

© І.В. Бельмас<sup>1</sup>, Д.Л. Колосов<sup>2</sup>, О.М. Долгов<sup>2</sup>,  
С.В. Онищенко<sup>2</sup>, Г.І. Танцура<sup>1</sup>, О.І. Білоус<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

<sup>2</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПОВОРОТУ ПОСУДИНИ ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГОЛОВНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА

© I. Belmas<sup>1</sup>, D. Kolosov<sup>2</sup>, O. Dolgov<sup>2</sup>, S. Onyshchenko<sup>2</sup>, H. Tantsura<sup>1</sup>, O. Bilous<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

<sup>2</sup> Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

## INFLUENCE ANALYSIS OF HOISTING MACHINE VESSEL TURNING ON STRESS STATE OF HEAD RUBBER-CABLE ROPE

**Мета.** Розробка методу визначення кількісних показників впливу поворотів вантажа та вузла приєднання і повороту посудини навколо осі плоского гумотросового каната підйомної машини на його напружено-деформований стан.

**Методика дослідження.** Побудова та розробка алгоритму розв'язання моделі напружено-деформованого стану гумотросового каната з урахуванням поворотів перерізів його приєднання до елементів підйомної машини та обертання посудини навколо його поздовжньої осі методами механіки шаруватих композитних матеріалів з м'якими та жорсткими шарами.

**Результати дослідження.** Побудовано аналітичні вирази, які дозволяють визначати кількісні показники впливу на напружено-деформований стан гумотросового каната поворотів перерізів його приєднання до елементів підйомної машини та обертання посудини навколо його поздовжньої осі. Встановлено, що рівний нахил перерізів приєднання кінців каната в протилежних напрямках у порівнянні з поворотом в одному напрямку практично призводить до подвійного зростання сил навантаження тросів. Також встановлено, що екстремальних значень напруження сягають в перерізах приєднання каната в крайніх тросах та в крайніх шарах гуми. Обертання посудини навколо поздовжньої осі каната супроводжується набуттям канатом форми поверхні прямого гелікоїда, а тросами – гвинтових ліній. Радіуси гвинтових пропорційні відстаням до тросів від осі каната.

**Наукова новизна.** Встановлено характер впливу поворотів перерізів приєднання каната до елементів підйомної машини та обертання вантажа чи посудини навколо власної поздовжньої осі на напружено-деформований стан плоского гумотросового каната підйомної машини.

**Практичне значення.** Розроблено методику визначення кількісних показників впливу поворотів вантажа та вузла приєднання і повороту посудини навколо осі плоского гумотросового каната підйомної машини. Це дозволяє підвищити безпеку експлуатації підйомної машини з плоским гумотросовим головним канатом, враховуючи умови експлуатації з поворотом посудини навколо власної осі, наприклад, на плавучому засобі чи у шахтному стовбурі з порушеною геометрією, та обґрунтувати використання гумотросових канатів як вантових канатів капітальних споруд, в тому числі в умовах просторового деформування гумотросового каната.

**Ключові слова:** посудина, підйомна машина, напружено-деформований стан, плоский гумотросовий канат, поворот посудини, математична модель, граничні умови.

**Постановка проблеми.** Промислові випробування показали, що терміни експлуатації гумотросових врівноважувальних канатів у більше ніж в чотири рази перевищують відповідний показник звичайних канатів. Вказаний ефект досягається завдяки використанню еластомірної (гумової) оболонки каната. Вона захищає троси від контакту з довкіллям та конструкцією підйомної машини. Разом з тим, в плоскому канаті можуть виникати механічні деформації, що впливають на його експлуатаційні характеристики. Через можливі відхилення посудини, наприклад, на плавучому засобі, можливі повороти осі вантажу відносно осі каната та в його площині. Вказані відхилення супроводжуються перерозподілом сил між тросами каната, виникненню напружень зсуву в матеріалі оболонки, розташованому між тросами. Відповідно, повороти посудини впливають на тягову спроможність каната. Метод визначення напружено-деформованого стану каната дозволяє в процесі експлуатації підйомних машин враховувати дійсний напружено-деформований стан каната, чим підвищити безпеку експлуатації підйомної машини з плоским гумотросовим головним канатом.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Монографія [1] присвячена дослідженню напруженого стану плоских гумотросових канатів врівноважування шахтних підйомних машин. В статті [2] вивчено питання впливу параметрів гумотросового каната на жорсткість тіла намотки. Вплив дефекту приєднання вантового каната до споруди на його напружений стан досліджено в роботі [3]. Напружений стан плоского гумотросового каната нерегулярної будови, з урахуванням нелінійності деформування тросів досліджено в [4, 5]. Аналіз впливу на напружений стан відхилень від проектних значень вузлів приєднання вантового каната виконано в [6].

