

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 622.243.92.05 (088.8)

DOI: 10.31471/1993-9965-2024-2(57)-25-33

РОЗРОБЛЕННЯ НОВОГО ФРИКЦІЙНОГО ДЕМПФЕРА НА БАЗІ РОЗІМКНУТОЇ ОБОЛОНКИ ДЛЯ СУЧАСНИХ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ

*А. С. Величкович**ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: a_velychkovych@ukr.net*

Сучасні бурові технології спорудження глибоких нафтогазових і геотермальних свердловин вимагають ефективних рішень для зниження вібраційних навантажень на долота та бурові установки. У дослідженні представлено інноваційний фрикційний демпфер для бурових амортизаторів, який розроблено на базі розімкнутої тонкостінної оболонки. Демпфер складається зі стовбура, двох пружинних секцій і фрикційного модуля, що включає розрізану вздовж твірної оболонку та слабкостисливий пружний заповнювач. Пружинні секції та фрикційний модуль працюють паралельно, забезпечуючи сумарне збільшення утримувальної здатності, причому кожна з цих ланок сприймає частку зовнішнього навантаження, пропорційну власній жорсткості. Пропонований пристрій демонструє хороші демпфувальні характеристики, здатний працювати при високих експлуатаційних навантаженнях і при цьому має компактні поперечні розміри. При немонотонному навантаженні такого амортизатора внаслідок контактної взаємодії заповнювача із розімкнутою оболонкою частина енергії, яка підводиться до системи, буде розсіюватись. Іншими словами, у відповідь на дію зовнішнього немонотонного навантаження в фрикційному модулі амортизатора виникає явище конструкційного гістерезису. Для оцінки жорсткості та демпфувальних характеристик нового фрикційного демпфера побудовано експериментальні діаграми його деформування. На основі цих діаграм за будь-який момент часу після початку процесу навантаження. У статті також розглянуто конструктивні особливості бурового амортизатора, побудованого на базі розробленого фрикційного демпфера.

Ключові слова: віброзахист, буровий амортизатор, розімкнута оболонка, слабкостисливий заповнювач, фрикційна взаємодія, оболонковий демпфер.

Modern drilling technologies for the construction of deep oil, gas and geothermal wells require effective solutions to reduce vibration loads on drill bits and drilling rigs. The study presents an innovative friction damper for drilling shock absorbers, developed on the basis of an open thin-walled shell. The damper consists of a barrel, two spring sections and a friction module, including a shell cut along the generatrix and a weakly compressible elastic filler. The spring sections and the friction module operate in parallel, providing a total increase in holding capacity, with each of these links taking up a share of the external load proportional to its own stiffness. The proposed device demonstrates good damping characteristics, is capable of operating under high operational loads and at the same time has compact transverse dimensions. Under non-monotonic loading of such a shock absorber, due to the contact interaction of the filler with the open shell, part of the energy supplied to the system will be dissipated. In other words, in response to the action of an external non-monotonic load, the phenomenon of structural hysteresis occurs in the friction module of the damper. To assess the rigidity and damping characteristics of the new friction damper, experimental diagrams of its deformation are constructed. Based on these diagrams, based on the known load history, it is possible to predict the behavior of the vibration protection system under consideration at any time after the start of the loading process. The article also considers the design features of a drilling shock absorber built on the basis of the developed friction damper.

Key words: vibration protection, drilling shock absorber, open shell, weakly compressive filler, frictional interaction, shell damper.

Вступ

Для важконавантажених конструкцій сучасного машинобудування та гірництва потрібні віброзахисні пристрої, які водночас здатні працювати за дуже високих динамічних навантажень, екстремальних температур, у абразивному середовищі і при цьому мають компактні габаритні розміри. Зокрема, у випадку пружних елементів для бурових амортизаторів, розмір їх поперечного габариту лімітується діаметром свердловини.

Феномен контактної взаємодії елементів бурильного інструменту зі стінкою та вибоєм глибокої свердловини спричинює вібраційні навантаження, які негативно впливають на обладнання призводять до значних втрат енергії та погіршення техніко-економічних показників буріння. Сьогодні буріння за допомогою PDC доліт вважається найефективнішим способом руйнування гірської породи для спорудження нафтогазових та геотермальних свердловин. Однак, зі збільшенням глибини буріння гірські породи мають вищу міцність та абразивність, гіршу піддатливість до буріння, частіше спостерігається перешаруватість та неоднорідність, що призводить до сильної вібрації PDC долота. Сучасні бурові верстати здатні реалізовувати форсовані режими буріння, що спрямовані на досягнення високої механічної швидкості. Проте в таких умовах динамічні навантаження та значні коливання бурильної колони нерідко призводять до серйозних ускладнень. Зокрема, спостерігається відкручування або злам елементів компоновки низу бурильної колони, пошкодження вибійних двигунів, доліт та інші аварійні ситуації. Все це обумовлює актуальність розроблення нових конструкцій віброзахисного обладнання, яке забезпечуватиме ефективне спорудження глибоких свердловин.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

Демпфери з сухим тертям широко застосовують у віброзахисних системах завдяки простоті конструкцій, недорогому обслуговуванню та відносно малим габаритам [1, 2]. Вони мають унікальні характеристики і відіграють ключову роль у системах, де важливою є нелінійність віброзахисних пристроїв [3].

