

## КІНЕТИЧНИЙ ПОТЕНЦІАЛ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ЯК ЕНЕРГЕТИЧНИЙ КРИТЕРІЙ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

Я.С. Гридзук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,  
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

*На підставі багаторічного досвіду експлуатації колони насосно-компресорних труб, теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що інтенсивні коливання колони за рахунок неусталених газодинамічних процесів, які мають місце як при відборі, так і при закачуванні газу є джерелом довготривалих циклічних навантажень. Внаслідок цього виникають сприятливі умови для самовільного відгвинчування насосно-компресорних труб та втомного руйнування їх конструктивних елементів.*

*У пошуках більш інформативних та перспективних методів для вирішення проблеми втомної міцності автором розглядається своєрідний енергетичний метод, що базується на визначенні внутрішньої прихованої енергії деформації. Із застосуванням основних принципів аналітичної механіки та механіки втомного руйнування описується процес накопичення та розповсюдження такої енергії в колоні насосно-компресорних труб у вигляді її кінетичного потенціалу, а також вплив цього процесу на втомну довговічність її елементів.*

Ключові слова: колона насосно-компресорних труб, втома, вібрація, енергія, міцність.

*На основании многолетнего опыта эксплуатации колонны насосно-компрессорных труб, теоретических и экспериментальных исследований установлено, что интенсивные колебания колонны за счет неусталовившихся газодинамических процессов, имеющих место как при отборе, так и при закачке газа являются источником длительных циклических нагрузок. В результате возникают благоприятные условия для самопроизвольного отвинчивания насосно-компрессорных труб и усталостного разрушения их конструктивных элементов.*

*В поисках более информативных и перспективных методов для решения проблемы усталостной прочности автором рассматривается своеобразный энергетический метод, который базируется на определении внутренней скрытой энергии деформации. С применением основных принципов аналитической механики и механики усталостного разрушения исследуется процесс накопления и распространения такой энергии в колонне насосно-компрессорных труб в виде кинетического потенциала, а также влияние этого процесса на усталостную долговечность ее элементов.*

Ключевые слова: колонна насосно-компрессорных труб, усталость, вибрация, энергия, прочность.

*On the basis of the long-term experience of gas-lift pipe column operation, theoretical and experimental research, it was established that intensive fluctuations of a column at the expense of the unsteady gas dynamic processes taking place both at selection, and at gas injection represent a source of long cyclic loads. As a result, favorable conditions for accidental unscrewing of gas-lift pipes and fatigue failure of their constructive elements arise.*

*In the search of more informative and perspective methods for a problem solution of fatigue endurance the author considers an original power method based on definition of the internal latent energy of deformation. Applying main principles of analytical mechanics and mechanics of fatigue failure process of accumulation and dispersion of such energy in a column of gas-lift pipes in the form of its kinetic potential, and also the influence of this process on the fatigue endurance of its elements was investigated.*

Keywords: gas-lift pipe column, fatigue, vibration, energy, endurance.

