

ISSN 1729-4959

МАШИНОЗНАВСТВО

MECHANICAL ENGINEERING

ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ ЩОМІСЯЧНИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ І ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ



Всеукраїнський щомісячний
науково-технічний і виробничий
журнал

Висвітлюються результати теоретичних
і експериментальних досліджень у
галузях:

Динаміка та міцність машин
Матеріалознавство
Математичне моделювання й обчислю-
вальні методи
Механіка деформівного твердого тіла
Захист матеріалів від корозії
Конструювання, розрахунків, випробу-
вання та надійність машин
Системи приводів
Тертя та зношування в машинах
Технологія машинобудування
Розрахування на викладачів вищих
закладів освіти, наукових працівників,
аспірантів і спеціалістів машинобудівної
промисловості.

Редакційна колегія:

О. Андрейків, член-кор. НАН України,
проф., д. т. н.,
М. Бобир, проф., д. т. н.,
О. Гачкевич, проф., д. ф.-м. н.,
В. Гелетій, доц., к. т. н.,
С. Гутиря, проф., д. т. н.,
І. Дмитрах, член-кор. НАН України,
проф., д. т. н.,
М. Дмитриченко, проф., д. т. н.,
В. Кир'ян, член-кор.
НАН України, проф., д. т. н.,
Б. Кіндрацький, проф., д. т. н.,
І. Кузьо, проф., д. т. н.,
Р. Кушнір, член-кор. НАН України,
проф., д. ф.-м. н.,
В. Малащенко, проф., д. т. н.,
В. Марцинковський, проф., д. т. н.,
О. Осташ, проф., д. т. н.,
В. Палаш, проф., к. т. н.,
В. Панасюк, академік НАН України,
проф., д. т. н.,
В. Похмурський, член-кор.
НАН України, проф., д. т. н.,
З. Стоцько, проф., д. т. н.,
В. Струтинський, проф., д. т. н.,
Г. Сулим, проф., д. ф.-м. н.,
Г. Трищ, доц., к. т. н.,
Є. Харченко, проф., д. т. н.,
М. Шульженко, проф., д. т. н.

Адреса редакції:

79058, м. Львів-58, а/с 6758.
E-mail: me@in.lviv.ua

Рекомендовано вченою радою ТзОВ
"КІНПАТРИ ЛТД", прот. №2 від 27.02.12 р.

При повному або частковому
передруковуванні матеріалів посилання
на "Машинознавство" є обов'язковим.

© Машинознавство, 2012.

З М І С Т

- 3. Склепус С., Склепус О. Повзучість та пошкоджуваність багатопшарових пологих оболонок середньої товщини**
- 8. Соляр Т. Визначення резонансних частот за антиплоскої деформації тіл із системою тріщин**
- 12. Білоус В., Кожухар А., Білоус В. Особливості розрахунку комбінованої обичайки апаратів високого тиску**
- 17. Ковальов Ю., Статівка Є. Змішана крайова задача для неоднорідного п'єзокерамічного циліндра скінченної довжини при симетричному навантаженні (точний розв'язок)**
- 22. Трунін К. Оцінювання міцності буксирувального троса підводної системи при його зацепі за дно**
- 27. Куліков Ю., Калюжний В. Результати експериментальних досліджень двовентиляторної установки системи охолодження двигуна автомобіля**
- 29. Куліков Ю., Гончаров А., Романцов А. Вплив елементів конструкції на виході з вентиляторної установки на ефективність роботи охолоджувального пристрою двигуна автомобіля**
- 32. Рибак Т., Рінецький Є., Добуш Т. Ефективність модифікацій енергетичних методів для оцінювання працездатності сільськогосподарських машин**
- 36. Інформація для авторів**

УДК 539.1

К. Трунін

Доцент, канд. техн. наук,
Національний університет
кораблебудування
імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв

ОЦІНКА МІЦНОСТІ БУКСИРУВАЛЬНОГО ТРОСА ПІДВОДНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ЙОГО ЗАЧЕПІ ЗА ДНО

Розглянуто модель оцінки міцності сталевго каната підводної системи (ПБС) при його зачепі за підводну перешкоду. Отримано формулу для оцінки міцності буксирного троса ПБС, що є новим підходом при оцінці зусиль натягу у буксирних тросах, у тому числі й при аварійних режимах роботи ПБС.

