hal-01581300v1. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vott_2017_3_31.

29. Timkov, V., Timkov, S., Zhukov, V., Afanasiev, K. (2021). Quantization of the Gravitational Field. Theoretical and Experimental Substantiation of the Gravitational-Electromagnetic Resonance. The Physical Nature of the Quantum of the Gravitational Field. Why the Speed of Light in Vacuum is Constant. *Collection of Scientific Works of the Odesa Military Academy*, Odesa Military Academy, Odesa, Ukraine, 16 (2), 151-180. hal-02553557v2. URL: https://doi.org/10.37129/2313-7509.2021.16.151-180.

30. Timkov, V., Timkov, S., Zhukov, V. (2015). Planck`s Universal Proportions. Gravitational-Electromagnetic Resonance. *International Scientific-Technical Magazine: Measuring and Computing Devices in Technological Processes*, Khmelnitsky National University, Khmelnitsky, Ukraine, 52 (3), 7-11. hal-01329094v1. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vott_2015_3_3.

31. Timkov, V., Timkov, S., Zhukov, V. (2015). Gravitational-Electromagnetic Resonance of the Sun as One of the Possible Sources of Auroral Radio Emission of Planets in Kilometric Range. *International Scientific-Technical Magazine: Measuring and Computing Devices in Technological Processes*, Khmelnitsky National University, Khmelnitsky, Ukraine, 53 (4), 23-32. hal-01232287v1. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ vott 2015_4_4.

32. Timkov, V., Timkov, S., Zhukov, V. (2016). Gravitational-Electromagnetic Resonance of the Sun in the Low-Frequency of Radio Spectrum of the Jupiter. *International Scientific-Technical Magazine: Measuring and Computing Devices in Technological Processes*, Khmelnitsky National University, Khmelnitsky, Ukraine, 55 (2), 198-203. hal-01326265v1. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vott_2016_2_36.

33. The Astronomical Almanac, Astronomical Constants. (2021). URL: http://asa.hmnao.com/ static/files/2021/Astronomical_Constants_2021.pdf.

Надійшла до редакції 20.02.2024

УДК 621.874:62-783

Л. В. Коломієць[1], д.т.н., **О. М. Лимаренко[2]**, к.т.н., **А. Л. Передерко[1],** д.т.н., **Д. А. Цимбалюк[1]**

[1]Державний університет інтелектуальних технологій і зв'язку, м. Одеса
[2]Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ ПІДЙОМНИХ МАШИН

У статті розглядаються конструкції запобіжників від перевантаження підйомних машин, які монтуються на вантажних канатах. Встановлено, що до недоліків даного типу конструкцій відноситься похибка вимірювань в межах 5-6 %, яка виникає внаслідок впливу дотичних сил на передавальні елементи запобіжного пристрою. Однак за рахунок своєї надійності, простоти та низької вартості ці пристрої якраз і набули широкого поширення в кранобудуванні. Отримані аналітичні залежності визначення загальної похибки, які виникають внаслідок втрат на канатному відхиляючому блоці підйомної машини. Проведені натурні випробування запобіжного пристрою для кранів мостового типу вантажопідйомністю до трьох тон. Результати випробувань підтвердили достатню для даного типу запобіжників точність та надійність спрацьовування.

***Ключові слова**: кран мостового типу, запобіжний пристрій, вантажний канат, перевантаження, похибка, натурні випробування.*

Leonid Kolomiets, Dsc, **Oleksandr Lymarenko,** PhD, **Anatoly Perederko**, Dsc, **Dmytro Tsimbalyuk**