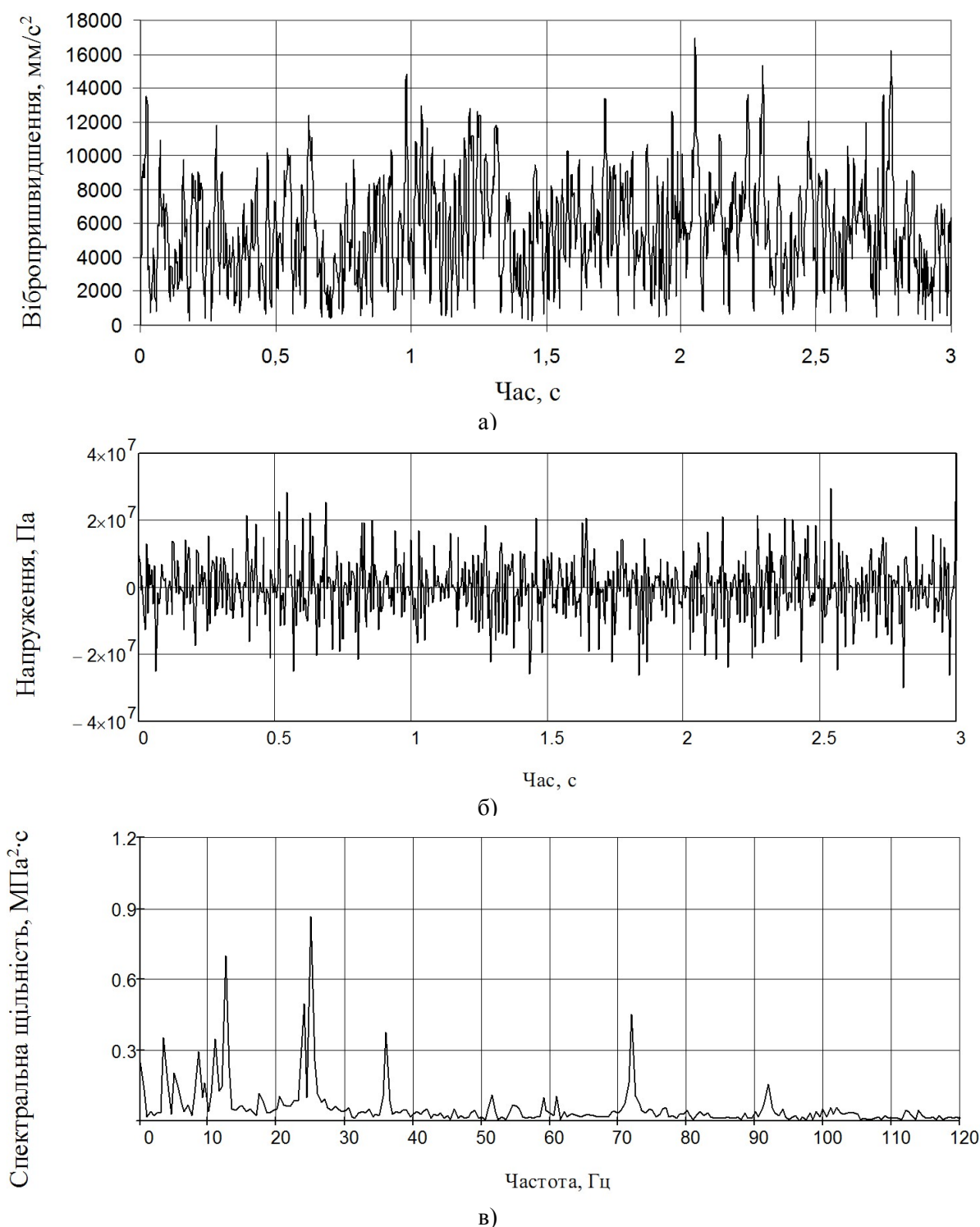
### Вступ

Колона насосно-компресорних труб (НКТ) під час нагнітання газу у підземне газосховище, а також під час його видобування піддається дії динамічних осьових та згинальних навантажень, які супроводжуються інтенсивними коливаннями. Поперечні та поздовжні коливання НКТ зумовлені, в основному, турбулентним характером руху газу у свердловині та НКТ, внаслідок чого остання зазнає прогинів у поперечних напрямках. Інтенсивні вібрації колони є основною причиною виникнення змінних напружень і, як наслідок втомного руйнування металу труб, їх самовідгвинчування та обриву. При цьому не існує вичерпної відповіді, яка б пояснювала особливості можливих критичних напружених станів та руйнування з позиції

втоми. Тож очевидно є потреба у нових критеріях, за якими можна було б спрогнозувати число циклів навантаження елемента НКТ до руйнування. Оцінка довгострокової втомної міцності різьбових з'єднань колони НКТ як найбільш уразливих її елементів – це одна з важливих технічних задач, яка є актуальною в сфері експлуатації нафтогазовидобувного обладнання, оскільки попри численні дослідження, проблема втомних руйнувань залишається невирішеною.

### Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Як вказують результати аналізу промислових досліджень динаміки ліфтових колон на свердловинах №34 та №241 Більче-Волиць-



а) вібропришвидщення; б) напруження; в) спектральна щільність напружень

**Рисунок 1 – Закон зміни еквівалентних напружень на глибині 1035м у перерізі колони НКТ свердловини №241 під час відбору газу**

кого-Угерського підземного сховища газу (ПСГ) філії УМГ "Львівтрансгаз" [1], особливостю роботи елементів колони НКТ в режимі інтенсивних коливань є складний характер навантаження, пов'язаний, у першу чергу, із його нестационарністю та багаточастотністю (рис. 1). Це суттєво ускладнює оцінку динамічного напруженого стану в перерізах колони [2, 3] та довговічності її елементів.