підводна буксируємо система, сталевий канат, міцність буксирного троса, натяг буксирного троса, зачеп

Вступ. Відмінною рисою морських прив'язних систем (МПС) та підводних буксирних систем (ПБС) є наявність гнучкого зв'язку у вигляді троса або вантажнесучого кабеля між буксирувальником і самим апаратом. У якості буксира розрізняють трос, кабель, буксирувально-кабельну частину, кабель-трос [6, с. 18].

У загальному використанні канатів флотом і підприємствами морського флоту більше двох третин припадає на сталеві канати [13, с. 3]. Дотепер вони становлять більшу частину використовуваних гнучких зв'язків у морській справі.

Найбільш екстремальні умови для буксирних систем (БС) найчастіше виникають при проведенні спуско-підйомних операцій, коли буксирний носій (БН) піддається впливам попутного потоку, струменів від гребних гвинтів, морського хвилювання в достатній близькості від корпусу судна [4, с. 33]. При цьому можливі ушкодження БН при ударах в корпус судна, а також пошкодження кабель-буксирів у результаті багаторазових перегинів на роликках і інших елементах спускопідйомних пристроїв (СПП).

Міцність елементів конструкції БС є найважливішою експлуатаційною характеристикою, одним з основних критеріїв, що визначають вибір конструктивного й гідродинамічного компонування БС, режимів постановки-

вибірki й експлуатації [4,5]. При проектуванні БС, як і при проектуванні інших складних систем, потрібно встановити мінімально необхідне значення коефіцієнта запасу міцності [8].

Для буксирних тросів міцність також є однією з найважливіших характеристик. Міцність троса залежить від матеріалу, з якого він виготовлений, його якості й коливається у широких межах. Досвід показує, що тонкі троси на відміну від товстих мають міцність, рівномірну по всій довжині [10, с. 20]. Як вважає С. Свенсон [10], причина в тім, що чим більш товстим є трос, тим складніше рівномірно розподілити навантаження на всьому його пасмі.

Канати являють собою систему вигнутих волокон, дротів, ниток, пасм, взаємодія між якими проявляється при розтяганні нелінійно й односторонньо (з втратами енергії) [17, с. 50]. Деформація канату при цьому залежить від способу додатка навантаження, часу витримки зв'язку під навантаженням, кількості циклів навантаження.

Як вважає В. Єгоров [5, с. 53], при виборі межі міцності дроту для каната не можна керуватися тільки розрахунковим натягом каната. Канати, застосовані у тросовій частині БС, працюють в умовах вібрацій, які з'являються в результаті дії гідродинамічних сил, що виникають при буксируванні канатів у воді. При цьому

метал дроту руйнується при навантаженні, не тільки меншому від тимчасового опору металу розриву, але часто навіть не досягаючи межі пружності. Практика показала, що в тросовій частині буксирних систем найбільш доцільно застосовувати канати, виготовлені з дроту, що має групу маркування за тимчасовим опором розриву від 140 кгс/мм² (1373·10⁶ Па) до 200 кгс/мм² (1961·10⁶ Па) [5, с. 54].

Як вважає С. Кіров [12, с. 271], робота троса на барабані, який обертається, або блоці принципово змінює критерії оцінювання міцності й підхід до розрахунку. Періодично змінюються напруження згину, які приводять до потреби враховувати втомні явища, значення яких зростає, якщо враховувати, що в місці контакту дротиків виникає складний напружений стан. У цьому випадку критичним вважається навантаження, при якому канат витримує до руйнування тільки 100 повторних згинань.

Робота гнучких зв'язків МПС та ПБС у процесі експлуатації характеризується наступними умовами: канати піддаються дії різких перепадів температур повітря (від -40°C до 50°C) та морської води (від -2°C до 30°C); канати піддаються багаторазовому вигину на блоках, діаметр яких $D_b = 200\text{--}500$ мм і більше; блоки мають занадто великий діаметр ринви D_p , що доходить до трьох і більше діаметрів каната, отже, ринва можна вважатися практично плоскою; канат на барабанах буксирних лебідок намотується в 15–20 шарів; канат піддається роздавлюванню на барабанах лебідки у зв'язку з багат шаровою навівною (до 15–20 шарів); при проведенні каната через блоки виникають значні кути девіації (до 30–45°); канат експлуатується у жорстких умовах корозійної утоми, тому що при цьому піддаються впливу змінного середовища: повітря – морська вода; канати отримують динамічні навантаження при хвилюванні на морі й особливо при зачіпанні за ґрунт, підводні перешкоди; канати піддаються значному механічному зношуванню внаслідок тертя на блоках і об морське дно.