STUDY OF CONSTRUCTIONS OF SAFETY DEVICES OF LIFTING MACHINES

The article examines the designs of support structures for the re-installation of lifting machines, which are mounted on suspended ropes. The object of investigation is theft, which stems from the costs of the rope suction block of an overhead crane. The method of work is to track warehouse costs on the rope suction block of an overhead crane, which affects the accuracy and reliability of the work of the associated device. It has been established that up to a short period of time this type of structure exhibits a loss of vibration in the range of 5 - 6 %, which is due to the influx of additional forces on the transmission elements of the secondary device. However, due to its reliability, simplicity and low cost of construction, there has been a wide expansion in the crane industry. Investigations of the losses that occur when the tension of the rope is

tightened, which is due to the instrumental deformation of the device, and methodically, which arises from the chopping of the diameter of the rope in order to reach the end of its life, hitting the block and spending on blocks. Removing the analytical significance of the significant losses that result from the expenses on the rope ventilating block of the lifting machine. A full-scale testing of an external device for overhead cranes of the vantage type with a capacity of up to three tones was carried out. The test results confirmed the accuracy and reliability of application for this type of assistant. To reduce the damage caused by friction in the bearings of the block and on the heeled rigidity of the rope, it was necessary to install an additional device in the place where the rope is secured.

***Keywords**: overhead crane, safety device, cargo rope, overload, error, full-scale tests.*

DOI 10.32684/2412-5288-2024-1-24-28-39

Вступ

В комплексній механізації та автоматизації виробничих процесів, виключенні ручної праці при виконані основних та допоміжних операцій велика роль відведена надійним та безпечним у експлуатації вантажопідйомним машинам, зокрема кранам мостового типу.

Як показує експлуатаційний досвід та дослідження фахівців у галузі кранобудування, підвищення продуктивності, надійності та безпечності роботи цих машин багато у чому залежать від застосовуваних у них запобіжних пристроїв, за рахунок чого скорочується число поломок, суттєво зменшується час простоїв, виключається небезпека для персоналу, захищається від пошкодження устаткування, яке знаходиться в зоні роботи цих машин. Запобіжні пристрої не повинні допускати перевантаження більш чим на 25 % [1, 2]. Аналіз аварій і поломок кранів мостового типу показує, що в основному вони пов'язані із відсутністю або недосконалістю запобіжних пристроїв, які не повній мірі задовольняють експлуатаційним вимогам [3, 4].

В роботі представлений ряд конструкцій запобіжників пристроїв, які встановлюються на вантажних канатах, з оригінальними типами передавальних механізмів. Для цих пристроїв характерна значна похибка вимірювань в межах 5-6 %, що виникає внаслідок впливу дотичних сил на передавальні елементи [5].

Однак за рахунок високої надійності, простоти конструкції та низької вартості, якраз ці пристрої набули широкого застосування в кранобудуванні [6].

Об'єктом дослідження є похибки, що виникають внаслідок втрат на канатному відхиляючому блоці кранів мостового типу.

Аналіз основних досягнень і публікацій

Як показує аналіз публікацій, фахівці, які займаються проектуванням та експлуатацією кранів мостового типу, для зменшення похибки вимірювання та спрацьовування запобіжного пристрою застосовують в цих приладах різні оригінальні передавальні механізми [7-11].

Запобіжний пристрій [7] (рис.1) містить змонтовані на кронштейні 1 крана відхиляючі блоки 2-4, які огинаються вантажним канатом 5. Важіль 6 шарнірно закріплений в середній частині на кронштейні 1 і несе напрямну 7, розташовану між блоком 2 і блоками 3 та 4, виконану з ребордами 8 для встановлення роликів 9. Між одними вершинами шарнірного елементу 10 закріплена пружина 11, а дві інші вершини – шарнірно з'єднані з кронштейном 1 та важелем 6.