Невирішеними залишилися питання визначення кількісної оцінки впливу поворотів перерізів приєднання каната до елементів підйомної машини та обертання посудини навколо поздовжньої осі плоского гумотросового каната підйомної машини на його напружено-деформований стан.

**Викладення основного матеріалу.** Розглянемо головний канат підйомної машини з  $M$  тросів та довжиною  $L$ . Вздовж каната спрямуємо вісь  $x$ . Її початок розташуємо в перерізі приєднання до елемента машини – до шківів. Шківів нахилено під кутом  $\psi$ . Троси шарнірно приєднані до нього в перерізі  $x = 0$ . До другого кінця приєднано вантаж  $x = L$ . Переріз каната, розташований нормально до деформування (навантаження), залишається нормальним до осі каната і після навантаження.

Для прийнятої схеми сформулюємо граничні умови

$$x = 0, \quad u_i = (i - 0,5)t\psi \quad \left( -\frac{M}{2} < i < \frac{M}{2} \right); \quad (1)$$

$$x = L, \quad u_i = 0, \quad (2)$$

де  $t$  – крок розташування тросів в канаті.

Граничну умову (1) запишемо у вигляді ряду Фур'є

$$x = 0, \quad u_i = \frac{2t\psi}{M} \sum_{j=1}^M (j - 0,5) \cos(\mu_m(j - 0,5)). \quad (3)$$

В загальному випадку напружено-деформований стан плоского гумотросового каната визначається наступними залежностями [4-6]

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{P x}{E F M}, \quad (4)$$

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{P}{M}, \quad (5)$$

$$\tau_i = \frac{G}{h} (u_i - u_{i+1}), \quad (6)$$

де  $A_m, B_m$  – вектори коефіцієнтів пропорційності;  $P$  – сила навантаження каната;  $E, F$  – зведена жорсткість на розтяг та площа поперечного перерізу троса;  $M$  – кількість тросів в канаті;  $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$ ;  $\beta_m = \sqrt{\frac{2 G b k_G}{(t-d) E F} (1 - \cos \mu_m)}$ ;  $b$  – товщина каната;  $d, h$  – діаметр троса та мінімальна відстань між суміжними тросами каната;  $G, k_G$  – модуль зсуву та коефіцієнт, що враховує вплив форми прошарку еластичного матеріалу, розташованого між тросами.

Скористаємося граничними умовами (2) та (3). Визначимо значення векторів коефіцієнтів пропорційності виразів (4) – (6)

$$B_m = \frac{2 t \psi}{M (1 - B_m e^{-2 \beta_m L})} \sum_{j=1}^M (j-0,5) \cos(\mu_m (j-0,5)),$$

$$A_m = -B_m e^{-2 \beta_m L}.$$

Як приклад розраховані показники напруженого стану гумотросового каната типу ГТК–3150 з десяти тросів, довжиною 10 м та 5 м за умови  $\psi = 0,01$  рад. Результати наведені на рисунку 1.

