	0,125	0,123	0,115	0,1	0,091	0,09	0,089	0,089
СКП, КН/м	225	400	600	1000	1480	-	1700	2100	2500

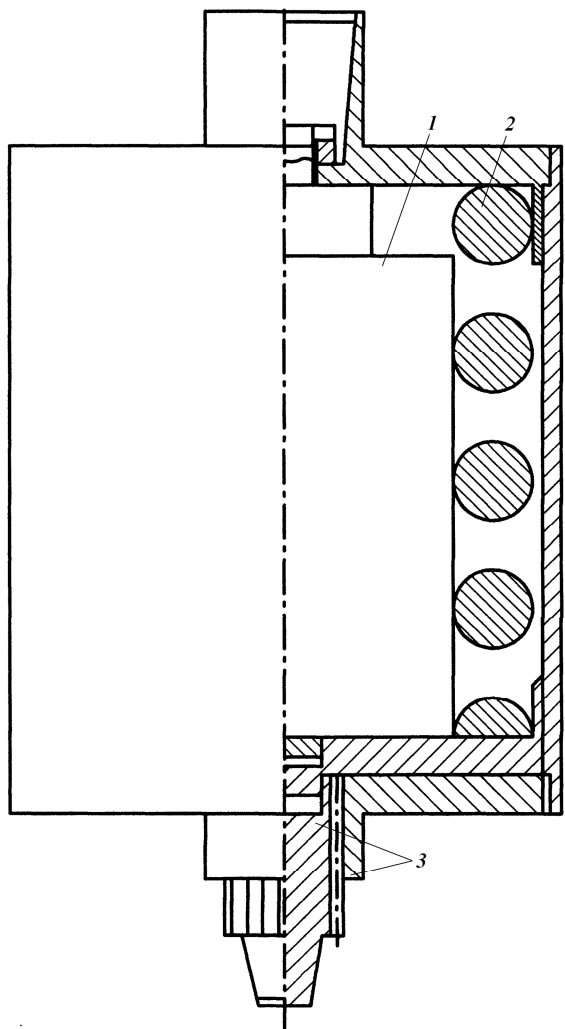


Рисунок 3 – Пристрій для зміни коефіцієнта демпфування компоновки інструмента бурового стіна

кість компоновки забезпечується витю пружиною стиску 2. Зміна коефіцієнта демпфування здійснюється рідинною пружиною 1, яка оснащена демпфером у вигляді дроселя двосторонньої дії. Через рухоме шлицеве з'єднання 3 передається обертовий момент від обертача до долота.

Як рідинну пружину використано серійні вертикальні гідравлічні поглиначі коливань конструкції КВЗ-ЛІИЖТ, у конструкцію яких було внесено деякі зміни (див. рис. 4).

Принцип роботи поглиначі коливань полягає в послідовному переміщенні в'язкої рідини (масла приборного МВП ГОСТ 1805-51) поршнем 2 через дросельні отвори клапанів, нижнього 3 і верхнього 1 (див. рис. 4). Під час прохо-