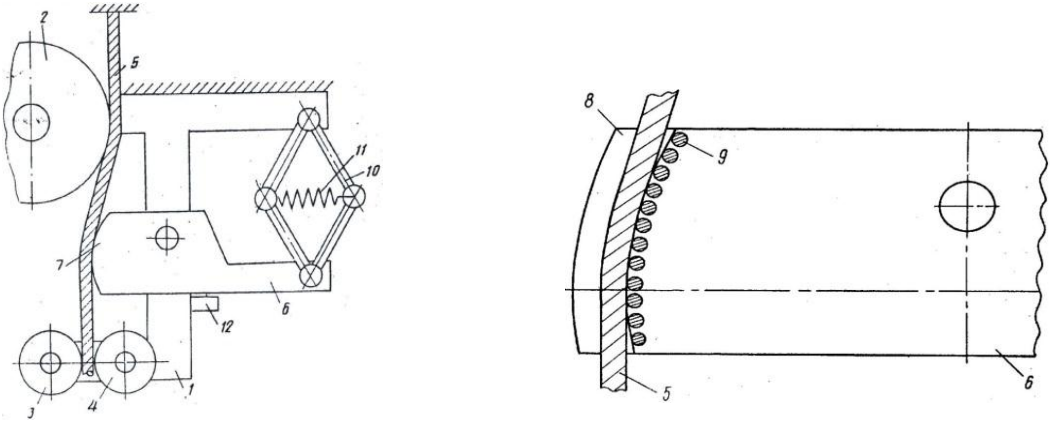


Рисунок 1 – Запобіжний пристрій крану:
1 – кронштейн; 2-4 відхиляючі блоки; 5 – канат вантажний; 6 – важіль; 7 – напрямна;
8 – реборда; 9 – ролики; 10 – шарнірний елемент; 11 – пружина, 12 – вимикач

На поверхні кронштейну 1 міцно прикріплений кінцевий вимикач 12, який контактує з важелем 6 і включений в ланцюг управління краном.

При перевищенні піднімаємої краном маси вантажу, зусилля від вантажного канату 5 передається безпосередньо на ролики 9. За рахунок ексцентриситету важіль 6 повертається відносно вісі обертання та здавлює шарнірний елемент 10, при цьому коротка діагональ елементу 10 через додаткове розтягування пружини 11 збільшується, а довга діагональ – зменшується. При повороті рухомого важеля 6спрацьовує вимикач 12, який передає сигнал на систему управління механізмом підйому крана. При зменшенні навантаження на вантажному канаті 5 під дією пружини 11 передавальний механізм 10 пристрою набуває своєї первісної форми.

Запобіжний пристрій мостового крану [8], який представлений на рис. 2, містить кулачок 1, який виконаний з криволінійною робочою поверхнею, що огинається вантажним канатом 2. Кулачок 1 ексцентрично закріплений на осі 3 кронштейну 4, встановленому на основі 5. На кулачку 1 закріплений важіль 6 з нахилом у бік його вільного кінця, що несе рухливу противагу, виконану у формі циліндра 7, і розташованої всередині нього напрямну 8, яка закріплена на рухомому важелі 6. На кронштейні 4 по обидва боки кулачка 1 зроблені напрямні 9 і 10 вантажного канату 2. Кінцевий вимикач 11, який закріплений на кронштейні 4, зв'язаний з ланцюгом управління механізмом крана, при цьому його чутливий елемент взаємодіє з рухомим важелем 6. Канат 2 прагне прийняти прямолінійне положення, діючи на кулачок 1.

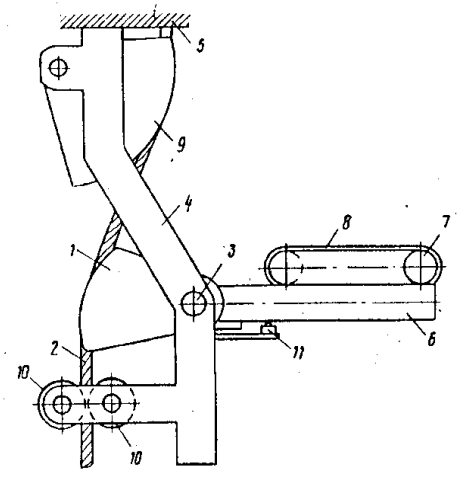


Рисунок 2 – Запобіжний пристрій крану:
1 – кулачок; 2 – канат вантажний; 3 – вісь;
4 – кронштейн; 5 – основа; 6 – важіль; 7 – противага; 8-10 – напрямні; 11 – вимикач

При перевищенні величини допустимого моменту, кулачок 1 з рухомим важелем 6 повертаються відносно вісі 3 проти годинникової стрілки. Циліндр 7 противаги перекочується в напрямній 8 у бік кронштейна 4, при цьому рухомий важіль 6 продовжує повертатися до спрацьовування кінцевого вимикача 11. При зменшенні навантаження рухомий важіль 6 повертається у вихідне положення, при цьому циліндр 7 також перекочується в початкове положення.