Необхідно взяти до уваги принципово важливий факт, що руйнування матеріалу під дією тривалого багаточастотного нестационарного навантаження є багатадійним процесом, вплив кожної стадії якого, врешті-решт, і визначає довговічність елемента колони НКТ в заданих умовах. Тому розгляд специфіки і базових чинників, які визначають кожну стадію процесу руйнування є необхідним для підви-

щення рівня достовірності і точності оцінки міцності та довговічності. У цьому аспекті особливо важливим є врахування потенційного розвитку у процесі експлуатації наявних тріщиноподібних дефектів, спричинених сумісною дією робочих навантажень, що в подальшому призводять до руйнування матеріалу труб (рис. 2).

Інженерний досвід експлуатації нафтогазовидобувного обладнання [3] засвідчує, що робота більшості механізмів та вузлів під навантаженням добре узгоджується з результатами теоретичних розрахунків на міцність, які базуються на механічних підходах. Однак такі властивості матеріалів, як масштабний фактор, розкид міцності, вплив на міцність швидкості навантажування та інші, неможна пояснити з позицій механіки суцільного середовища, так як основною причиною їх прояву є найбільш небезпечні, хоча і нечисленні дефекти. Вплив цих дефектів без особливих труднощів можна враховувати статистичними методами, якщо вважати, що основна маса дрібних дефектів на макроміцність не впливає. В такому ракурсі, проблема пошуку критеріїв міцності може бути раціонально вирішена шляхом кількісної оцінки міцнісних властивостей матеріалу з позицій механічних теорій, з припущенням про безкінечну ділимість та однорідність матеріалу, з відповідною корекцією статистичними методами для врахування впливу характерних для даного матеріалу найбільш небезпечних дефектів.

Задачами про встановлення критеріїв втомної міцності з позицій енергетичних теорій займався ряд науковців [4]. Теорія про те, що небезпечний стан матеріалу настає з досягненням питомою потенціальною енергією деякої межі, була сформульована вченим Бельтрамі, а пізніше розвинена Хейгом. У випадку від'ємного кульового тензора за критерій міцності Губером запропоновано приймати не повну величину потенціальної енергії, а тільки ту її частину, яка витрачається на зміну форми.

Вивчаючи питання пластичної деформації матеріалів, Мізес та Генкі узагальнили теорію Губера і незалежно один від іншого дійшли до висновку, що остання справджується як при додатному, так і при від'ємному кульовому тензорі напружень. За їх теорією критичний стан матеріалу настає з досягненням енергією, яка витрачається на зміну форми, деякої граничної величини. Однак цим не вичерпується трактування фізичного змісту цієї теорії. Задачу про встановлення критеріїв втомної міцності з інших позицій розв'язував Д.І. Гольцев, який виходив з того, що інваріантом напруженого стану є питома енергія розсіювання, пов'язана з дотичними силами внутрішнього опору, що діє по площадці октаедра. Критерій втомної міцності, заснований на врахуванні розсіювання такої енергії, розглядалися В.Т. Трощенко. Враховуючи той факт, що із збільшенням енергії, яка розсіювалась в матеріалі за цикл, збільшувались її витрати в результаті розсіювання теплоти в навколишнє середовище і т.п. В.Т. Трощенко запропонував наступну вихідну формулу,



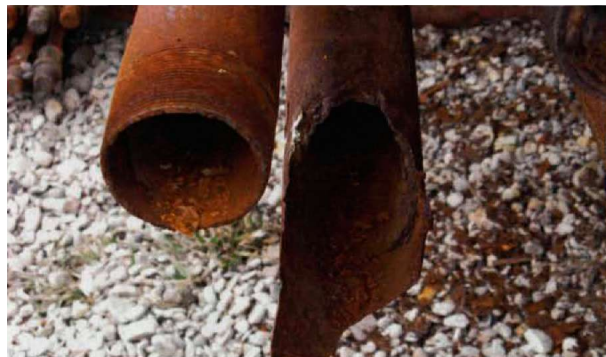
а)



б)



в)



г)



д)

а), б), в) – втомні руйнування НКТ;  
г), д) – НКТ після падіння у свердловину

**Рисунок 2 – Приклади втомного руйнування елементів НКТ**

яку можна розповсюдити на випадок складного напруженого стану:

$$\sum_1^N \left( W - W_0 \left( \frac{W}{W_0} \right)^\alpha \right) = C, \quad (1)$$

де  $N$  – число циклів до руйнування;  
 $W$  – енергія, розсіяна в одиниці об'єму матеріалу за цикл, яка рівна площі петлі гістерезису, побудованої в координатах  $\sigma - \varepsilon$ ;  
 $C$  – константа матеріалу;  
 $\alpha$  – коефіцієнт, який згідно [4] може бути прийнятий рівним 0,5.