При цьому в процесі тривалої експлуатації МПС та ПБС: канати одержували велике залишкове видовження (до 15–20 м і більше на 1000 м довжини); нерівномірне укладання канатів на барабани лебідок і в'юшок приводило до виривання окремих дротів і цілих пасм з тіла каната; відбувалося витискання органічного сердечника по всій довжині каната; відбувалося руйнування реборд барабана лебідки; відбувалося інтенсивне зношування дротів каната внаслідок механічного стирання на блоках і роульсах, у ключах і на кнехтах, що приводило до обриву каната, особливо при зачепі за підводну перешкоду, і як наслідок – до втрати БН, дорогого устаткування; для кабель-тросів (КТ) відбувалося витягування жил електричних проводів, що вело до зміни їхнього електричного опору, а при проникненні води в місця розриву – до короткого замикання й виходу з ладу.

Як відзначається у [3], особливу актуальність мають питання забезпечення міцності БС у зв'язку із застосуванням у морському приладобудуванні волоконної оптики.

Питанням конструювання, технології виготовлення й експлуатації сталевих канатів присвячена велика кількість праць [1,7,10,13 – 16]. Однак дуже мало праць присвячені

сталевим канатам, що експлуатуються на морському й річковому флоті [1,4,5,12,18] і особливо у МПС і ПБС [1,2,4,5,8,9,17,21 – 23].

Теорії розрахунку сталевих канатів (вивченню його розтягування) поклали початок Х. Бендорф і Г. Чаповский, завершив її академік А. Динник [1, с. 8]. Однак отриманий розв'язок залишилося наближеним, тому що воно не враховувало напруження згину й кручення. Передумови для врахування цих факторів одержав Ф. Берг. Етапом у розвитку силового розрахунку канатів є теорія кручення багатожильних пружин С. Пономарьова, але у зв'язку з конструктивними особливостями сталевих канатів вона не могла бути повністю використана [1].

Спільний розтяг і кручення прямого каната як стрижневої системи вперше розглянув М. Глушко [14].

Як відзначають Г. Савін і М. Глушко [7, с. 7], у розрахунках на міцність сама зовнішня форма каната підказує на першому етапі ідею його розрахунку як суцільної гнучкої нитки або стрижня. Наступним етапом розвитку динамічного завдання каната була схема його розрахунку як природно закрученого стрижня, що дозволяє врахувати не тільки головний вектор, але й головний момент у поперечному перерізі каната [7, с. 8]. При цьому ідеалізація каната суцільною пружною або пружно-грузною ниткою або природно закрученим стрижнем дає необхідні інтегральні пружні його характеристики для побудови динамічного розрахунку. Автори відзначають [7, с. 8], що як і в теорії пружності модель суцільного середовища принципово не дає дійсних напружень у реальних матеріалах, що мають дискретну структуру, так і теорія суцільного тіла з усіма додатковими гіпотезами про характер розподілу деформацій за поперечним перерізом каната не дає дійсної картини зусиль в його елементах.

Сучасні вимоги до розрахунків сталевих канатів на міцність змушують відмовитися від гіпотези безперервності сталевих канатів й припущень про характер розподілу деформацій за його поперечним перерізом і розглядати розрахунок сталевих канатів як дискретної схеми [7, с. 8]. У такій постановці канат вже постає як складна система, що піддається розрахунку методами будівельної механіки стрижневих систем. Але на відміну від звичайних стрижневих систем, розглянутих у будівельній механіці, канат має ту істотну особливість, що всі його елементи взаємно контактують по довжині й завдяки цьому працюють спільно, зберігаючи структурну цілісність каната. Динамічна постановка проблеми каната отримала найбільший розвиток у працях радянських учених А. Динника, Г. Савіна, А. Локшина, Н. Нестерова, Ф. Флоринського, В. Білого, О. Горшко та ін. [7]. Як відзначають автори [1,4,5,12,17,18], дотепер немає надійного методу розрахунку канатів, що враховують як фізичні явища, що відбуваються в канаті в процесі експлуатації й обумовлені його конструкцією, так і умови роботи каната.