Запобіжний пристрій мостового крану [9], який представлений на рис. 3, містить напрямні ролики 1-3 для вантажного канату 4.

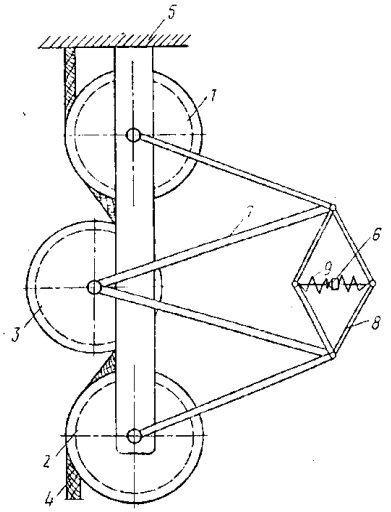


Рисунок 3 – Запобіжний пристрій крану:
1-3 – напрямні ролики; 4 – канат вантажний;
5 – основа; 6 – кінцевий вимикач; 7 – W-подібний шарнірний елемент; 8 – ромбоподібний шарнірний елемент; 9 – пружина.

Передавальний механізм цього пристрою містить W-подібний і ромбоподібний шарнірні елементи 7 і 8. У вершинах короткої діагоналі елемента 8 вмонтовані вимикач 6 і пружина 9. Вершини довгої діагоналі ромбоподібного шарнірного елемента 8 шарнірно з'єднані з W-подібним елементом 7 та віссю роликів 1-3. При надмірному навантаженні канату 4 пружина 9 додатково розтягується, при цьому збільшується відстань між вершинами короткої діагоналі ромбоподібного елемента 8, що далі призводить до спрацювання вимикача 6, який передає сигнал на систему управління механізмом підйому.

При можливості запобіжник встановлюють у місцях кріплення каната, за рахунок чого зменшується похибка вимірювання, що вноситься втратами на тертя в підшипниках блоку і на подолання згинальної жорсткості каната.

Так, в запобіжному пристрої мостового крану [10] (рис.4), забезпечується тертя кочення між деталями передавального механізму. Цей пристрій розташований на кронштейні 1 у місці закладення вантажного каната 2. У корпусі 3 закріплена опорна плита 4, з якою контактують за допомогою проміжних роликів 5 рухомі плити 6 і 7. Останні у свою чергу за допомогою роликів 5 контактують з натискною плитою 8.

Кінець вантажного каната 2 закріплений завдяки клину 9 та притиску 10. Пружина 11 однією стороною впирається в рухому плиту 7, а іншою стороною за допомогою рами 12, гайки 13 і гвинта 14 – в іншу рухливу плиту 6. Палець 15 надає пружині 11 напрям горизонтального переміщення.