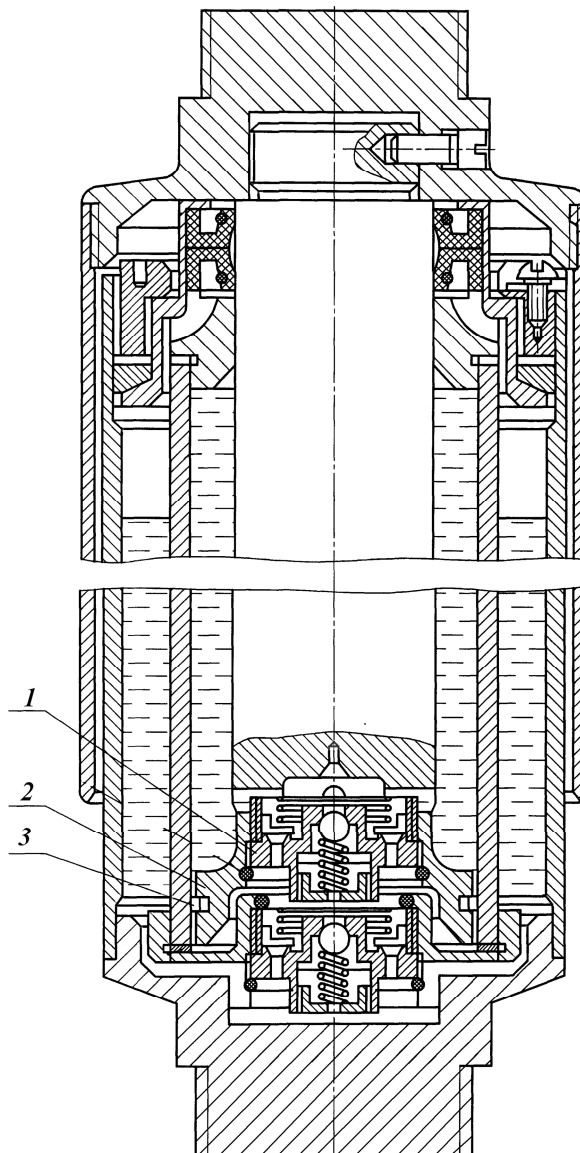
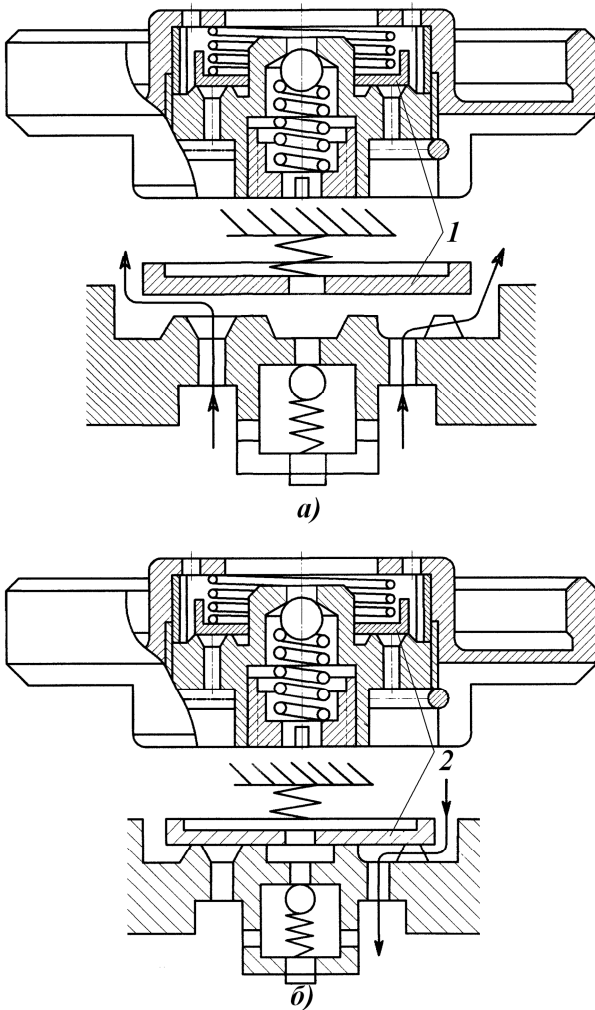


Рисунок 4 – Гідравлічний поглинач коливань КВЗ-ЛІИЖТ

дження рідини через отвори, енергія коливного руху, внаслідок сил тертя, перетворюється в теплову, яка розсіюється в навколишньому середовищі. Під час руху поршня вниз (хід стиску) рідина під поршнем стискається, внаслідок цього $p_1 > p_2$, де p_1 – тиск рідини під поршнем, p_2 – тиск над поршнем. За рахунок перепаду тисків диск 1 верхнього клапана (див. рис. 5,а) підіймається і рідина з камери під поршнем вільно (без опору) перетікає в камеру над поршнем. Під час руху поршня вниз тиск p_1 зростає і, внаслідок цього, диск 2 нижнього клапана перекидає канал вільного перетікання рідини,