Зокрема, технологія демпфування сухим тертям є ефективним засобом зниження вібраційного навантаження у газотурбінних двигунах [4], лопатевих дисках [5, 6], карданних передачах кермових гвинтів вертольотів [7]. Ефекти тертя в так званому кулонівському демпфері знаходять широке використання в обладнанні

для змішування матеріалів та в автоматичних пральних машинах [8].

Сьогодні багато уваги приділяють модернізації та проектуванню каркасів будівель з використанням пасивних демпферів для розсіювання енергії позаштатних збудовуючих впливів [9, 10]. Останніми роками було розроблено низку конструкцій фрикційних демпферів для покращення сейсмічних характеристик промислових та цивільних споруд [11].

Демпфери сухого тертя класифікують за різними критеріями, які визначають області їх застосування та ефективність у віброзахисних системах. Класифікація за типами тертя включає моделі з тертям Кулона [12, 13], стрибковим тертям та тертям прилипання-ковзання [14] та змінним тертям [15], тоді як класифікація за конструктивними особливостями охоплює циліндричні, конічні, дискові, пластинчасті та різні варіанти комбінованих механізмів [16–18]. Ці різновиди дозволяють адаптувати демпфери до специфічних вимог і умов експлуатації.

Інноваційні гірничі технології передбачають проведення складних операцій, що часто пов'язані з нештатними динамічними навантаженнями обладнання [19]. Конструктивні особливості та специфіка експлуатації бурильних колон і колон насосних штанг призводять до виникнення вібраційних навантажень свердловинного інструменту [20–22]. Кардинальний шлях вирішення проблеми віброзахисту бурильного та нафтопромислового обладнання базується на застосуванні спеціальних віброзахисних пристроїв: бурових амортизаторів та пружних шпинделів вибійних двигунів [23–25], динамічних гасників та спеціалізованих демпферів [26, 27], пружних підвісів колон насосних штанг [28, 29]. Головними виконавчими вузлами таких віброзахисних систем є пружні елементи та демпфери.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

В практиці буріння глибоких свердловин добрі результати показали амортизатори коливань бурильної колони і пружні шпинделі вибійних двигунів, призначені для гасіння одного чи декількох видів коливань [30, 31]. Ці пристрої експлуатуються в складних умовах свердловини, а ефективність їх роботи визначається, в основному, міцністю, жорсткістю і демпфуванням пружного елемента. Зазвичай дослідники намагаються адаптувати до таких умов експлуатації традиційні металеві (тарілчасті, пластинчасті) чи гумово-кордові, гумово-металеві, або гідравлічні пружні елементи [32, 33]. Недо-

ліками таких елементів є недостатні демпфувальні властивості та невисокий ресурс роботи в заданих умовах експлуатації, а у багатьох випадках недостатня утримуюча здатність, яку неможливо забезпечити конструктивно за потрібних габаритних обмежень свердловин. Розвиток нових технологій щодо віброізоляційної техніки дозволив почати впровадження магніторелогічних демпферів [34] та рекуперативних амортизаторів [35]. Їх широкому впровадженню заважають такі недоліки, як осідання магнітних частинок з плином часу, високий абразивний знос пар тертя та висока вартість.

Формулювання цілей

Мета дослідження полягає в розробленні конструкції бурового амортизатора на базі нового багатосекційного оболонкового демпфера, який забезпечуватиме високі амортизаційні та демпфувальні властивості при збереженні компактних поперечних розмірів і високої несучої здатності. Особливу увагу приділено оптимізації конструкції для роботи в екстремальних умовах, таких як високі динамічні навантаження та обмежені геометричні параметри свердловини. Для підтвердження ефективності розробленої конструкції заплановано побудову та аналіз експериментальних діаграм деформування пристрою з метою оцінки його жорсткості та демпфувальних характеристик.