В загальному випадку вирішальну роль в механізмі поглинання енергії деформації відіграє утворення лінійних дефектів кристалічної структури і дислокацій. Наявність дислокацій в кристалічній структурі металу проявляється через збільшення внутрішньої енергії системи, яку називають запасеною, прихованою, поглинутою, латентною енергією деформації. При формулюванні критерію втоми у [6] вважається, що циклічна міцність визначається кількістю накопиченої в зразку прихованої енергії деформації, яка на момент руйнування досягає деякої критичної величини. Згідно даних досліджень [7, 8] в процесі циклічних навантажень відбувається накопичення пластичних деформацій від циклу до циклу, причому закономірність накопичення деформації має немонотонний характер. Критерій втоми в цьому випадку має вигляд:

$$\sigma^m N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{CE} \left[ \ln \left( \frac{k}{1-k} \right) \left( \ln \left( \frac{W_*}{W_0} - 1 \right) \right)^{-1} + 1 \right], \quad (2)$$

де  $\sigma$  – середнє робоче напруження;  
 $m$  – показник степеня рівняння кривої втоми;  
 $\sigma_T$  – границя плинності матеріалу;  
 $E$  – модуль пружності матеріалу;  
 $W_* = W/k$ ;  
 $W$  – величина прихованої енергії деформації при  $0 < k < 1$ ;

$W_0$  – величина прихованої енергії, розсіяної в матеріалі за цикл при напруженнях, рівних границі втоми.

Узагальнення накопиченого експериментального та теоретичного матеріалу [1 – 3] та аналіз існуючих теорій міцності [4] дає підстави сформулювати деякі апіорні думки стосовно міцності матеріалу, а також виявити основні розрахункові показники, які можуть бути прийняті як параметри інваріантної до напруженого стану функції при розробці та обґрунтуванні нових критеріїв міцності. На даний час для розробки загальної теорії втомної міцності недостатньо інформації про втому саме в тих умовах, які є найбільш важливі для інженерної практики, наприклад, для високоміцних матеріалів, що працюють в умовах впливу відносно малих напружень [4, 5]. Проведені фундаментальні дослідження механізмів зародження втомних тріщин відносяться до високопластич-

них металів, деформація яких зв'язана з надзвичайною локалізацією процесу втоми. Чим менш пластичний матеріал, тим ступінь локалізації вище. Таким чином, методи оптичної та електронної мікроскопії, що прийнятні для дослідження чистих металів і м'яких сплавів, часто виявляються неприйнятні у випадку високоміцних матеріалів. Тому енергетичні методи можуть виявитись найбільш перспективними для вирішення проблеми втоми.

Вивчення втоми металів з деформаційних та енергетичних позицій дозволяє в ряді випадків оцінювати кінетику пошкоджуваності при циклічному навантаженні [7]. Велике значення в цьому процесі має зв'язок розсіювання енергії в матеріалі з втомною міцністю. За кількістю розсіювання енергії і її зміні можна судити про величину та кінетику накопичення втомних пошкоджень і, відповідно, прогнозувати довговічність.

### Висвітлення проблеми і основні результати досліджень

Під час відбору чи закачування газу у природні сховища газу (ПСГ) через свердловину колона НКТ знаходиться під дією багаточислових навантажень, які за певних обставин є причиною як низько- так і високочастотних коливань колони та призводять до втрати її стійкості. Тому задачу про визначення прихованої енергії деформації довільного елемента колони НКТ в таких умовах з достатньою точністю можна звести до визначення його внутрішньої енергії. Для цього колону НКТ, яка складається із великої кількості послідовно згвинчених між собою труб розглядатимемо як довгомірну пружну механічну систему, що перебуває під дією випадкового вібраційного навантаження. Елементарний запас кінетичної енергії накопичений довільною ділянкою колони НКТ в процесі її коливань складається з елементарної потенціальної енергії деформації, внутрішньої енергії та деякої дисипативної функції [9]:

$$dT = d\Pi + dW + d\Phi, \quad (3)$$

де  $T$  – кінетична енергія ділянки колони НКТ, яка накопичена в результаті її коливань;  
 $\Pi$  – потенціальна енергія деформації ділянки колони НКТ;

$\Phi$  – дисипативна функція, тобто енергія, яка затрачається на згасання коливань ділянки колони НКТ внаслідок її тертя до стінок свердловини.