а частина рідини перетікає через дросельні отвори з великим гідродинамічним опором у резервуар (див. рис. 5,б). Під час руху поршня вгору (хід розтягу) $r_1 < r_2$. Внаслідок цього диск 1 верхнього клапана перекидає канал вільного перетікання рідини, а частина рідини перетікає через дросельні отвори з великим гідродинамічним опором у камеру під поршнем. Під час руху поршня вгору в підпоршневі камері виникає розрідження, внаслідок цього диск 2 нижнього клапана підіймається і рідина з резервуару без опору перетікає у цю камеру. За однакового зусилля опору під час ходів стиску і розтягу і за взаємозамінності клапанів відношення діаметрів штока $d_{ш}$ і циліндра $d_{ц}$ повинно відповідати залежності – $d_{ш}^2 = d_{ц}^2 - d_{ш}^2$.

Основним параметром гідравлічних поглиначів коливань є коефіцієнт демпфування β , який характеризує величину сили в'язкого опору віднесеної до одиниці швидкості переміщення поршня поглинача відносно циліндра, розмірність – $\frac{H \cdot c}{m}$.



а – схема роботи верхнього клапана;
б – схема роботи нижнього клапана

Рисунок 5 – Схема роботи клапанів гідравлічного поглинача під час стиску рідини (хід вниз)

Значення величини β визначається за діаграмою роботи сил опору, записаною на стенді ПКБ ЦВ МПС.

Для можливості зміни коефіцієнта демпфування серійного поглинача використаємо основні теоретичні положення гідравліки трубопроводів і проектування гідравлічних пружин [1].

За цими положеннями опір дросельного отвору $\Delta p_{д.о}$ можна представити в вигляді формули:

$$\Delta p_{д.о} = \frac{Q^2 \cdot \gamma}{\mu^2 \cdot A^2 \cdot 2g}, \quad (3)$$

де: Q – середній розхід рідини;
 μ – коефіцієнт розходу;
 γ – об'ємна вага рідини;
 A – площа поперечного перерізу дросельного отвору;
 g – прискорення земного тяжіння.
Середня швидкість руху

$$V_{CP} = \frac{h}{t}, \quad (4)$$

де: h – величина ходу поршня;
 t – час ходу поршня.

Середня витрата рідини

$$Q = V_{CP} \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (5)$$

де D і d – відповідно діаметри циліндра і штока.

Підставивши (5) і (4) у (3) одержимо

$$\Delta p_{д.о} = \frac{h^2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha^2 \cdot \gamma}{32 \cdot t^2 \cdot \mu^2 \cdot A^2 \cdot g}, \quad (6)$$

$$\alpha = (D^2 - d^2). \quad (7)$$

Сила $F_{ш}$, що діє на шток внаслідок перепаду тиску, який виникає під час руху рідини через дросельні отвори, визначається за формулою

$$F_{ш} = A_{ш} \cdot \Delta p_{д.о} = \frac{A_{ш} \cdot h^2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha^2 \cdot \gamma}{32 \cdot t^2 \cdot \mu^2 \cdot A^2 \cdot g}, \quad (8)$$

де $A_{ш}$ – площа поперечного перерізу штока.

За формулою (7), під час постійності характеристик рідини, якою заповнений поглинач, і коефіцієнта витрати, який залежить тільки від числа Рейнольдса, і за умови $s \geq 2d$, де s – товщина стінки клапана у місці розміщення дросельних отворів, d – діаметр дросельних отворів, має постійне значення, величина сили $F_{ш}$ залежить тільки від сумарної площі поперечних перерізів дросельних отворів A .