Висвітлення основного матеріалу дослідження та дискусія

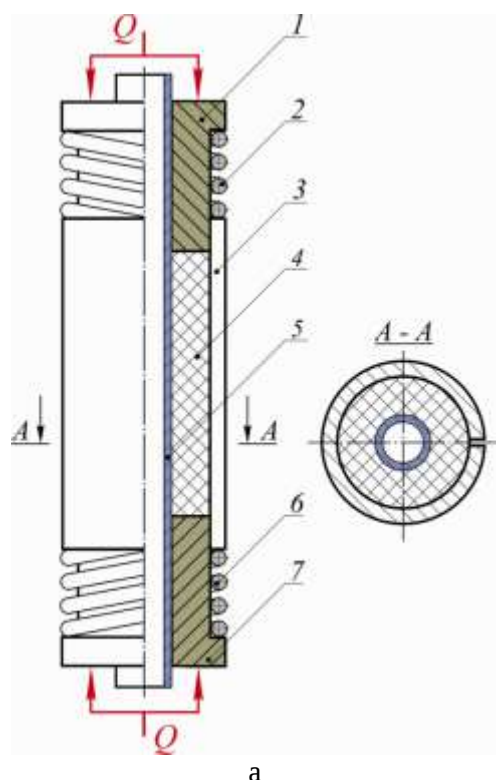
Розробка нової конструкції фрикційного демпфера з розімкнутою оболонкою

Під час розробки конструкції та технології виготовлення нового оболонкового демпфера ключовою ідеєю було використання ефекту згину оболонок, що виникає при їх контактній взаємодії зі слабкостисливим деформівним заповнювачем. Для реалізації цієї ідеї у фрикційному модулі демпфера запропоновано застосувати розімкнуту циліндричну оболонку як основну робочу ланку. Такий крок забезпечує високу утримувальну здатність конструкції і стабільність параметрів у процесі експлуатації. Ще однією ключовою ідеєю є використання фрикційної взаємодії між деформівним заповнювачем і розімкнутою оболонкою для досягнення необхідних демпфувальних характеристик амортизаторів. Для одночасного забезпечення високої несучої здатності, підвищеної податливості й компактних поперечних розмірів конструкції, у паралельну роботу з фрикційним модулем інтегровано дві пружинні секції. Таке рі-

шення дозволяє оптимізувати робочі характеристики демпфера, забезпечуючи його ефективну роботу в умовах значних динамічних навантажень і обмежених геометричних параметрів.

Практичне використання оболонкових демпферів вказало на необхідність обладнання низки конструкцій поздовжнім наскрізним каналом, конче необхідним для виконання таких технологічних операцій, як кріплення чи центрування пристрою, проходження робочої рідини, охолодження системи тощо. Наприклад, в оболонкових демпферах для бурових засобів віброзахисту наявність прохідного каналу зумовлена необхідністю прокачувати по бурильній колоні промивальну рідину для ретельного очищення вибою свердловини.

На рис. 1 представлено принципову схему та загальний вигляд лабораторних взірців розробленого демпфера. Загальний принцип роботи демпфера такий. Зовнішнє осьове навантаження Q сприймають поршні 1 та 7, які стискають заповнювач 4 та пружини стискання 2 і 6. Заповнювач змінює свою форму і вступає у фрикційну взаємодію із розімкнутою оболонкою та стовбуром. При цьому він трансформує поздовжні переміщення поршнів в радіальні деформації оболонки 3 та стовбура 5. Тут важливо зазначити, що циліндрична оболонка з розрізом вздовж твірної це, по суті, конструктивно анізотропна несуча ланка фрикційного демпфера (ця ланка залишилась жорсткою в осьовому напрямку, але є податливою в тангенціальному напрямку). Тому радіальні переміщення розімкнутої оболонки будуть суттєво більшими порівняно з радіальними переміщеннями ствола. Розімкнута оболонка 3, ствол 5 та пружини стискальні 2, 6, деформуючись в межах пружності, накопичують енергію, а після зняття (чи зниження) зовнішнього навантаження повертають поршні 1 та 7 у вихідне (чи проміжне) положення. При цьому частина енергії, що була підведена до демпфера, розсіюється переважно за рахунок взаємного проковзування з тертям заповнювача та оболонки. Важливо те, що усі три несучі ланки демпфера (оболонка з розрізом 3 та дві пружини стискання 2, 6) працюватимуть одночасно, тобто загалом їх утримувальна здатність сумується, а кожна з цих ланок нестиме частку зовнішнього навантаження, пропорційну власній жорсткості. Трибологічні властивості фрикційних пар заповнювач-оболонка та заповнювач-ствол підбираються з міркувань забезпечення необхідного в конкретній експлуатаційній ситуації рівня конструкційного демпфування.



