

УДК 622.242.001.24(075)

**ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВИХІД З ЛАДУ ТАЛЕВОГО  
КАНАТУ БУРОВИХ УСТАНОВОК****В. Т. Іващенко, М. М. Лях, Д. Ю. Журавльов, В. В. Михайлів***Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;**76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;**тел. +380(342) 72-71-47; e-mail: mechtach@iung.edu.ua*

*Викладено аналіз основних факторів, що впливають на довговічність талевого каната – нестаціонарний циклічний характер зміни напружень розтягу та згинальних напружень в дротинах каната; динамічний (коливальний) характер режиму роботи системи: бурильна колона - талевий канат - бурова вишка.*

*Охарактеризовано процес зношування матеріалу дротин каната: всередині каната і зовнішніх. Дано кількісну оцінку впливу динамічних навантажень на накопичення втомних факторів, виходячи із кривої втоми каната. Наведено аналітичні залежності впливу конструктивних і режимних параметрів роботи талевих систем та їх характеристики, що впливають на вихід із ладу талевого каната.*

**Ключові слова:** *напруження розтягу, згинання, динамічні навантаження, втомна міцність, вітки каната, спуско-підіймальні операції.*

**Огляд відомих досліджень та виділення невирішених частин загальної проблеми.**

В роботах [1, 2, 3] проаналізовані деякі фактори, що впливають на довговічність талевого каната: розрив дротин і сталки, поверхневе та внутрішнє зношування, поверхневе та внутрішня корозія, різні види можливих недопустимих дефектів, деформація, видавлювання металевого осердя, видавлювання дротин сталок, перегин каната, заломлення каната, тощо.

Зауважимо, що сумісна дія напружень в дротинах від циклічних навантажень сил розтягу і від згинання на шківках і барабані викликає руйнування талевого канату, яке пов'язане з явищами втоми в його дротинах та сталках, що призводить до розриву цих елементів. Тому методика оцінки довговічності талевих канатів, яка базується на кривій втоми потребує більш ретельної апробації і наявності статистичних даних в галузі втомної міцності канатної дротини і конструктивних особливостей каната.

**Викладення основного матеріалу.**

У відповідності з існуючими нормами небезпечної експлуатації талеві канати розраховують на міцність за максимальним статичним навантаженням

$$F_a \geq F_m \cdot S_{adm}, \quad (1)$$

де  $F_a$  – агрегатне розривне зусилля каната, вибирають за ГОСТ 16853, яке залежить від діаметра і границі міцності дротин каната;  $F_m$  – натяг ведучої вітки каната при підйомі;  $S_{adm}$  – допустимий запас міцності.

Допустимий запас міцності талевих канатів приймають:

$S_{adm} > 3$  – при виконанні спуско-підймальних операцій з бурильними колонами.

В процесі ліквідації прихоплень і затягування, при розходжуванні бурильних і обсадних колон, а також при спуску важких обсадних колон допускається приймати  $S_{adm} > 2$ ; при використанні талевих канатів в механізмі підйому вишки допускається  $S_{adm} > 2,5$ .

Основними факторами, що лімітують довговічність каната, є наступні:

1. Нестационарний циклічний характер зміни напружень натягу в дротинах каната, обумовлений дискретним характером спуску і підйому бурильних колон з розчленуванням їх на свічки. Діючі при цьому напруження в дротинах каната визначаються за формулою

$$\sigma_{p(n)} = \frac{F_{m(n)}}{\Sigma A_i}, \quad (2)$$

де:  $\sigma_{p(n)}$  – напруження розтягування в матеріалі дротів при підйомі бурильної колони із  $n$  свічок;  $F_{m(n)}$  – навантаження у ведучій вітці при підйомі бурильної колони із  $n$  свічок;  $\Sigma A_i$  – сумарна площа поперечних перерізів усіх дротин в канаті.

2. Циклічна зміна згинальних напружень в дротинах каната при проходженні каната через шків талевого блока і кронблока при намотуванні на барабан.