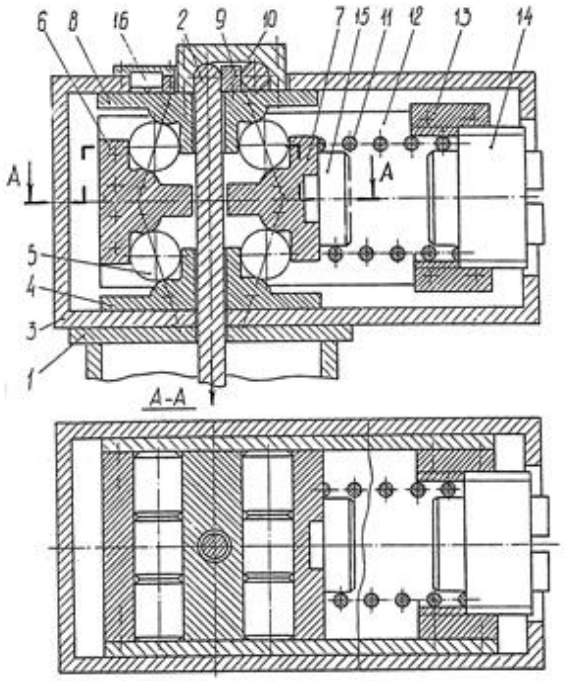


Рисунок 4 – Запобіжний пристрій із роликовим передавальним механізмом:
1 – кронштейн; 2 – канат вантажний; 3 – корпус, 4 – опорна плита; 5 – ролики; 6, 7 – рухомі плити; 8 – натискна плита; 9 – клин; 10 – притиск; 11 – пружина; 12 – рама; 13 – гайка; 14 – гвинт; 15 – палець; 16 – мікровимикач.

Рухлива плита 7 може вільно переміщатися вздовж рами 12 за допомогою кулькових напрямних. На корпусі 3 пристрою закріплений мікровимикач І6, що відключає привід машини при перевантаженні.

Робоче навантаження сприймається вантажним канатом 2 і натискною плитою 8, від якої за допомогою проміжних роликів 5 передається одночасно рухомим плитам 6 і 7 і опорній плиті 4. Рухлива опора 7 передає горизонтальну складову навантаження пружині 11 з одного боку, а з іншого сторони пружина отримує навантаження за допомогою гвинта І4, гайки І3 і рами І2 від рухомої опори 6. У вихідному положенні пружина 11 підібрана гвинтом 14 на необхідну величину.

При перевищені допустимої величини навантаження пружина 11 отримує додатковий стиск, при цьому рухомі плити 6 і 7 починають переміщуються в протилежні сторони при перекочуванні проміжних роликів 5 їх опорних майданчиків. Це дає можливість опуститися натискній плиті 8 з канатом 2, при цьому працює мікровимикач 16. Таким чином, за рахунок опускання натискної плити 8 відбувається розвантаження вантажного каната 2 на час, необхідний для спрацьовування гальмівної системи приводу машини. Після усунення перевантаження рухомі плити 6 і 7 під дією пружини 11 повертаються у вихідне положення і за допомогою проміжних роликів 5 переміщають у вихідне положення натискну плиту 8 з канатом 2. Відбувається автоматичне відновлення запобіжного пристрою в початкове положення. Таким чином, при спрацьовуванні запобіжного пристрою, зусилля в силовому ланцюгу машини не зростає, так як збільшується первісний кут нахилу площин, в яких розташовані полярні радіуси опорних поверхонь плит, до центральної осі каната і тому збільшується горизонтальна складова номінального навантаження, що діє на пружину, що врівноважує цю складову. В результаті заміни тертя ковзання на тертя кочення між деталями передавального механізму запобіжного пристрою зменшується коефіцієнт тертя і можливі його коливання щодо номінального значення, що призводить до підвищення точності обмеження граничних навантажень.

Запобіжний пристрій мостового крану [11] (рис. 5) містить встановлений у корпусі 1 і обгинаємий вантажним канатом 2 відхиляючий ролик 3 і спрямовуючі сферичні поверхні 4 і 5, а також передавальний механізм, виконаний у вигляді пружного елемента 6 та зв'язаний з кінцевим вимикачем 7. Ролик 3 фіксується болтами 8 та тягами 9 і встановлений на вісі 10 з можливістю переміщення в горизонтальному напрямку. Пружний елемент 6 містить чотири короткі 11 та дві довгі 12 ланки, а в місцях зчленування 13 коротких та довгих ланок виконані пружні шарніри 14. Пружний елемент 6 контактує своїми довгими ланками 12 з корпусом, а в місцях зчленування 15 коротких ланок 11 виконано наскрізний центральний отвір 17. Корпус 1 притискається до канату 2 планками з болтами 18 та захищений від механічних пошкоджень кришкою 19. Поверхня торкання