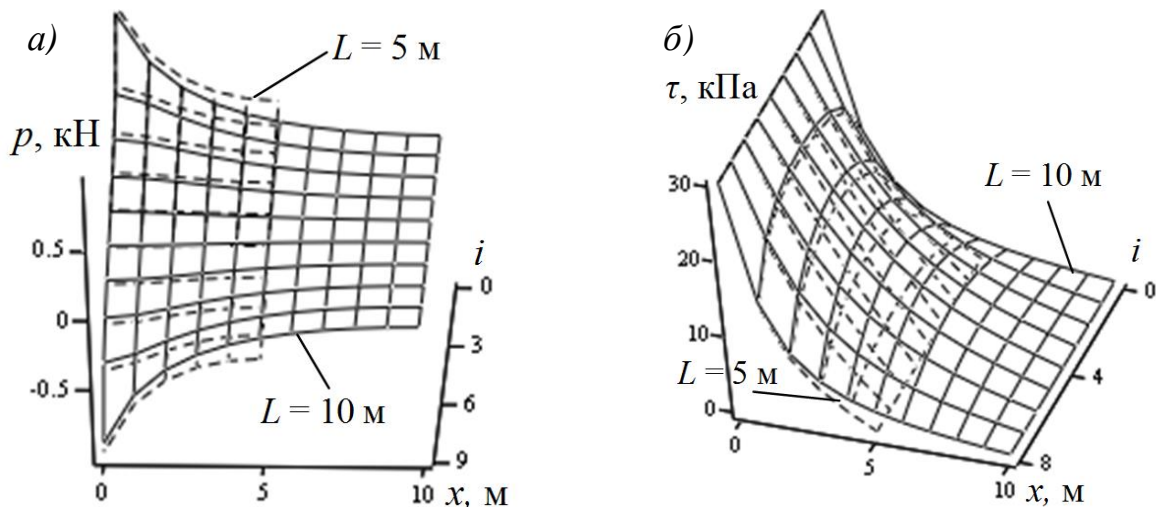


Рис. 1. Графіки розподілу: а) внутрішніх сил  $p$  навантаження тросів за номерами  $i$ ; б) максимальних дотичних напружень  $\tau$  в гумових прошарках вздовж осі каната  $x$  у разі повороту шківів в площині каната

За відсутності повороту кінця каната в перерізі  $x = 0$  та повороту протилежного кінця  $x = L$  вектори коефіцієнтів виразів (4) – (6) визначаються наступними залежностями

$$B_m = \frac{2t\psi}{Me^{\beta_m L} (e^{-2\beta_m L} - 1)} \sum_{j=1}^M (j-0,5) \cos(\mu_m (j-0,5)),$$

$$A_m = -B_m.$$

Результати асиметричні результатам попереднього випадку, оскільки граничні умови асиметричні. Разом з тим, лінійність задачі, наведені форми рішень дозволяють визначати напружено-деформований стан для випадків сполучення різних схем повороту перерізів  $x = 0$  та  $x = L$ . У разі повороту обох країв, за виключенням асиметричних випадків, маємо дві схеми. Їх і розглянемо. Задля цього до позначень кутів нахилу вказаних перерізів додамо додаткові індекси відповідно 0 та  $L$ . Коефіцієнти набудуть наступних значень

$$B_m = \frac{2t}{M} \left( \frac{\psi_L}{(1 - B_m e^{-2\beta_m L})} + \frac{\psi_0}{e^{\beta_m L} (e^{-2\beta_m L} - 1)} \right) \sum_{j=1}^M (j-0,5) \cos(\mu_m (j-0,5)),$$

$$A_m = -B_m (e^{-2\beta_m L} + 1).$$

Звернемо увагу, що значення кутів мають підставлятися з урахуванням знаку напрямку нахилу. Нами для умов попереднього прикладу розглянуті випадки рівного повороту обох країв за абсолютними значеннями кутів в одному та протилежних напрямках. Результати розрахунків наведені на рисунках 2 та 3.