За умови незначного контакту колони НКТ із стінками свердловини дисипативною функцією  $\Phi$  можна знехтувати і після усереднення рівняння (3) отримаємо:

$$T = \Pi + W,$$

звідки запас внутрішньої прихованої енергії виразимо різницею між кінетичною та потенціальною енергією:

$$W = T - \Pi. \quad (4)$$

Згідно основних положень аналітичної механіки [9] різницю між кінетичною та потенціальною енергією називають кінетичним потенціалом, який виражається функцією Лагранжа:

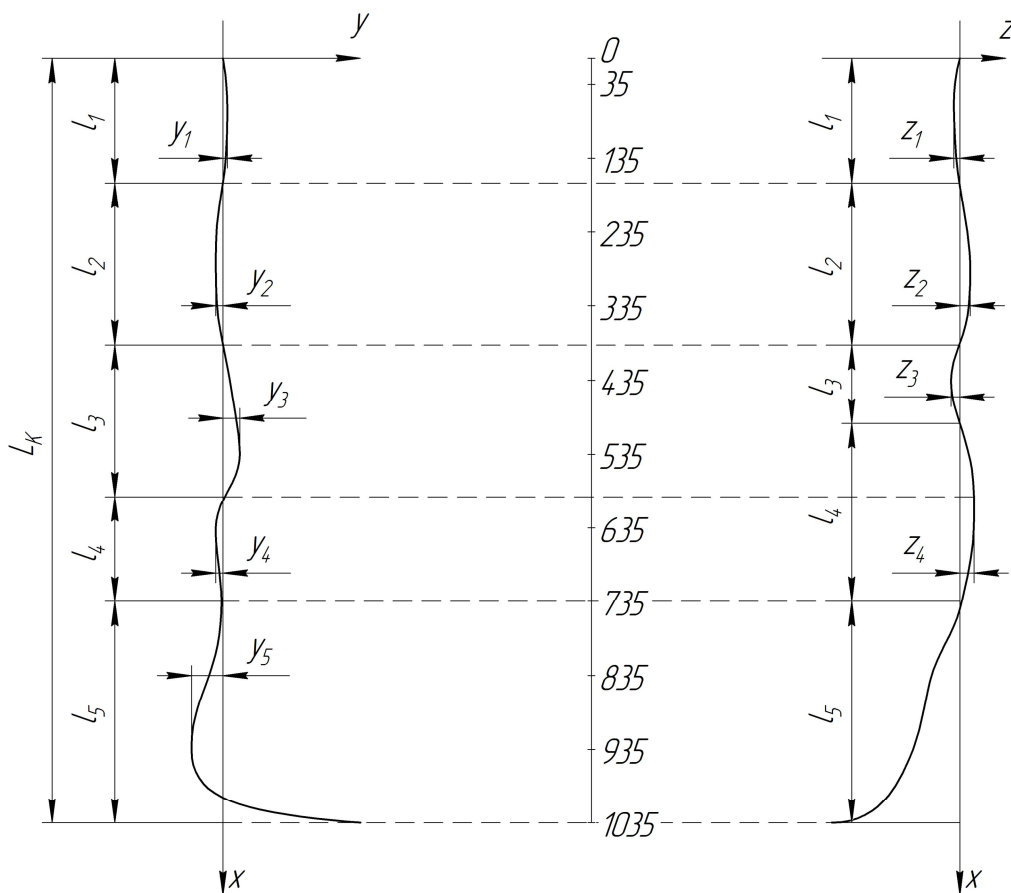


Рисунок 3 – Схема визначення довжин півхвиль прогинів та поперечних відхилень центрів перерізів ділянок колони НКТ під час коливань в процесі відбору газу через свердловину №241

$$L = T - \Pi \quad (5)$$

Враховуючи основні принципи кінематики складного руху, кінетичні енергії осьових та поперечних коливань деформованої ділянки колони НКТ згідно з [9] визначається так:

$$T_{oc} = \frac{m_i V_{oc}^2}{2} = \frac{m_i V_x^2}{2}; \quad (6)$$

$$T_n = \frac{m_i V_n^2}{2} = \frac{m_i (V_y^2 + V_z^2)}{2}, \quad (7)$$

де  $m_i$  – маса ділянки НКТ, приведена до конкретного перерізу;