корпусу 1 до вантажного канату 2 виконана у вигляді сфер 4 і 5. Пружний елемент 6 кріпиться до корпусу 1 за допомогою болтів 20 і притискних планок 21. Регулювальний пристрій містить 16 шток 22, що проходить через центральний отвір 17, на який нагвинчені різьбові втулки 23. Між п'ятами 24 регулювального пристрою 16 і втулками 25 встановлені пружини 26.

При підйомі вантажу, маса якого не перевищує допустиме значення, відносного переміщення деталей передавального механізму не відбувається, так як зусилля пружини 26 і кути при вершинах пружного елементу 6 задаються на певне навантаження.

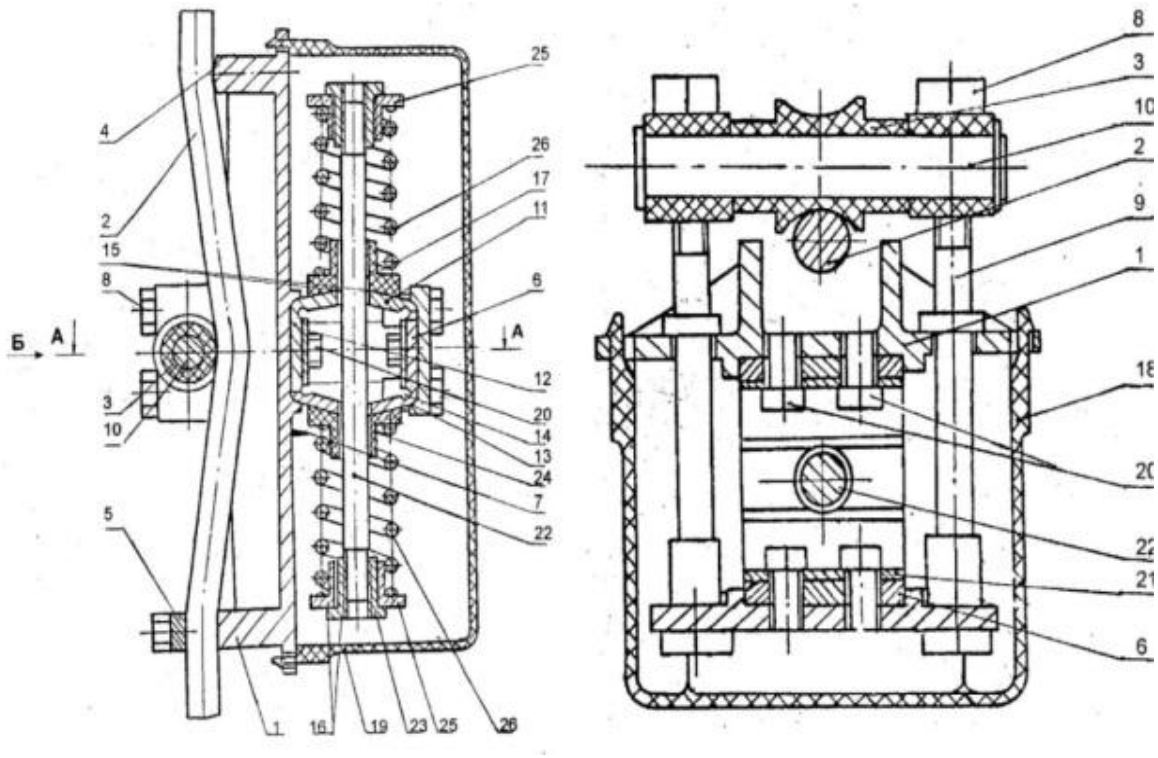


Рисунок 5 – Запобіжник від перевантаження крана:
1 – корпус; 2 – канат; 3 – відхиляючий ролик; 4, 5 – сферичні поверхні; 6 – пружний елемент; 7 – кінцевий вимикач; 8 – болти; 9 – тяги; 10 – вісь; 11 – короткі ланки пружного елемента; 12 – довгі ланки пружного елемента; 13, 15 – місця зчленування ланок;14 – пружні шарніри; 16 – регулювальний пристрій; 17 – центральний отвір; 18, 20 – болти; 19 – кришка; 21 – притискні планки; 22 – шток; 23, 25 – втулки; 24 – п'яти; 26 – пружини.