а – принципова схема демпфера; б – натурні взірці; 1, 7 – поршні;
2, 6 – гвинтові пружини тискування; 3 – оболонка з розрізом уздовж твірної;
4 – слабкостисливий деформівний заповнювач; 5 – стовбур

Рисунок 1 – Оболонковий фрикційний демпфер

Для реалізації описаного принципу роботи та досягнення необхідних експлуатаційних характеристик віброізолятора, його складові елементи повинні володіти певними характерними властивостями. Від головного накопичувача енергії (розімкнутої оболонки) вимагається поєднання низької жорсткості із необхідним рівнем міцності та довговічності. Для її конструювання ми застосовуємо вольфрамо-кремнієву, або хромокремнієву сталі з високими значеннями меж текучості. Для спрямованої трансформації переміщення поршнів в переміщення розімкнутої оболонки, заповнювач, який використано у демпфері, повинен легко змінювати свою форму (тобто володіти низьким модулем зсуву). З цієї позиції матеріал заповнювача – м'який порівняно з матеріалом оболонки. З іншого боку, щоб змусити оболонку деформуватись в умовах контактної взаємодії, матеріал заповнювача повинен бути слабкостисливим (тобто володіти високим модулем об'ємного стиску). Цим вимогам певною мірою відповідають гідроласти, еластomers, в'язкі рідини, сипучі тіла. У даний час для конструювання заповнювача оболонкового демпфера ми використовуємо еластomers, реологічні властивості яких створюють додатковий резерв для покращення

деформівних і демпфуючих властивостей цих пристроїв.

При немонотонному навантаженні фрикційного демпфера (рис. 1), внаслідок контактної взаємодії заповнювача із розімкнутою оболонкою та стволем, частина енергії зовнішніх впливів буде розсіюватись. Іншими словами, у відповідь на дію зовнішнього немонотонного навантаження у фрикційному демпфері виникатиме явище конструкторського гістерезису.

Діаграми деформування оболонкового фрикційного демпфера

Цей етап дослідження присвячено оцінці жорсткості та демпфувальних властивостей оболонкового демпфера такого типорозміру, який призначено для конструювання бурового амортизатора. Зауважимо, що маса бурового амортизатора є суттєво меншою, ніж маса тих конструкцій, для віброзахисту яких він використовується. Крім того, частоти зміни збудовуючих сил, які спричиняють виникнення вібрацій в розглядуваних системах, є меншими за власні частоти амортизатора. Тому ми проаналізували гістерезисні характеристики амортизатора за квазістатичною схемою. Для розімкнутої оболонки використовували сталь конструкційну

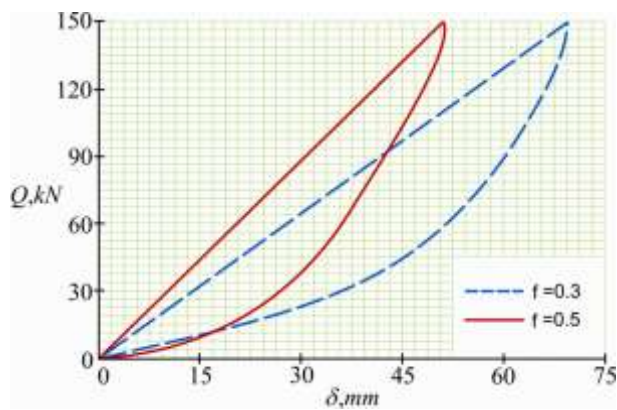


Рисунок 2 – Діаграми деформування оболонкового демпфера при віднульовому циклі навантаження

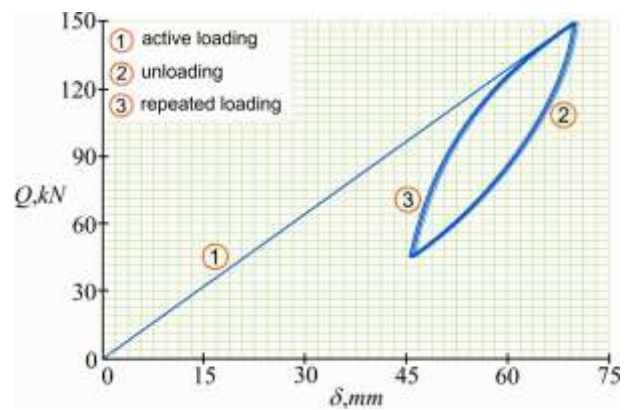


Рисунок 3 – Діаграма деформування оболонкового демпфера при навантаженні з коефіцієнтом асиметрії 0.33

хромокремнієву 60SiCr7 (межа текучості – $\sigma_{0.2} = 1400 \text{ МПа}$, модуль Юнга – $2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, модуль зсуву – $8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона – 0.31). Матеріал деформівного заповнювача – гума 7-4355 підвищеної маслобензостійкості (модуль пружності – $2 \cdot 10^7 \text{ Па}$, модуль зсуву – $7 \cdot 10^6 \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона – 0.49). Геометричні параметри демпфера наступні: внутрішній радіус розікритої оболонки – 75 мм, радіус ствола – 35 мм, довжина оболонки – 0.5 м, довжина деформівного заповнювача – 0.4 м, діаметр поперечного перерізу прутка пружини – 10 мм, товщина стінки оболонки – 10 мм. Стартове значення коефіцієнта тертя в контактних парах із заповнювачем – 0.5 (під час випробувань коефіцієнт тертя зменшували шляхом обробки поверхонь контакту графітовим мастилом). Діапазон зміни зовнішнього навантаження на поршні $Q = 0 \dots 150 \text{ КН}$.