Із опору матеріалу відомо, що при чистому згинанні вільного бруса відносно видовження зовнішнього шару  $\varepsilon$ , розміщеного на відстані  $l$  від нейтральної осі (стосовно до каната) (рис. 1)

$$\varepsilon = e/\rho, \quad (3)$$

де:  $e = 0,5d_k$ ;  $\rho$  – радіус кривизни нейтральної осі

$$\rho = 0,5D_{ш} + 0,5d_k. \quad (4)$$

Звідки,

$$\varepsilon = \frac{d_k}{D_{ш} + d_k}. \quad (5)$$

За законом Гука:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E_k = \frac{d_k \cdot E_k}{D_{ш} + d_k}, \quad (6)$$

де:  $E_k = (1,0-1,2) \cdot 10^3 \text{ МПа}$  – модуль пружності каната;  $d_k$  – діаметр каната,  $D_{ш}$  – діаметр шківа по дну жолоба.

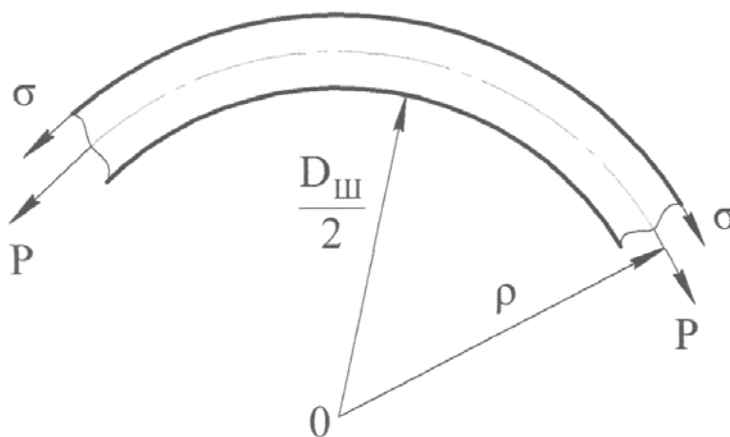


Рис. 1. Згинання каната

В реальних умовах при наявності сили розтягування в канаті і, враховуючи сили тертя між поверхнею жолоба шківа і канатом, можна припустити, що нейтральна вісь згинання в канаті може знаходитися на поверхні жолоба шківа (крайній випадок). Тоді відстань  $l$  від нейтральної осі до крайнього зовнішнього волокна в канаті буде дорівнювати  $l=d_k$ , а радіус кривизни нейтральної осі  $\rho = 0,5D_{ш}$ . Відносне видовження цього волокна буде:

$$\varepsilon = \frac{2d_k}{D_{ш}}. \quad (7)$$

Звідки згинальні напруження в зовнішніх волокнах бруса можна визначити за формулою

$$\sigma = \varepsilon \cdot E_k = \frac{2d_k \cdot E_k}{D_{ш}}. \quad (8)$$

*Приклад.* Визначити згинальні напруження в каната діаметром 35 мм при обгинанні шківа діаметром 1000 мм.

За формулою (6) матимемо:

$$\sigma = \frac{d_k \cdot E_k}{D_{ш} + d_k} = \frac{35 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}}{1000 + 35} = 3720 \text{ МПа}.$$

За формулою (8) матимемо:

$$\sigma = \frac{2d_k \cdot E_k}{D_{ш}} = \frac{2 \cdot 35 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}}{1000 + 35} = 7700 \text{ МПа}.$$

Як бачимо із отриманих даних, в обох випадках згинальні напруження будуть перевищувати границю міцності матеріалу дротин, чого в практиці не буває. Тому канат не можна розглядати як суцільний брус, що згинається на шківу. При згинанні каната має місце зміцнення дротів один відносно одного, що суттєво зменшує згинальні напруження.

Для сталевих дротин згинальний момент при обгинанні ним шківа може бути визначений із рівняння його кривизни:

$$M = E \frac{I}{\rho}, \quad (9)$$

де:  $M$  – згинальний момент,  $E$  – модуль пружності матеріалу дротин  $E = 2,06 \cdot 10^5$  МПа,  $I$  – момент інерції перерізу дротин;  $\rho = 0,5D_{\text{ш}} + d_k$  – радіус згинання дротин.

З іншого боку, згинальний момент в дротині може бути визначений із рівняння:

$$M = \sigma \frac{I}{r}, \quad (10)$$

де:  $\sigma$  – напруження згинання,  $r$  – відстань від нейтральної осі дротин до її найбільш віддаленого волокна

$$r = 0,5\delta, \quad (11)$$

де:  $\delta$  – діаметр дротини зовнішнього шару сталки.