Отже, робота каната й пов'язаних з ним палубних механізмів (лебідок, вантажних кранів, буксирних пристроїв) залежить від їх правильного конструктивного виконання для певних умов експлуатації й точності розрахунку на міцність.

Розвиток методів моделювання й розрахунку динамічних навантажень на елементи БС в екстремальних і

найбільш типових умовах експлуатації дозволяє уточнити значення коефіцієнтів запасу міцності, що забезпечують потрібну міцність, надійність і довговічність. При цьому можливі два підходи до проектування БС [8, с. 34]. Перший підхід полягає у поліпшенні характеристик міцності складових елементів систем, наприклад, величини розривного зусилля кабель-буксира, що дозволяє експлуатувати БС при досить високій інтенсивності динамічних впливів. Другий підхід припускає мінімізацію статичних і динамічних навантажень на БС за рахунок вибору оптимальних швидкісних режимів буксирування, орієнтації судна щодо напрямку поширення хвиль, розроблення спеціальних стабілізуючих і спускопідйомних пристроїв і т. ін. До найкращих результатів, як вважають автори [4], приводить розумне поєднання елементів зазначених підходів.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Визначення напруження у натягнутому й вигнутому тросі пов'язане з великими труднощами. Найбільш точні й надійні результати одержують при використанні енергетичного методу. Розрахунок міцності троса виконують за критичним зусиллям, що приводить до його розриву на нерухомому барабані [18, с. 270]

$$T_{кр} = F_c \left(\sigma_B - \Theta E \frac{\delta}{D} \right) \varepsilon \cdot 10^{-6},$$

де F_c – площа перетину дротиків, мм²; ε – коефіцієнт звивання, що представляє відношення розривного зусилля троса до сумарного опору всіх дротин; σ_B – межа міцності дротин, Н/мм².

На ділянках, де канат охоплює нерухому циліндричну поверхню, його міцність визначається сумарним впливом зусиль, що розтягують і згинають. Для сталевго канату діаметром d , що охоплює циліндр діаметром D , розривне зусилля орієнтовно може бути знайдено за наближеною формулою Рело-Баха [17, с. 48]

$$T_{кр} = \alpha F \left(\sigma_B - \beta E \frac{d}{D} \right),$$

де F – площа перетину дротин, мм²; E – модуль пружності дротин; α, β – числові коефіцієнти, залежать від кута звивання та інших параметрів каната.

Допустиме зусилля при обгінанні нерухомого барабана [18, с. 270]

$$T = \frac{T_{кр}}{n},$$

де n – запас міцності, що враховує ступінь відповідальності конструкції при роботі.

Запас міцності канатів прийнято визначати щодо розривного навантаження в цілому. При виборі запасів міцності канатів, як і будь-яких конструктивних елементів пристроїв, враховують ступінь вірогідності розрахункових схем, стабільність властивостей матеріалу, відповідальність пристрою [4, с. 70].

Значення коефіцієнта запасу міцності n залежать від допущень, покладених в основу розрахункової методики.

Зменшуються запаси міцності при обліку динамічних навантажень, що пов'язане з більшою вірогідністю розрахункових схем. Для буксирних канатів запаси міцності відносять до тяги на гаку P : коли $P < 98,1$ кН, приймають $n=5$, коли $P < 294$ кН, $n=3$ [4, с. 72]. При розрахунку канатів спускопідйомних пристроїв (СПП) в статичному варіанті розрахунку приймають $n=6$, у динамічному $n=2,5$ [17, с. 49].

Існують різні рекомендації з вибору коефіцієнта запасу міцності для гнучких зв'язків океанографічних систем. За даними американських стандартів, його приймають рівним $n=6-8$ для буйрепів [2]. Як відзначається у [19, с. 39], буйкові станції можуть установлюватися на глибинах більше 5000 м.

Для кабель-буксирів [9] $n=3-5$ без обтічників і $n=2-5$ з обтічниками, великий запас міцності для троса без обтічників доцільно приймати з метою забезпечення його живучості, тому що вібрації троса без обтічників, особливо на високих частотах, значно інтенсивніше вібрацій троса з обтічниками. Однак, такий розрахунок не враховує при виборі канатів їхній тип, конструкцію та інші фактори (більше трьох десятків), що впливають на тривалість експлуатації каната [1, с. 4].