Для заданої історії зовнішнього навантаження ми побудували діаграми деформування амортизатора (рис. 2 та рис. 3). Тут вздовж осі абсцис відкладено осадку поршнів δ , а вздовж осі ординат – зовнішнє навантаження на поршні Q .

На рисунку 2 зображено петлі демпфування пристрою при віднульовому циклі навантаження для різних значень коефіцієнта тертя f пар «заповнювач–оболонка» та «заповнювач–ствол». Кількість поглинутої енергії зовнішніх впливів за цикл навантаження демпфера чисельно дорівнює площі петлі демпфування. На графіках яскраво виражений ефект збільшення податливості демпфера при зниженні коефіцієнта тертя в контактних парах із заповнювачем, а оцифрування графіків і визначення зміни площі петлі дозволяє порівнювати кількість

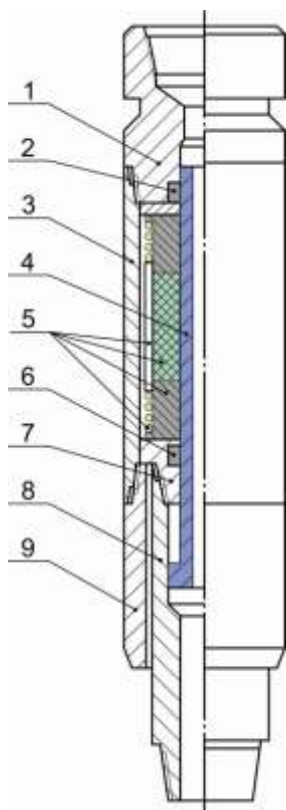
розсіяної енергії. На перший погляд більший коефіцієнт тертя в контактних парах мав би забезпечувати більшу розсіяну енергію за один цикл навантаження. Однак в нашому експерименті виявилось, що при більшому коефіцієнті тертя кількість розсіяної енергії за цикл навантаження є меншою. Ймовірно, це відбувається тому, що у системах із сухим позиційним тертям розподіл сил тертя залежить від деформацій контактних пар, а деформації, у свою чергу, залежать від сил тертя. Такий тісний взаємозв'язок визначає специфічні, часто інтуїтивно непередбачувані особливості поведінки подібних конструкцій. У даній ситуації збільшення коефіцієнта сухого тертя можуть призводити до зменшення областей взаємного проковзування в контактних парах фрикційного демпфера, а, отже, і до зменшення конструкційного розсіювання енергії, яке відбувається тільки у цих областях. Вочевидь, це явище потребує додаткового дослідження.

Розглянемо графік, представлений на рисунку 3. Висхідна ділянка 1 зображує етап початкового активного навантаження від нуля до 150 КН . Візуально ця ділянка дуже близька до лінійної. Низхідна ділянка 2 (нелінійна) зображує процес розвантаження оболонкового демпфера від максимального зовнішнього навантаження до 50 КН . Процес повторного активного навантаження зображено висхідною ділянкою 3 (нелінійна). Частина діаграми, яка зображена лініями 2 – 3, це петля демпфування пристрою. Вона відповідає прикладеній до поршня силі, яка змінюється циклічно в часі з коефіцієнтом асиметрії $Q_{\min} / Q_{\max} = 0.33$. При багаторазовому повторі циклу навантаження контур петлі стає дещо розмитим. Поступово знижуючи коефіцієнт асиметрії циклу, можна знайти таке його значення, за якого висхідна

вітка 3 повторного навантаження починає повертатись на ділянку 1 активного навантаження. Зокрема для обраного типорозміру демпфера значення такого коефіцієнта асиметрії дорівнює 0.09.

Особливості конструкції бурового амортизатора

Демпфери з сухим тертям доволі часто застосовують у віброзахисних системах, найперше звертаючи увагу на простоту і технологічність конструкцій та недороге техобслуговування. Прогнозується вдале використання пропонуваного оболонкового демпфера з розімкнутою оболонкою в гірничій та нафтогазовій галузях. Зокрема, у техніці буріння нафтових і газових свердловин бурильна колона є довгомірною конструкцією, що з'єднує свердловинні інструменти і бурову установку. Її динамічні характеристики є одним із ключових чинників, який впливає на ефективність та вартість буріння. На рисунку 4 представлено принципову схему бурового амортизатора, який сконструйовано на основі оболонкового фрикційного демпфера.