Представимо формулу (7) в вигляді:

$$F_{ш} = \frac{K}{A^2}, \quad (9)$$

K – постійна величина, яка визначається за формулою

$$K = \frac{A_{ш} \cdot h^2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha^2 \cdot \gamma}{32 \cdot t^2 \cdot \mu^2 \cdot g}. \quad (10)$$

За формулою (9), змінюючи площу поперечного перерізу дросельних отворів, можна змінювати величину сили $F_{ш}$ та коефіцієнт демпфування β .

Таблиця 2 – Експериментальні значення L , значення β і $F_{ш}$

$L, \text{мм}$	54	57,8	61,5	64,5	68	71	77,7	80,5	83,5	87	90
$\beta, \text{кН}\cdot\text{с}/\text{м}$	90	96	101	106	112	117	128	133	138	143	148
$F_{ш}, \text{Н}$	8500	9000	9500	10000	10500	11000	12000	12500	13000	13500	14000

Таблиця 3 – Основні характеристики гідравлічних поглиначів коливань

Типорозмір поглинача	ПГВ – 8	ПГВ - 16	ПГВ – 12	ПГВ - 4	ПГВ - 2
$L, \text{мм}$	54	40	36	30	20
$\beta, \text{кН}\cdot\text{с}/\text{м}$	90/90	70/46	60/60	50/180	40/359
Кількість дросельних отворів	8	16	12	4	2
Площа поперечного перерізу дросельних отворів	56,55	113,10	84,82	28,27	14,14
$F_{ш}, \text{Н}$	8500	4250	5667	17003	39994

У таблиці 2 наведено експериментальні значення довжини робочої діаграми сил опору L , значення коефіцієнта демпфування β і сили $F_{ш}$, одержані на стенді ПКБ ЦВ МПС.

Емпіричні апроксимуючі залежності $\beta = f(L)$ і $\beta = f(F_{ш})$, підібрані за експериментальними даними таблиці 2 мають вигляд:

$$\beta = f(L) = 1,408 + 1,629799 L, \frac{\text{кН}\cdot\text{с}}{\text{м}}; \quad (11)$$

$$\beta = f(F_{ш}) = 0,864 + 0,0105465 F_{ш}, \frac{\text{кН}\cdot\text{с}}{\text{м}}. \quad (12)$$

Для одержання різних значень $F_{ш}$ кількість дросельних отворів у клапанах серійного поглинача КВЗ-ЛІИЖТ змінюється від 2 до 16. Значення коефіцієнта демпфування β визначають за діаграмами сил опору, одержаних на стенді ПКБ ЦВ МПС. На рисунку 6 зображено робочу діаграму серійного гідравлічного поглинача коливань КВЗ-ЛІИЖТ з 8-а дросельними отворами у верхньому та нижньому клапанах, а на рисунку 7 – діаграми поглиначів з 2-а та 16-а дросельними отворами.

У таблиці 3 наведено основні експериментальні характеристики гідравлічних поглиначів коливань із різною кількістю дросельних отворів. У рядку із значеннями β через риску наведені значення, одержані за значень

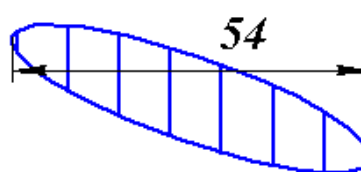
$$K = F_{ш} \cdot A^2 = 8500 \cdot \frac{8 \cdot \pi \cdot 3^2}{4} = 480664 \quad \text{і}$$

$$F_{ш} = \frac{480664}{A^2} \quad \text{та залежністю (12).}$$

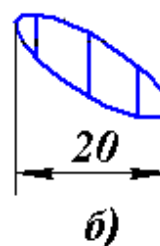
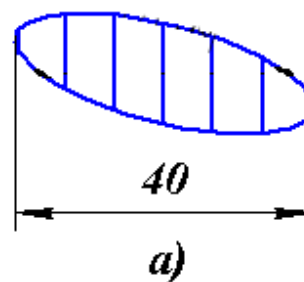
Аналізуючи зазначене вище, слід відзначити наступне.