Практично не досліджені питання міцності сталевих канатів БС при зачепі за підводні перешкоди [20, 22]. У зв'язку з цим пропонується розглянути питання визначення максимального натягу й оцінки міцності буксирного троса ПБС при його зачепі за підводну перешкоду.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо систему «судно-буксирувальник – трос – буксирний об'єкт».

З погляду механіки ПБС можна представити як систему, що поєднує два різнорідних об'єкти: прив'язний об'єкт, у якості якого може розглядатися буксирний об'єкт (підводний апарат – ПА, трос, трал і т.п.), і гнучку систему (ГС) – систему з розподіленими параметрами. Типова одноланкова підводна буксирна система (ОПБС), яка містить судно, що рухається зі сталою швидкістю, судно-буксирувальник (СБ) з кабельною лебідкою (КЛ), що буксирує несамохідний ПА (НСПА) на незмінній глибині $h_{нспа}$ і кабель-буксир (КБ) з кабель-тросом (КТ) регульованої довжини (рис. 1).

У якості судна-буксирувальника на рисунку показаний базовий тральщик (БТЩ) пр. 257Д. БТЩ буксирує НСПА, що зв'язаний з БТЩ кабель-тросом (КТ) за допомогою кабель-буксира (КБ). Корінний кінець КБ, закріплений на БТЩ і з'єднаний з енергетичним та інформаційно-керуючим обладнанням, проходить через тральний ключ на кормі тральщика й входить у воду під певним кутом, цей кут може мінятися залежно від глибини ходу НСПА $h_{нспа}$ і швидкості буксирування НСПА $V_{нспа}$.

Вважаємо, що система рухається зі сталою швидкістю V_0 . У деякий момент буксирний об'єкт, наприклад, трос, жорстко чіпляється за дно. Протягом часу $2t_0$ де $t_0 = L/c_0$ – час; L – довжина троса; c_0 – швидкість поздовжніх хвиль у тросі; судно рухається з колишньою швидкістю.

У момент $t=0$ швидкість судна стає рівною нулю $V_0=0$ і відбувається ривок. У цей момент трос одержує деформацію розтягу

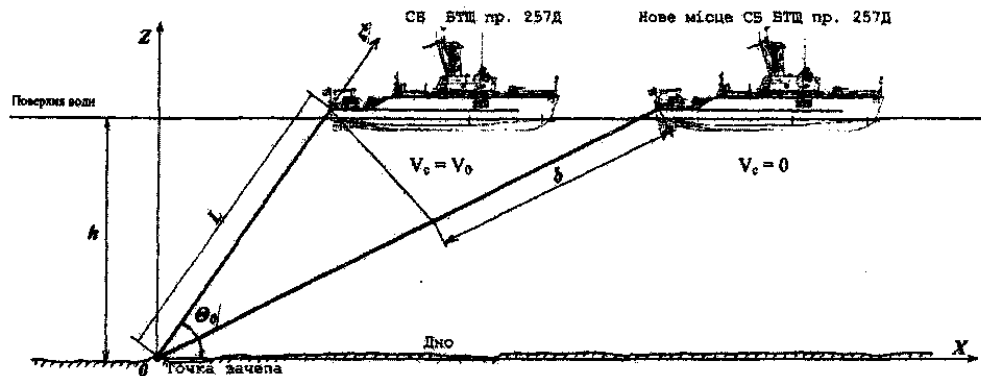


Рис. 1. Схема дії сил у буксирній системі при зачепі троса за дно

$$\delta = 2V_0 \frac{L}{c_0} \cos \theta_0, \quad (1)$$

де γ_n – корінь рівняння $\gamma_n \operatorname{tg} \gamma_n = \mu$, $\mu = m_0/M$. Натяг троса визначається так:

$$T(\xi, t) = ES \frac{\partial u}{\partial \xi}. \quad (10)$$

де $\cos \theta_0 = h/L$ – кут між тросом і лінією дна; h – глибина акваторії; $c_0 = \sqrt{E/\rho_0}$, E – модуль пружності троса; ρ_0 – щільність матеріалу троса.