$V_n = \sqrt{V_y^2 + V_z^2}$  – швидкість поперечних коливань центру перерізу ділянки НКТ;

$V_y, V_z$  – проекції швидкості поперечних коливань центру перерізу ділянки НКТ [1];

$V_{oc} = V_x$  – швидкість осьових (поздовжніх) коливань центру перерізу ділянки НКТ [2].

Масу ділянки НКТ у вигляді вигнутої півхвилі з достатньою точністю можна визначити таким чином:

$$m_i = M \frac{l_i}{L_k},$$

де  $M$  – маса колони НКТ;

$L_k$  – загальна довжина колони НКТ;

$l_i$  – довжина півхвилі прогину колони НКТ.

За результатами промислових досліджень параметрів поперечних коливань колони НКТ [1] визначені довжини півхвиль її прогину у двох взаємно перпендикулярних напрямках (рис. 3).

З урахуванням (6) і (7) кінетична енергія ділянки НКТ з поздовжньою координатою  $x$  матиме вигляд:

$$T = T_{oc} + T_n = \frac{m_i (V_x^2 + V_y^2 + V_z^2)}{2}. \quad (8)$$

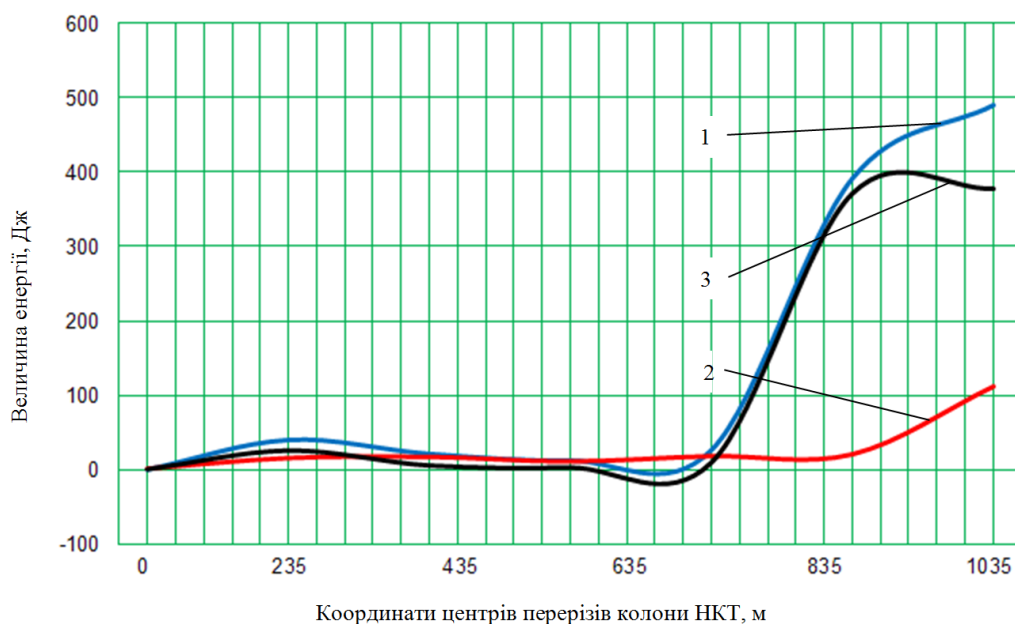
Згідно [5] потенціальну енергію деформації колони НКТ як довгомірного стрижня можна визначити наступним чином:

$$\Pi(x) = \int_0^l \frac{M_{3z}^2(x)}{2EJ} dx, \quad (9)$$

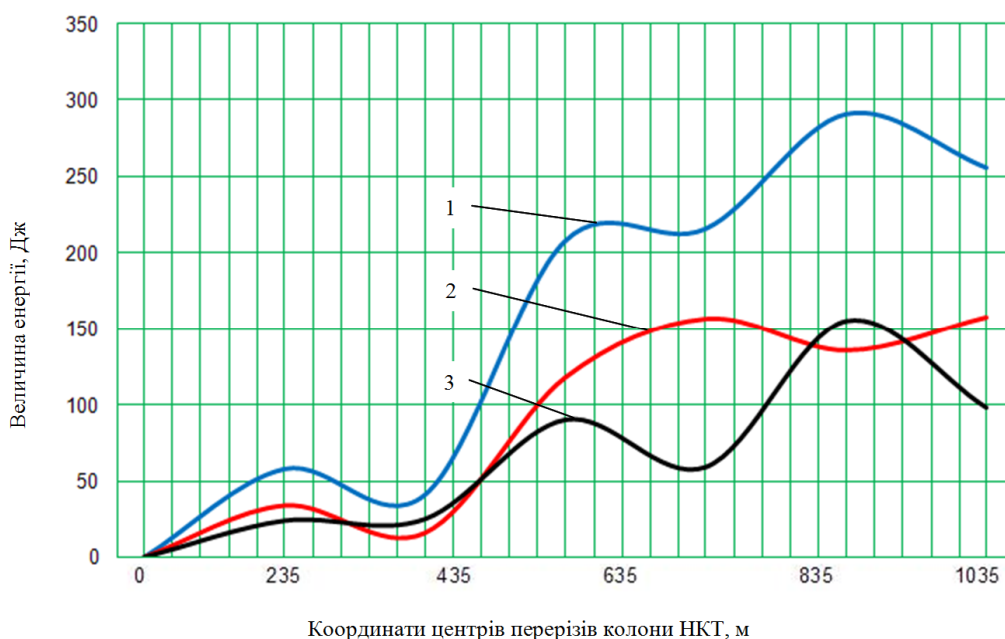
де  $M_{3z}(x) = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}$ ;

$M_y(x), M_z(x)$  – згинальні моменти, що діють на переріз НКТ у двох взаємно перпендикулярних площинах, як функції поздовжньої координати  $x$ , визначені у [2];

$J$  – момент інерції поперечного перерізу труби.



1 - кінетична енергія коливань; 2 - потенціальна енергія деформації; 3 - кінетичний потенціал  
**Рисунок 4 – Графічні залежності зміни енергетичних параметрів колоні НКТ від її довжини в процесі відбору газу через свердловину №241**



1 - кінетична енергія коливань; 2 - потенціальна енергія деформації; 3 - кінетичний потенціал  
**Рисунок 5 – Графічні залежності зміни енергетичних параметрів колоні НКТ від її довжини під час заповнення газом через свердловину №241**

Підставивши (8) і (9) у (5) кінетичний потенціал, ділянки колоні НКТ подамо в такому вигляді:

$$L = \frac{1}{2} \left( m(V_x^2 + V_y^2 + V_z^2) - \int_0^l \frac{M_{3z}^2(x)}{EJ} dx \right). \quad (10)$$

Зміну кінетичного потенціалу колоні НКТ із глибиною свердловини демонструють графічні залежності, відображені на рис. 4 і 5. Як показали результати теоретичних досліджень, проведених за залежностями (8) – (10), значним

запасом кінетичної енергії під час коливань володіє нижня частина колоні НКТ, ділянки якої “вібрують” з більшими швидкостями, ніж ділянки верхньої частини. Зазначаючи найбільших амплітуд прогинів у поперечних напрямках внаслідок таких вібрацій, нижня частина колоні НКТ набуває і більшої потенціальної енергії. Якщо для режиму відбору газу (рис. 4) накопичення кінетичного потенціалу притаманне тільки нижній частині колоні виключно за рахунок її інтенсивних коливань, то в режимі заповнення газом (рис. 4) характерне збільшення кінети-

чного потенціалу по всій довжині колони пояснюються як самими вібраціями, так і амплітудами поперечних прогинів. Тому характер зміни кінетичного потенціалу по довжині ліфтової колони в режимі відбору чи закачування газу, залежить як від інтенсивності коливань її ділянок, так і від геометрії її осі.