1 – перехідник амортизатора, 2 – спеціальне ущільнення, 3 – корпус, 4 – ствол, 5 – оболонковий фрикційний демпфер, 6 – ущільнення, 7 – упор, 8 – профільний вал, 9 – профільна втулка

Рисунок 4 – Принципова схема бурового амортизатора

Працює амортизатор наступним чином. Під'єднаний за допомогою перехідника 1 до валу вибійного двигуна чи до бурильних труб, амортизатор у процесі буріння навантажують осьовою силою і крутним моментом. Крутний момент передається долоту за допомогою профільної пари (втулка 9 – вал 8). Осьове навантаження примушує вал 8 входити всередину втулки 9. Разом з профільним валом переміщується з'єднаний з ним упор 7, який за допомогою перехідника 1 стискає оболонковий демпфер 5. Несучі ланки демпфера – фрикційний модуль та пружинні секції, змінюючи свою форму, накопичують потенціальну енергію пружної деформації. При зниженні імпульсу осьового навантаження рухомі частини бурового амортизатора повертаються у вихідне положення за рахунок енергії, яку накопичив оболонковий демпфер. При цьому частина енергії зовнішніх впливів поглинається за рахунок ефектів фрикційної взаємодії в контактних парах демпфера. Особливість представленої моделі полягає в тому, що пружинні секції та фрикційний модуль демпфера працюють одночасно, забезпечуючи сумарне збільшення утримувальної здатності, причому кожна з цих ланок сприймає частку зовнішнього навантаження, пропорційну власній жорсткості. Це дозволяє на стадії проектування регулювати експлуатаційні властивості бурового амортизатора, забезпечуючи потрібні замовнику паспортні характеристики.

Бурові амортизатори поздовжніх коливань обладнують традиційними механізмами передачі осьового навантаження і крутного моменту, для чого використовують широко розповсюджені профільні (квадрат, шестигранник, овал тощо) та шліцьові (прямобічні, евольвентні, трикутні) з'єднання. Із перелічених з'єднань реально на практиці використовується лише квадратна пара, яка забезпечує достатню міцність з'єднання в умовах обмежених діаметральних розмірів та необхідний рівень надійності. Для захисту свердловинного інструменту від позаштатних значень крутного моменту та від крутних коливань буровий амортизатор можна оснастити спеціальним вузлом передачі крутного моменту у вигляді багатозахідної несамогальмівної гвинтової пари [36]. Такий вузол здатен трансформувати прирости зовнішнього крутного моменту в прирости сили, яка навантажуватиме оболонковий фрикційний демпфер.

Висновки

Представлено нову конструкцію оболонкового демпфера, яка демонструє перспективні характеристики для застосування у віброзахис-

них системах. Пристрій складається з двох пружинних секцій і фрикційного модуля, які працюють одночасно, забезпечуючи оптимальне поєднання утримувальної здатності, демпфувальних властивостей і компактності конструкції.

Ключовими особливостями конструкції фрикційного модуля є: використання тонкостінної циліндричної оболонки з розрізом уздовж твірної як несучої ланки; застосування еластомерного заповнювача як робочого тіла; інтеграція ствола для центрування всіх елементів демпфера та забезпечення можливості використовувати його в низці технологічних процесів, зокрема, з присутністю агресивних та абразивовмісних середовищ.

Дослідження підтвердили, що під час циклічного навантаження оболонкового демпфера частина енергії, яка передається до системи, ефективно розсіюється завдяки контактній взаємодії заповнювача з оболонкою та ствомом.

Для оцінки жорсткості та демпфувальних властивостей запропонованої конструкції було побудовано експериментальні діаграми деформування. Вивчено вплив таких факторів, як: коефіцієнт асиметрії циклічного навантаження; коефіцієнт тертя між контактними парами «еластомер-оболонка» та «еластомер-ствол». Аналіз отриманих результатів дозволяє прогнозувати поведінку розглядуваної віброзахисної системи на будь-якому етапі процесу навантаження.

Окрім цього, в статті проаналізовано конструктивні особливості бурового амортизатора, створеного на основі розробленого фрикційного демпфера.

Загалом, при належному проектуванні запропонований фрикційний демпфер поєднує високу несучу здатність із відносно низькою жорсткістю та ефективним рівнем демпфування коливань. Він має значний потенціал для використання у важконавантажених системах, де існують жорсткі обмеження щодо поперечних габаритів віброзахисних пристроїв.