Маса троса довжиною L буде мати значення

$$m_0 = \rho_0 LS, \quad (2)$$

де S – площа поперечного перерізу троса.

Математична постановка завдання має вигляд

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2}, \quad u = u(\xi, t), \quad (3)$$

ξ – координата, $0 \leq \xi \leq L$.

Граничні умови мають вигляд:

$$\xi = 0, \quad u = 0. \quad (4)$$

$$\xi = L, \quad M \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -ES \frac{\partial u}{\partial \xi}, \quad (5)$$

$$M = M_0 + M_1, \quad (6)$$

де M_0 – маса судна;

M_1 – приєднана маса рідини ($M_1 \approx M_0$).

Початкові умови приймаємо у вигляді

$$t = 0: \begin{cases} u = \frac{\partial u}{\partial t} = 0, 0 \leq \xi \leq L, \\ u = \delta \operatorname{при} \xi = L. \end{cases} \quad (7), (8)$$

Згідно з [11] роз'язок початково-крайової задачі (1) – (8) має вигляд

$$u(\xi, t) = 2\delta \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{m_0}{M_1} - 1\right) \cos \gamma_n}{\gamma_n \left(1 - \frac{\sin 2\gamma_n}{2\gamma_n}\right)} \cos \frac{\gamma_n c_0 t}{L} \sin \frac{\gamma_n \xi}{L}, \quad (9)$$

Підставляючи (9) у (10), одержуємо

$$T(\xi, t) = ES \frac{2\delta}{L} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{\mu}{\gamma_n^2} - 1\right) \cos \gamma_n}{\left(1 - \frac{\sin 2\gamma_n}{2\gamma_n}\right)} \cos \frac{\gamma_n c_0 t}{L} \cos \frac{\gamma_n \xi}{L}. \quad (11)$$

Максимальний натяг троса

$$\max T(0, t) = 2ES \frac{\delta}{L} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{\mu}{\gamma_n^2} - 1\right) \cos \gamma_n}{\left(1 - \frac{\sin 2\gamma_n}{2\gamma_n}\right)} \cos \frac{\gamma_n c_0 t}{L}. \quad (12)$$

Розглянемо випадок, коли $\mu^2 \ll 1$, тобто маса витравленого троса набагато менше маси судна. Тоді маємо

$$\mu_n \operatorname{tg} \gamma_n = \mu, \quad (13)$$

звідки $\operatorname{tg} \gamma_n \approx \gamma_n$ і $\gamma_n^2 = \mu$, а

$$\gamma_{n=1} = \sqrt{\mu}. \quad (14)$$

Отже, у формулі (12) досить залишити один член ряду при $n=1$. Тоді маємо

$$\max T = 2ES \frac{\delta}{L} \frac{\left(\frac{\mu}{\gamma_1^2} - 1\right) \cos \gamma_1}{\left(1 - \frac{\sin 2\gamma_1}{2\gamma_1}\right)} \cos \frac{\gamma_1 c_0 t}{L}. \quad (15)$$

Далі, з огляду на те, що $\mu^2 \ll 1$ і $\gamma_1^2 \ll 1$, одержуємо

$$\left(\frac{\mu}{\gamma_1^2} - 1\right) \approx \frac{\gamma_1^2}{3}; \left(1 - \frac{\sin 2\gamma_1}{2\gamma_1}\right) \approx \frac{2}{3}\gamma_1^2; \quad (16)$$

$$\cos \gamma_1 \approx 1.$$

Тоді, підставляючи (14) і (16) в (15), одержуємо

$$\max T \approx \frac{\delta}{L} ES \cos \frac{\gamma_1 c_0 t}{L},$$

або

$$\max T \approx \frac{2V_0}{c_0} \cos \theta_0 ES \cos \left(\sqrt{\mu} \frac{c_0 t}{L} \right).$$

У безрозмірному виляді

$$\max \bar{T} = \frac{\max T}{2ES \left(\frac{V_0}{c_0} \right) \cos \theta_0} = \cos \sqrt{\mu} \tau, \quad (17)$$

де $\tau = c_0 t / L$, ($\tau < 1$).

Таким чином, для оцінки міцності буксирного троса маємо формулу (17).