Із виразів (9-11) згинальні напруження можуть бути визначені за формулою

$$\sigma = \frac{\delta \cdot E}{D_{\text{ш}} + 2d_k}. \quad (12)$$

Формула (12) дає підставу зробити деякі загальні висновки, що при збільшенні діаметра дротин зовнішнього шару і при зменшенні діаметра шківів згинальні напруження зростають.

Згинальні напруження виникають під час руху талевого блока при спуско-підйомальних операціях, спуску обсадних колон, нарощуванні в процесі буріння, ліквідації прихоплень і затягування. Відмінною особливістю цих операцій є різна висота підйому-спуску завантаженого талевого блока, що впливає на кількість і закономірність розподілу числа згинів по довжині каната в оснастці.

Сумісна дія напружень в дротинах від циклічних навантажень сил розтягу і від згинання на шківів і барабані викликає руйнування талевого канату, яке пов'язане з явищами втоми в його дротинах та сталках. Тому довговічність дротин, що знаходяться в зовнішньому шарі каната, може бути спрогнозована, виходячи із кривої втоми дротин зовнішнього шару.

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \Sigma(\sigma_{pi} + \sigma_{ze})^m \cdot N_i. \quad (13)$$

Підставивши (12) у вираз (13), матимемо умову довговічності для найбільш навантаженої ділянки каната

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \sum_{n=1}^{n_{\text{max}}} \left\{ \left( \frac{F_{m(n)}}{\Sigma A_i} + \frac{\delta \cdot E}{D_{\delta} + 2d_k} \right)^m + z_{\text{max}} \left( \frac{F_{m(n)}}{\Sigma A_i} + \frac{\delta \cdot E}{D_{\text{ш}} + 2d_k} \right)^m \right\} \cdot S_n, \quad (14)$$

де:  $\sigma_0$ ,  $m$ ,  $N_0$  – параметри кривої втоми матеріалу дротин;  $n_{\text{max}}$  – максимальне число свічок в бурильній колоні;  $D_b$ ,  $D_{\text{ш}}$  – діаметр барабана і шківів по дну жолоба відповідно,  $S_n$  – кількість свічко-спуско-підйомів

бурильної колони із  $n$  свічок за цикл буріння свердловин;  $A$  – сумарна площа поперечних перерізів усіх дротин в канаті;  $z_{max}$  – максимальне число згинань, яке має найбільш навантажена ділянка каната в талевій системі за один цикл підйому (спуску) бурильної колони на висоту свічки.

У випадку неякісного намотування каната на барабан напруження згину різко зростають за рахунок суттєвого зменшення радіуса згину каната в місцях переходу каната із шару на шар, при переході через вершини нижніх витків і тому подібне.

3. Динамічний (коливальний) характер режиму роботи системи: бурильна колона - талевий канат - вишка. Коливальний процес найбільше виражений під час буріння, а також в окремі періоди спуско-підіймальних операцій. Динамічні навантаження виникають, як кривило, при навантаженій системі: в процесі буріння, в період зростання навантаження в талевій системі, в період розгону при підйомі завантаженого гака і в період гальмування системи при спуску талевого блока. Окрім того, коливальний характер навантаження має місце при спуску і підйомі талевого блока із-за нерівномірності намотування каната на барабан, обумовленої особливостями кінематики багатошарового намотування.

Як правило, динамічні навантаження мають відносно велику частоту у порівнянні зі зміною частоти основного навантаження (1-8 Гц) і зміну в широких межах амплітуди коливань (напружень).

Відмітимо, що характер динамічних коливань в елементах талевої системи під час спуско-підіймальних операцій в принципі є відмінним від характеру коливань, що виникають в процесі буріння. В першому випадку джерелом вимушених коливань є нерівномірність намотування каната на барабан, тобто нерівномірність руху ведучої вітки. При цьому максимальні розмахи динамічних зусиль мають місце у ведучій і нерухомій вітках, а самі зусилля в цих вітках знаходяться в протифазі. В середніх вітках динамічна складова зусиль мінімальна. В другому випадку джерелом вимушених коливань системи є бурове долото з бурильною колоною, і ці коливання проявляють себе в більшій степені при роторному бурінні. Динамічні навантаження у цей період в усіх вітках талевої системи приблизно однакові і знаходяться в одній фазі.