1. Збільшення числа дросельних отворів з 8 до 12 відповідає емпіричним залежностям $\beta = f(L)$ і $\beta = f(F_{ш})$, підібраних за експериментальними даними таблиці 2.

2. Під час збільшення отворів з 12 до 16 експериментальна характеристика демпфера (див. рис. 7,а) не відповідає цим залежностям, спостерігається збільшення опору демпфування. За цієї кількості отворів коефіцієнт витрати із постійної величини перетворюється на змінну,



Рисунки 6 – Робоча діаграма серійного гідравлічного поглинача коливань КВЗ-ЛІИЖТ



а – кількість дросельних отворів – 16;
б – кількість дросельних отворів – 2

Рисунки 7 – Робочі діаграми гідравлічних поглиначів коливань КВЗ-ЛІИЖТ із різною кількістю дросельних отворів

оскільки умова $s \geq 2d$ не виконується. Із збільшенням числа отворів у клапані понад 12 товщина стінки s у місці розміщення дросельних отворів зменшується.

3. Зменшення числа отворів до 2 і 4 не відповідає емпіричним залежностям $\beta = f(L)$ і $\beta = f(F_{ш})$. Це пояснюється тим, що із зменшенням числа отворів збільшується тиск у циліндрі понад допустиме значення. У цьому випадку спрацьовує запобіжний кульковий кла-

пан поглинача розрахований на допустиме значення тиску. Під час перевищення цього значення частина рідини перетікає в обхід дросельних отворів клапана і коефіцієнт демпфування β зменшується. Це підтверджується експериментальною характеристикою демпфера з двома дросельними отворами (див. рис. 7,б).

Література

- 1 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1971/ – 672с.
- 2 Владиславлев В.С. Разрушение пород при бурении скважин / В.С. Владиславлев – М.: Гостоптехиздат, 1958. – 242 с.
- 3 Буровий стенд для дослідження процесу руйнування гірських порід і динаміки бурильного інструменту [Текст] / Б.Д. Борисевич, В.М. Мойсишин, Р.Б. Щербій [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – Вип. 3 (32). – С. 23–29.
- 4 Ганджумян Р.А. Экспериментальное исследование колебаний штырьевых шарошечных долот в стендовых условиях / Р.А. Ганджумян // Машины и нефтяное оборудование: РНТС / ВНИИОЭНГ. – М., 1970. – № 6. – С. 6-10.
- 5 Кольцов О.П. Экспериментальные исследования продольных колебаний бурильной колонны / О.П. Кольцов, В.В. Осипов // Тр.: Краснодарский НИПИ нефтяной промышленности. – М., 1972. – Вып. 3. – С.36-46.
- 6 Некоторые результаты исследования работы виброзащитных устройств / П.И. Огородников, В.Ф. Плисак, Г.Н. Огородникова [та ін.] // Известия вузов. Нефть и газ. – М., 1977. – № 3. – С.15-16.
- 7 Результаты сравнительных испытаний вибросостояния бурильной колонны при различной виброзащите / П.И. Огородников, И.Ю. Вронский, Г.Н. Огородникова [та ін.] // Известия вузов. Нефть и газ. – М., 1980. – №10 – С.15-18.
- 8 Бевзюк Ф.И. Исследование влияния виброгасителя в компоновке низа бурильной колонны на повышение эффективности работы шарошечных долот [Текст]: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук / Бевзюк Ф.И. – Куйбышев, 1974. – 15 с.
- 9 Garrett W. The of a down hole shock absorber on drill bit and drill stem performance. "Paper. of Amer. Soc. Mech. Engin", No. 21, 1962, pp.11.

*Стаття постуила в редакційну колегію
17.09.09*

*Рекомендована до друку професором
Векериком В.І.*