Висновки. У результаті проведеного дослідження отримана формула для максимального натягу буксирного троса ПБС, що дозволяє перейти до оцінювання його міцності. Такий підхід є новим при оцінюванні зусиль натягу в буксирних тросах, у тому числі й при аварійних режимах роботи ПБС.

Література

1. Бекерский В.И. Применение канатов на судах и в портах. – М.: Транспорт, 1986. – 152 с.
2. Берто Г. Океанографические буи. / Пер с англ. – Л.: Судостроение, 1979. – 215 с.
3. Блинов В.С. Привязные подводные системы. – К.: Наукова думка, 1998. – 231 с.
4. Бугаенко Б.А., Магула В.Э. Специальные судовые устройства: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1983. – 392 с.
5. Бугаенко Б.А. Динамика судовых спускоподъемных операций. – К.: Наукова думка, 2004. – 320 с.
6. Бутусов М.М., Галкин С.Л., Тарасюк Ю.Ф. Волоконная оптика в морском приборостроении. – С. 189-195 // Человек, море, техника. – Л.: Судостроение, 1987. – Вып. 4. – 234 с.
7. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техника, 1966. – 328 с.
8. Динамика подводных буксируемых систем / Поддубный В.И., Шамарин Ю.Е., Черненко Д.А., Астахов Л.С. – СПб: Судостроение, 1995. – 200 с.

9. Егоров В.И. Подводные буксируемые системы. – Л.: Судостроение, 1981. – 304 с.

10. Казменко В.Д. Стальной канат. Прочность и ресурс. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983. – 72 с.

11. Лебедев Н.Н., Скальская И.П., Уфлянд Я.С. Сборник задач по математической физике. – М.: Гос. изд-во тех.-теор. лит., 1954. – 420 с.

12. Морское дело: Учебник / под ред. А.И. Щетининой. – Л.: Транспорт, 1971. – 825 с.

13. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: Наукова думка, 1962. – 332 с.

14. Савин Г.Н., Глушко М.Ф. О строительной механике стальных подъемных канатов. С. 7 – 27. (в кн. Стальные канаты. Сборник статей. Под ред. д.т.н. Глушко М.Ф. Т. 1. – К.: Изд. «Техника», 1964. – 308 с.).

15. Свенсон С. Справочник по такелажным работам / Пер. со швед. – Л.: Судостроение, 1987. – 168 с.

16. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов: Задачи взаимодействия стержней с потоком жидкости или воздуха. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с. – (Библиотека расчётчика).

17. Судовые устройства: Справочник / Под ред. М.Н. Александрова. – Л.: Судостроение, 1987. – 656 с.

18. Судовые устройства / М.Н. Александров, Ю.Д. Жуков, Г.С. Киров, А.С. Симоненко, Ю.А. Смирнов, А.Е. Чумак: Учебник. – Л.: Судостроение, 1982. – 320 с.

19. Тарасюк Ю.Ф. Международные океанографические экспедиции. С. 30-40 (в кн.: Человек, море, техника: Сборник. – Л.: Судостроение, 1980. – 280 с.).

20. Поздеев В.А., Трунин К.С. Математическая модель зацепа за дно донного трала при глубоководном промысле / Безопасность мореплавания и её обеспечение при проектировании и постройке судов (БМС – 2004): Материалы международной научно-технической конференции: – Николаев: НЦК, 2004. – С. 129 – 130.

21. Журавлёв В.Ф., Пузырёв Г.В., Тильман А.Х. Подводные буксируемые системы // Судостроение, 1968, №11. – с. 18 - 21.

22. Трунин К.С. Динамика системы «судно – глубоководный трал» при донному зацепленні трала // Машинознавство, 2006. - №4. – с. 39-41.

23. Урусов Ш.А. Выбор запаса прочности и длины стального каната при буксировке на волнении // Судостроение, 1979, №6. – с. 17-18.

Отримана 15.07.11

K. Trunin

Overall strength assessment of the steel towing rope of undersea towing system with hooking by bottomed obstacle
National University of Shipbuilding named after admiral Makarov,
Mykolaiv

The model of overall strength assessment of the steel towing rope of Undersea Towing System (UTS) with hooking by bottomed obstacle made. The formula of overall strength assessment of the steel towing rope of UTS made. This method with assessment of towing forces is new. And it used with emergency conditions of UTS.