Кількісна оцінка впливу динамічних навантажень на накопичення втомних факторів може бути визначена, виходячи із кривої втоми дротин каната

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \sum \left( \frac{F_R}{\Sigma A_i} \right)^m \cdot N_i, \quad (15)$$

де:  $F_R$  – розмах коливань в канаті від навантаження  $i$ -го рівня;  $\Sigma A_i$  – сумарна площа перерізів усіх дротин;  $N_i$  – число циклів коливань навантаження на  $i$ -му рівні;  $m \approx 1,7$  – показник степені кривої втоми каната.

$$N_i = t_i \cdot f_i, \quad (16)$$

де:  $t_i$  – тривалість роботи при динамічних коливаннях  $i$ -го рівня;  $f_i$  – частота коливань системи на  $i$ -му рівні навантажень.

4. Згинальні напруження в дротинах від обгинання канатом шківів при динамічному (коливальному) характері навантаження талевої системи, що має місце в процесі буріння і при спуско-підіймальних операціях.

Фізичний процес навантаження талевого каната згинанням в період буріння, який супроводжується вібрацією бурильної колони і талевої системи, зумовлений кінематичною схемою талевої системи.

При бурінні без вібрації навантаження на гак від бурильної колони рівномірно розподіляється між вітками оснастки. Вібрація бурильної колони обумовлює появу змінної складової навантаження в кожній вітці. Під дією змінного навантаження кожна робоча вітка оснастки має однакове пружне видовження або скорочення. В циклі збільшення навантаження пружне видовження ведучої і нерухомої віток розподіляється рівномірно між усіма вітками, тобто частина каната переміщується з периферії до центра оснастки. В циклі скорочення ведучої і нерухомої вітки (при зменшенні в них навантаження) відбувається зворотній процес – раніше пружна деформація каната повертається до цих віток із центра оснастки. Під дією переміщення пружних деформацій усі шків талевої системи (крім центрального на кронблочі або талевому блоці) знаходяться в стані коливання з максимальною амплітудою коливання на шківах кронблока, які контактують з ведучою і нерухомою вітками. На решті шківів амплітуда коливання зменшується в міру наближення до центрального. Кожне коливання шківа супроводжується циклом згинання каната в зоні набігання на шків і збігання зі шківа. При тривалій роботі системи з вібрацією без обертання барабана (що можливо при нульовій проходці) відбувається накопичення втомних факторів у цих обмеженнях зони усіх шківів, крім центрального. Однак, оскільки буріння супроводжується певною проходкою, то талевий канат поступає з барабана в систему, а згинання каната, що виникають на усіх коливальних шківах (крім останнього нерухомого на кронблочі) розподіляються по довжині каната. Враховуючи фіксоване положення нерухомої вітки її зони набігання на шків і збігання зі шківа будуть одні і ті ж. Тому при великих діючих вібраціях в процесі буріння зони набігання нерухомої вітки на останній шків і збігання з нього є локальними зонами накопичення втомних факторів, які викликають інтенсивне втомне зношування (руйнування) каната.

У зв'язку з тим, що при спуско-підіймальних операціях динамічні коливання в талевому канаті обумовлені нерівномірністю руху ведучої вітки, викликаного кінематикою багатопарового намотування каната, і в процесі спуско-підіймальних операцій усі вітки талевої системи (крім

нерухомої) знаходяться в русі, тому зони накопичення втомних факторів будуть тільки на ділянках набігання і збігання нерухомої вітки на останньому шківу кронблоку, що знаходиться в коливальному русі.

Зниження динамічних навантажень в талевій системі при спуско-підіймальних операціях досягається застосуванням в приводі двигунів з гнучкою характеристикою і в першу чергу двигунів постійного струму, а також покращенням умов намотування каната на барабан.

Динамічний характер зміни навантаження в талевій системі зумовлює особливості коливального процесу в нерухомій вітці. У деяких випадках відбиті від механізму закріплення поздовжні хвилі накладаються на хвилі збурення зі сторони шківів, що створює виникнення великих результуючих динамічних навантажень розтягу і, як результат до можливості локального втомного руйнування каната на нерухомій вітці.

Зношування матеріалу дротин каната може бути двох видів: зношування дротин всередині каната і зношування зовнішніх дротин каната.

Останній вид в свою чергу можна розділити на зношування при проходженні каната через шківів талевої системи (від контакту з ребордою і жолобом шківів і від пружної деформації каната при згинанні на шківу), а також зношування каната на барабані лебідки, що обумовлене відносним проковзуванням витків каната на барабані один відносно іншого.