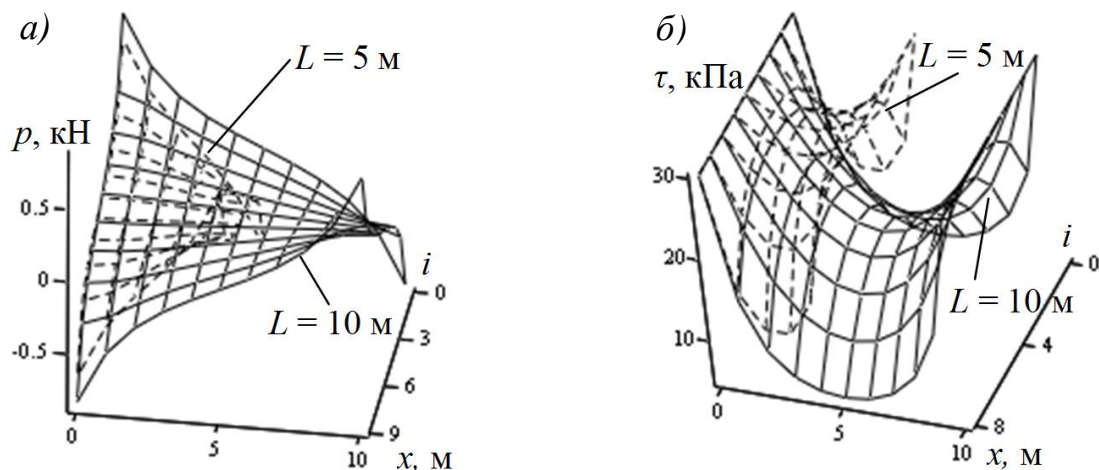


Рис. 2. Графіки розподілу: а) внутрішніх сил  $p$  навантаження тросів за номерами  $i$ ; б) максимальних дотичних напружень  $\tau$  в гумових прошарках вздовж осі каната  $x$  у випадку рівних поворотів його кінців

Співставлення інтервалів максимальних значень внутрішніх сил навантаження тросів та максимальних дотичних напружень в матеріалі оболонки каната

показує, що поворот кінців каната на рівні кути не впливає на їх значення. Зменшується лише амплітуда зміни цих величин по довжині каната. Останнє свідчить про вплив властивостей каната на зону прояву локалізації збурень.

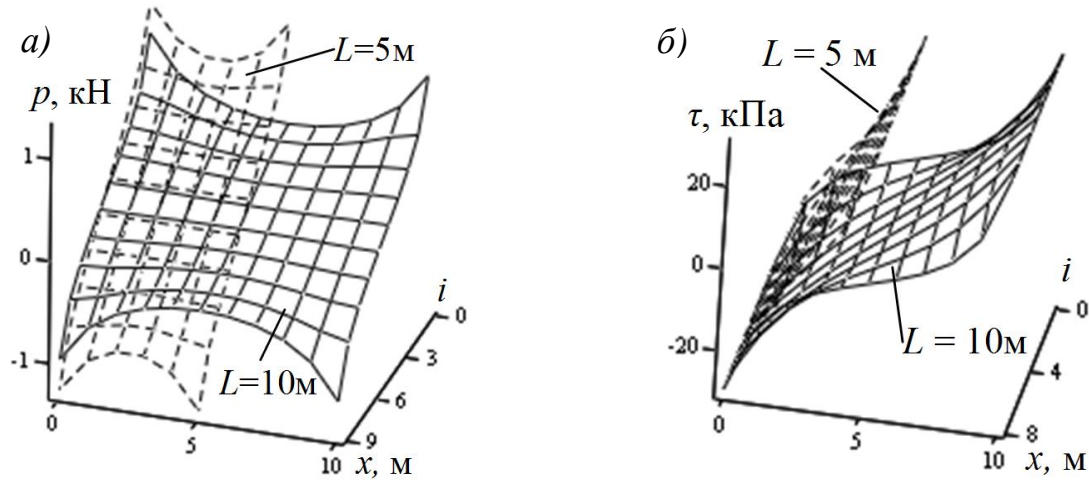


Рис. 3. Графіки розподілу: а) внутрішніх сил  $p$  навантаження тросів за номерами  $i$ ; б) максимальних дотичних напружень  $\tau$  в гумових прошарках вздовж осі каната  $x$  у випадку протилежних поворотів його кінців

Співставлення залежностей (рис. 2) та (рис. 3) показує, що поворот кінців каната в протилежних напрямках призводить до зростання сил навантаження тросів практично удвічі. Зростають сили і зі зменшенням довжини каната. Вказане також є проявом накладання зон двох збурень. Через протилежний поворот перерізів в середній (по довжині) частині каната, дотичні напруження відсутні і не залежать від довжини каната.

Вказана схема згинів є найбільш небезпечною з точки зору міцності каната. З урахуванням рівноможливих поворотів в протилежних напрямках перерізів приєднання канатів, умова міцності має забезпечуватися для останнього випадку.