Отримані графічні залежності, в основу яких закладені вирази (3) – (5), мають важливе теоретичне і практичне значення. З них випливає, що загальна механічна енергія колони НКТ, як пружної системи, є постійною, і при стійкій вібрації робота, виконана зовнішніми та внутрішніми амортизуючими силами, при даному рівні енергії  $W = L$  взаємно компенсується. Якщо повну деформацію ділянки НКТ подати у вигляді суми пружної, пластичної та деформації пошкоджуваності, то остання складова залежить від рівня максимальних напружень. Виходячи з таких міркувань, критерій втоми (2) в такому випадку можна подати так:

$$\sigma^m N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{CE} \left[ \ln \left( \frac{k}{1-k} \right) \left( \ln \left( \frac{L}{kL_0} - 1 \right) \right)^{-1} + 1 \right]. \quad (11)$$

На даний час, в силу об'єктивних та суб'єктивних труднощів, недостатньо розроблені математичні моделі розрахунку показників надійності елементів колон НКТ, в яких би враховувався вплив вібрації колони, що часто призводить до втомних руйнувань в умовно вертикальних свердловинах, де згідно із розрахунками [10] вони повинні бути відсутні. Спираючись на вираз (11) число циклів до руйнування елемента колони НКТ, який перебуває під дією багатоциклових вібраційних навантажень, можна спрогнозувати наступним чином:

$$N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{\sigma^m CE} \left[ \ln \left( \frac{k}{1-k} \right) \left( \ln \left( \frac{L}{kL_0} - 1 \right) \right)^{-1} + 1 \right]. \quad (12)$$

Залежності (11) і (12), отримані виходячи з енергетичної уяви про природу втомного пошкодження і встановлені на засадах теорії втомного руйнування, після експериментального підтвердження можуть використовуватись для оцінки довговічності елементів колони протягом її експлуатації за певним технологічним процесом.

### Висновки

Повертаючись до проблеми втомної міцності та довговічності колони НКТ, що працює в умовах інтенсивних вібрацій, відзначено необхідність обґрунтування критерію, за яким можна було б оцінити вплив вібрацій на довговічність елементів колони, які перебувають в “епіцентрах” вібраційних навантажень. Зважаючи на переваги та недоліки існуючих теорій міцності, особливості вібраційного навантаження ліфтової колони та специфіку втомного руйнування її елементів у процесі експлуатації вирішено задачу про можливість використання кінетичного потенціалу в якості енергетичного критерію втомної міцності та довговічності НКТ.

1 Савула С. Ф. Експериментальні дослідження динаміки ліфтових колон підземного сховища газу / С.Ф. Савула, Є.В. Харченко, А.О. Кичма // *Машинознавство*. – 2006. – №6. – С. 30-34.

2 Ивасив В.М. Оценка напряженного состояния в сечениях насосно-компрессорных труб за кинематическими характеристиками их колебаний / В.М. Ивасив, В.Я. Василишин, Я.С. Гриджук, И.И. Стелига, Л.Р. Юрыч // *Нефтепрмысловое дело: Научно-технический журнал ОАО ВНИИОЭНГ*. – Москва, 2014. – №10. – С. 47-53.

3 O.M. Aamo, G.O. Eikrem, H.B. Siahhaan, B.A. Foss. Observer Design for Multiphase Flow in Vertical Pipes with Gas-Lift – Theory and Experiments. Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, 7491 Trondheim, Norway, July 2004. – №5.

4 Писаренко Г.С. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. – Киев.: Наукова думка, 1969. – 208 с.

5 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Наука, 1964. – 539с.

6 Арутюнян А.Р. Приложение энергетических методов к решению проблемы многоциклового усталости / А.Р. Арутюнян, Р.А. Арутюнян // *Механика деформируемого твердого тела – Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского – Нижний Новгород*, 2011. – №4 (4). – С. 1359-1360.

7 Грабовський А.П. Кінетика накопичення пошкоджень при повторно-змінному осьовому навантаженні конструкційних матеріалів / А.П. Грабовський, І.І. Бабієнко, О.А. Бондарець // *Серія машинобудування. Вісник НТУУ “КПІ”*, 2013. – №3 (69) – С. 18-23.

8 Приступа С.О. Природа латентної енергії деформації та її вплив на експлуатаційні властивості деталей підшипників / С.О. Приступа, В.Ю. Заблоцький, О.П. Дахнюк // *Приладобудування – Вісник Хмельницького національного університету*, 2013. – №5. – С. 32-35.

9 Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник / М.А. Павловський. – Київ.: Техніка, 2002. – 510 с.

10 Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224с.

Стаття надійшла до редколегії  
01.04.15

Рекомендована до друку  
професором **Івасивим В.М.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
канд. техн. наук **Григорашем В.В.**  
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)