Література / References

1. Jaisee S., Yue F., & Ooi Y. H. A state-of-the-art review on passive friction dampers and their applications. *Engineering Structures*. 2021. Vol. 235, 112022. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.112022>
2. Dutkiewicz M., Velychkovych A., Shatskyi I., Shopa V. Efficient Model of the Interaction of Elastomeric Filler with an Open Shell and a Chrome-Plated Shaft in a Dry Friction

- Damper. *Materials*. 2022. 15(13). 4671. <https://doi.org/10.3390/ma15134671>
3. Balaji P. S., Karthik Selva Kumar K. Applications of Nonlinearity in Passive Vibration Control: A Review. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2020. <https://doi.org/10.1007/s42417-020-00216-3>
4. Gao S., Wang Y. An Evaluation Method for Dry Friction Damping of Ring Damper in Gas Turbine Engines under Axial Vibration. *Aerospace*. 2021. 8(10). 302. <https://doi.org/10.3390/aerospace8100302>
5. He, B., Ouyang, H., Ren, X., & He, S. Dynamic Response of a Simplified Turbine Blade Model with Under-Platform Dry Friction Dampers Considering Normal Load Variation. *Applied Sciences*. 2017. 7(3), 228. <https://doi.org/10.3390/app7030228>
6. Pesek, L., Pust, L., Snabl, P., Bula, V., Hajzman, M., Byrtus, M. Dry-Friction Damping in Vibrating Systems, Theory and Application to the Bladed Disc Assembly. In: Jauregui J. (eds) *Nonlinear Structural Dynamics and Damping. Mechanisms and Machine Science*. 2019, 69. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-13317-7_6
7. Huang, Z., Tan, J., Liu, C., & Lu, X. Dynamic Characteristics of a Segmented Supercritical Driveline with Flexible Couplings and Dry Friction Dampers. *Symmetry*, 2021. 13(2), 281. <https://doi.org/10.3390/sym13020281>
8. Wahad, H.S., Tudor, A., Vlase, M., Cerbu, N., & Subhi, K.A. (2017). The effect of friction in coulombian damper. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 174, 012021. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/174/1/012021>
9. Hareen, C. B. V., & Mohan, S. C. Energy-based seismic retrofit and design of building frames with passive dampers. *Engineering Structures*, 2022. 250, 113412. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.113412>
10. Aydin, E., Öztürk, B., & Dutkiewicz, M. Analysis of efficiency of passive dampers in multi-storey buildings. *Journal of Sound and Vibration*, 2019. 439, 17–28. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.09.031>
11. Paronesso, M., Lignos, D.G. Experimental study of sliding friction damper with composite materials for earthquake resistant structures. *Engineering Structures*, 2021. 248, 113063. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.113063>
12. Rathee, R. (2023). Numerical modeling and simulation of friction models for mechanical systems: A brief review. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.12.185>