За залежностями (4) – (6) напружено-деформований стан гумотросового каната вздовж власної осі змінюється пропорційно показниковим функціям  $e^{\pm\beta_m x}$ . Величина вектора  $\beta_m$  залежить від кореня квадратного добутку двох параметрів. Перший залежить від механічних властивостей складових каната та геометричних параметрів перерізу еластичної оболонки, розташованої між суміжними тросами. Другий є коренем функції косинусу кількості тросів в канаті. Зростання кожного веде до пропорційного зростання довжин ділянок прояву локальних збурень. Перший є пропорційним величині  $\sqrt{\frac{2Gbkg}{(t-d)EF}}$ . Другий, як показує виконаний аналіз, практично пропорційний трикратному зростанню кількості тросів в канаті.

Окремо зазначимо, що для канатів значних довжин, коли ефекти крайових збурень напружених станів не накладаються одне на одне, можна використовувати наступні значення векторів невідомих коефіцієнтів

$$B_m = \frac{2t\psi}{M} \sum_{j=1}^M (j-0,5) \cos(\mu_m(j-0,5)),$$

$$A_m = 0.$$

Внаслідок відсутності накладань збурень напружень, початок осі координат може бути прийнятим розташованим в перерізі кожного з кінців каната.

Екстремальних значень напруження сягають в перерізах приєднання каната ( $x = 0$  або  $x = L$ ) в крайніх тросах та в крайніх шарах гуми. Відомі напруження дозволяють визначати допустимість використання каната за вказаних умов.

Розглянемо і випадок повороту посудини навколо власної осі на кут  $\psi$ . З точки зору геометрії, осі центрів перерізів тросів перерізу приєднання каната до барабана або до посудини розташовані на мимобіжних прямих лініях. Останні розташовані в площинах, нормальних до осі каната. Кут між проекціями мимобіжних ліній на площину, нормальну до осі плоского каната, відповідає куту повороту посудини відносно барабана  $\psi$ . Переміщення твірної вздовж спрямної, розташованої під прямим кутом до неї, з одночасовим її обертанням навколо спрямної, утворює прямий гелікоїд. Відповідно, за умови незмінності відстаней між осями тросів, плоский гумотросовий канат набуває форми прямого гелікоїда. Троси – форм гвинтових ліній. При цьому центри перерізів тросів залишаються на прямих лініях – виконується гіпотеза плоских перерізів, але троси мають незмінне по довжині каната та залежне від місця розташування в канаті відносне подовження. Вказане подовження пропорційне відстані троса від осі каната та куту повороту посудини та обернено пропорційне довжині каната. Абсолютні подовження віднесені до початкових розмірів – це відносні подовження. Відомі подовження та закон Гука дозволяють визначати розподіл сил поміж тросами.

На підставі наведеного маємо вирази переміщень та розподілу сил в тросах плоского гумотросового каната, з'єднаного з елементами машини, коли центри тросів перерізів каната розташовані на мимобіжних прямих

$$u_i = \frac{Px}{EFM},$$

$$p_i = EF \left[ \sqrt{\left( \left( \frac{M}{2} - i \right) \frac{t\psi\pi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right] + \frac{P}{M}.$$

Об'єктивно, що найбільше навантажені крайні троси каната. Дотичні напруження, зумовлені зсувом тросів вздовж осі каната, відсутні.



**Висновки.** В роботі побудовані аналітичні вирази, що дозволяють визначати кількісні показники впливу на напружено-деформований стан гумотросового каната поворотів перерізів його приєднання до елементів підйомної машини та обертання посудини навколо його поздовжньої осі.

Встановлено наступне. Рівний нахил перерізів приєднання кінців каната в протилежних напрямках у порівнянні з поворотом в одному напрямку практично призводить до подвійного зростання сил навантаження тросів. Довжини ділянок прояву локальних збурень залежать від кореня квадратного добутку двох параметрів. Перший залежить від механічних властивостей складових каната та геометричних параметрів перерізу еластичної оболонки, розташованої між суміжними тросами. Другий є коренем функції косинуса кількості тросів у канаті. Зростання кожного веде до пропорційного зростання довжин ділянок прояву локальних збурень. При цьому зростання пропорційне трикратному зростанню кількості тросів у канаті. Екстремальних значень напруження сягають в перерізах приєднання каната в крайніх тросах та в крайніх шарах гуми. Обертання посудини навколо поздовжньої осі каната супроводжується набуттям канатом форми поверхні прямого гелікоїда, а тросами – гвинтових ліній. Радіуси гвинтових ліній пропорційні відстаням до тросів від осі каната.