Зношування зовнішніх дротин каната на барабан викликано специфікою навантаження талевої системи. В процесі спуску бурильного інструменту в свердловину талевий канат намотується без навантаження (підйом ненавантаженого елеватора), а змотується з барабана під навантаженням (спуск завантаженого елеватора), тобто канат із ненапруженого стану у витках на барабані переходить при змотуванні з барабана в напружений у ведучій вітці. В процесі ж підйому бурильної колони - навпаки, канат намотується на барабан під навантаженням (підйом завантаженого талевого блока), а змотується без навантаження (спуск незавантаженого талевого блока).

Зношування внутрішні дротин каната буде залежати у першу чергу від величини контактних напружень в дротах, що дотикаються між собою, конструктивними особливостями каната, типом контакту дротин, технологічними навантаженнями, змашуванням та іншими конструктивними особливостями каната. Втрата форми, овальність, сплюснення каната обумовлені особливостями багатощарового намотування каната на барабан і невідповідністю діаметра каната профілю жолоба шківів.

Втрата форми, як правило, відбувається переважно з наступних причин:

- при невідповідності діаметра каната профілю жолоба шківів і профілю канавок на барабан;

- при намотуванні під навантаженням витків каната першого шару на барабан з гладкою поверхнею;

- при багат шаровому укладанні каната, що викликає напруження стискання і контактні напруження в дросинах і витках нижніх шарів (в зонах паралельного укладання витків) [4];

- при багат шаровому укладанні каната на барабан у перехідних зонах: в зонах переходу витка у виток і переходу з одного шару на інший.

Проведений всебічний аналіз факторів, що впливають на робото-здатність талевого каната потрібно пов'язувати з вирішенням наступних задач:

- визначення наробітки канату під час спуско-підймальних операцій бурового інструменту та обсадних труб [5];

- оцінка безпеки використання канатів за критеріями їх відбракування, розроблення та впровадження технічних засобів для забезпечення безперервного контролю за наробітком і станом талевого канату в оснастці талевої системи на всьому періоді його експлуатації.

### *Література*

1. Ефимченко С.И. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Ч. 1. Расчет и конструирование оборудования для бурения нефтяных и газовых скважин. Учебник для вузов / С.И. Ефимченко, А.К. Прыгаев. – М.: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. Губкина, 2006. – 736 с.
2. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники / Б.А.Злобин. – М.: Надра, 1977. – 309 с.
3. Муравенко В.А. Мобильные, передвижные буровые установки и агрегаты / В.А. Муравенко, А.Д. Муравенко. – Ижевск: Изд-во ИжГТУб, 2005. – 548 с.
4. Пат. 84910 С2 України МПК G01L 5/04 G01M 7/02 G01N 3/32 G01N 03/56 Пробіжна машина для випробовування канатів / Б.Д. Малько, В.Р. Харун, М.М. Лях, В.І. Артим: Заявник та власник патенту: Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу – № 200609967; Заявн. 18.09.2006; Опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.
5. А. с. № 1271963 Оптимальная отработка талевых канатов на буровых скважинах / М.М. Лях, Т.М. Сабан, Ю.Н. Медвидь, А.М. Кравченко. – М.: ВНИИОЭНГ, 1985. – С. 17-25.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 15.11.2017 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Артимом В.І.,  
к.т.н. Онищуком С.Ю.*



---

**FACTORS AFFECTING THE FAILURE OF CALF LINES  
OF DRILLING RIGS****V. T. Ivashenko, M. M. Lyakh, D. Yu. Zhuravlev, V. V. Mykhajliv***Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;**76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians str., 15*

*The paper analyses the main factors influencing the durability of a calf line. They are the nonsteady cyclic nature of changes in tensile stress and bending stress in rope wires, dynamic (oscillatory) character of the system operating mode: drilling stem - calf line - drilling rig.*

*The process of wearing the material of rope wires is characterized: inside the rope and the external one.*

*The quantitative estimation of the dynamic loading effect on the accumulation of fatigue factors is considered taking into account the fatigue curve of the rope.*

*The analytical dependences of the influence of constructive and regime parameters of the work of the drilling line systems and their characteristics influencing the failure of the calf line are discussed.*

**Key words:** *tensile stress, bending, dynamic loading, fatigue strength, rope branches, round-trip operations.*