13. Shatskyi, I., Popadyuk, I., & Velychkovych, A. (2018). Hysteretic properties of shell dampers. In *Dynamical Systems in Applications, Proceedings of the DSTA 2017, Lodz, Poland, 11–14 December 2017*; Awrejcewicz, J., Ed.; Springer: Cham, Switzerland, P. 343–350. https://doi.org/10.1007/978-3-319-96601-4_31
14. Barsotti, R., Bennati, S., & Migliaccio, G. (2024). Non-Linear Dynamics of Simple Elastic Systems Undergoing Friction-Ruled Stick–Slip Motions. *Civil Eng*, 5(2), 420–434. <https://doi.org/10.3390/civileng5020021>
15. Ferrotto, M. F., & Cavaleri, L. (2022). Variable Friction Dampers (VFD) for a modulated mitigation of the seismic response of framed structures: Characteristics and design criteria. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 103375. <https://doi.org/10.1016/j.probengmech.2022.103375>
16. Lan, X., Wei, G., & Zhang, X. (2024). Study on the Influence and Optimization Design of Viscous Damper Parameters on the Damping Efficiency of Frame Shear Wall Structure. *Buildings*, 14(2), 497. <https://doi.org/10.3390/buildings14020497>
17. Velychkovych, A., Bedzir, O., & Shopa, V. (2021). Laboratory experimental study of contact interaction between cut shells and resilient bodies. *Engineering Solid Mechanics*, 9(4), 425–438. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2021.5.003>
18. Wang, Q., Shen, H., Zhang, Z., & Qian, H. (2023). Mechanical Behaviors of a Buckling-Plate Self-Centering Friction Damper. *Buildings*, 13(2), 440. <https://doi.org/10.3390/buildings13020440>
19. Bazaluk, O., Slabyi, O., Vekeryk, V., Velychkovych, A., Ropyak, L., & Lozynskyi, V. (2021). A Technology of Hydrocarbon Fluid Production Intensification by Productive Stratum Drainage Zone Reaming. *Energies*, 14(12), 3514. <https://doi.org/10.3390/en14123514>
20. Velichkovich, A.S., & Dalyak, T.M. (2015). Assessment of stressed state and performance characteristics of jacketed spring with a cut for drill shock absorber. *Chem. Pet. Eng.*, 51, 188–193. <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0022-3>
21. Tian, J., Yang, Z., Li, Y., Yang, L., Wu, C., Liu, G., & Yuan, C. (2016). Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(6), 2443–2451. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-0504-z>
22. Velychkovych, A., Petryk, I., & Ropyak, L. (2020). Analytical Study of Operational Properties of a Plate Shock Absorber of a Sucker-Rod String. *Shock and Vibration*, 2020, 1–7. <https://doi.org/10.1155/2020/3292713>
23. Dong, G., & Chen, P. (2016). A Review of the Evaluation, Control, and Application Technologies for Drill String Vibrations and Shocks in Oil and Gas Well. *Shock and Vibration*, 2016, 1–34. <https://doi.org/10.1155/2016/7418635>
24. Velichkovich, A., Dalyak, T., & Petryk, I. (2018). Slotted shell resilient elements for drilling shock absorbers. *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies nouvelles*, 73, 34. <https://doi.org/10.2516/ogst/2018043>
25. Velichkovich, A. S., Popadyuk, I. I., & Shopa, V. M. (2011). Experimental study of shell flexible component for drilling vibration damping devices. *Chemical and Petroleum Engineering*, 46(9-10), 518–524. <https://doi.org/10.1007/s10556-011-9370-9>
26. Dutkiewicz, M., Golebiowska, I., Shatskyi, I., Shopa, V., Velychkovych, A. (2018). Some aspects of design and application of inertial dampers. *MATEC Web of Conf.*, 178, 06010. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817806010>
27. Shats'kyi, I. P., Shopa, V. M., & Velychkovych, A. S. (2021). Development of Full-Strength Elastic Element Section with Open Shell. *Strength of Materials*, 53(2), 277–282. <https://doi.org/10.1007/s11223-021-00286-y>
28. Zuo, Y., & Wu, X. (2017). A comparative study of four rod load reduction techniques for deep-rod pumping. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 8(2), 475–483. <https://doi.org/10.1007/s13202-017-0367-6>
29. Velichkovich, A. S. (2005). Shock Absorber for Oil-Well Sucker-Rod Pumping Unit. *Chemical and Petroleum Engineering*, 41(9-10), 544–546. <https://doi.org/10.1007/s10556-006-0015-3>
30. Yongwang, L., Hongning, Z., Yixiang, N., Guojun, L., Wentao, L., & Yiwu, L. (2023). Experiment on the influence of downhole drill string absorption & hydraulic supercharging device on bottom hole WOB fluctuation. *Energy Reports*, 9, 2372–2378. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.01.047>
31. Aarsnes, U. J. F., & van de Wouw, N. (2019). Effect of shock subs on self-excited vibrations in drilling systems. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 181, 106217. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106217>
32. Sharmin, T., Khan, N. R., Akram, M. S., & Ehsan, M. M. (2023). A State-of-the-art Review on for Geothermal Energy Extraction, Utilization, and Improvement Strategies: Conventional, Hybridized, and Enhanced Geothermal Systems. *International Journal of Thermofluids*, 100323. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100323>

33. Landar, S., Velychkovych, A., Ropyak, L., & Andrusyak, A. (2024). A Method for Applying the Use of a Smart 4 Controller for the Assessment of Drill String Bottom-Part Vibrations and Shock Loads. *Vibration*, 7(3), 802-828. <https://doi.org/10.3390/vibration7030043>
34. Yuan, X., Tian, T., Ling, H., Qiu, T., & He, H. (2019). A Review on Structural Development of Magnetorheological Fluid Damper. *Shock and Vibration*, 2019, article ID 1498962. <https://doi.org/10.1155/2019/1498962>
35. Zhanwen, W., Tianming, Z., Zutao, Z., Yanping, Y., & Yujie, L. (2020). A high-efficiency regenerative shock absorber considering twin ball screws transmissions for application in range-extended electric vehicles, *Energy and Built Environment*, 1(1), 36–49. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2019.09.004>
36. Landar, S., Velychkovych, A., & Mykhailiuk, V. (2024). Numerical and analytical models of the mechanism of torque and axial load transmission in a shock absorber for drilling oil, gas and geothermal wells. *Engineering Solid Mechanics*, 12(3), 207–220. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2024.3.002>