#### Перелік посилань

1. Ропай, В.А. (2016). *Шахтные уравновешивающие канаты: монография*. Национальный горный университет.
2. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O., & Polushyna, M. (2018). Influence of parameters of a rubber-rope cable on the torsional stiffness of the body of the winding. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 54-63.  
<https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/11>
3. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Білоус, О.І., Танцура, Г.І., & Гупало, Ю.Ю. (2020). Вплив дефекту приєднання вантового каната на його напружений стан. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки). Тематичний випуск. Теорія, технологія та машини обробки металів*, 101-106.  
<https://doi.org/10.31319/2519-2884.tm.2020.20>
4. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Долгов, О.М., Чечель, Т.О., & Воробйова, О.М. (2021). Напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа нерегулярної будови. *Збірник наукових праць національного гірничого університету*, (66), 116-124.  
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.116>
5. Колосов, Д.Л., Самуся, В.І., Танцура, Г.І., Білоус, О.І., & Воробйова, О.М. (2021). Вплив нелінійності деформування тросів гумотросового каната на його напружено-деформований стан. *Збірник наукових праць національного гірничого університету*, (66), 132-139.  
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.132>
6. Бельмас, І.В., Білоус, О.І., Танцура, Г.І., Швачка, А.В., Сай, О.В., & Гупало, Ю.Ю. (2022). Аналіз допустимих відхилень вузлів приєднання вантового каната до споруди. *Технічні науки та технології: науковий журнал*, 1(27), 67-73.  
[https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-1\(27\)-67-73](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-1(27)-67-73)

#### ABSTRACT

**Purpose.** Development of a method for determining quantitative indicators of influence of cargo rotations and a connection device and vessel rotation around the axis of a flat rubber-cable rope of a hoisting machine on its stress-strain state.

**Research methodology.** Construction and development of an algorithm for solving a model of a stress-strain state of a rubber-cable rope, considering tilts of cross-sections of its connection to elements of a hoisting machine and a vessel rotation around its longitudinal axis by using the methods of mechanics of layered composite materials with soft and hard layers.

**Findings.** Analytical expressions are constructed that allow determining quantitative indicators of influence of tilts of the cross-sections of its connection to elements of a hoisting machine and a rotation of a vessel around its longitudinal axis on a stress-strain state of a rubber-cable rope. It is established that the equal tilt of cross-sections of rope ends connections in opposite directions compared to turning in one direction practically leads to a double increase in a loading of ropes. It is also established that extreme stress values are reached in the cross-sections of rope connection in the outermost cables and in the outermost layers of rubber. Vessel rotation around the longitudinal axis of the rope is accompanied by the rope taking a shape of a surface of a straight helicoid, and the cables take shape of helical lines. The radii of helical lines are proportional to the distance between the cables and the axis of the rope.

**Scientific novelty.** The character of influence of tilts by the cross-sections of rope connection to hoisting machine elements and rotation of a load or vessel around its own longitudinal axis on a stress-strain state of a flat rubber-cable rope of the hoisting machine is established.

**Practical significance.** A methodology for determining quantitative indicators of influence of tilts of a load and a connection device and vessel rotation around the axis of a flat rubber-cable rope of a hoisting machine is developed. This makes it possible to increase the safety of operation of a hoisting machine with a flat rubber-cable head rope, considering the conditions of operation with the vessel rotation around its own axis, for example, on a floating vehicle or in a mine shaft with disturbed geometry, and to justify the use of rubber-cable ropes as ropes of capital structures, including in the conditions of spatial deformation of rubber-cable ropes.

**Keywords:** *vessel, hoisting machine, stress-strain state, flat rubber-cable rope, vessel rotation, mathematical model, boundary conditions.*