При додатковому навантажені канату 2, зусилля від нього передається на ролик 3, з якого через тяги 9 і корпус 1 на пружний елемент 6. Зусилля від елементу 6 передається через п'яти 24 на пружини 26, які додатково стискуються і дають можливість елементу 6 переміщатися в вертикальному напрямку. Елемент 6 змінює свою форму: зменшується відстань між його довгими 12 ланками і збільшується у вертикальному напрямку, за рахунок чого спрацьовує вимикач 7.

Дослідження представлених конструкцій запобіжних пристроїв кранів мостового типу, показали, що похибки, що виникають при натягу вантажного канату, розділяються на інструментальні (похибки від деформації пристрою) та методичні, що виникають внаслідок коливання діаметра канату вздовж його довжини, биття блоків та втрат на блоках. Інструментальні похибки в основному залежать від зміни кута обхвату канатом блоку внаслідок деформації деталей запобіжного пристрою під навантаженням.

Метою роботи є дослідження складових втрат на канатному відхиляючому блоці кранів мостового типу, які впливають на точність та надійність спрацювання запобіжного пристрою.

Виклад основного матеріалу

Принцип роботи запобіжного пристрою крана, що розміщується на вантажному канаті, полягає на вимірювані реакції канату при відхилені його від прямолінійного положення, показаний на схемі (рис. 6).

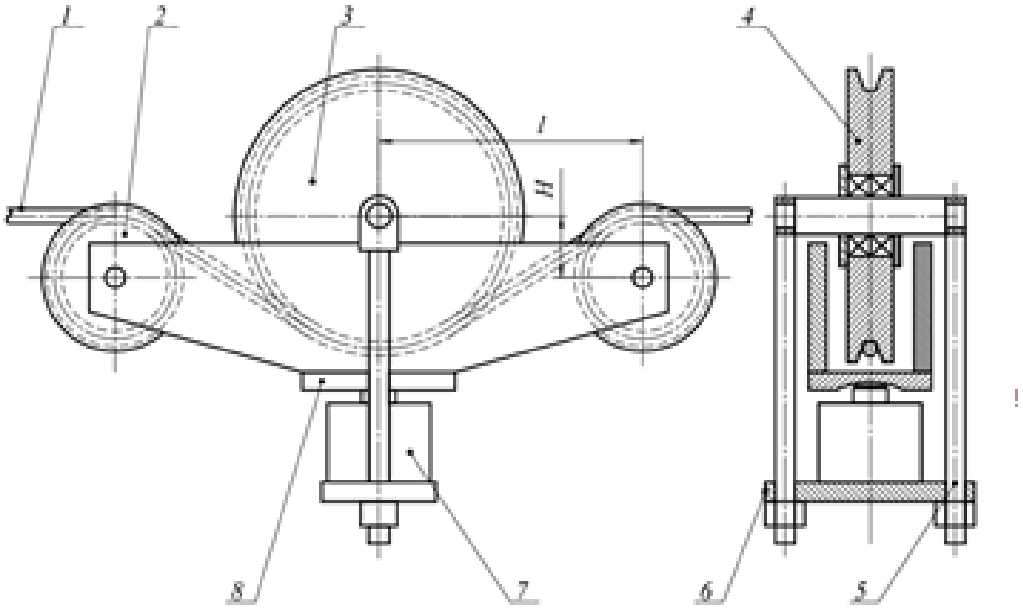
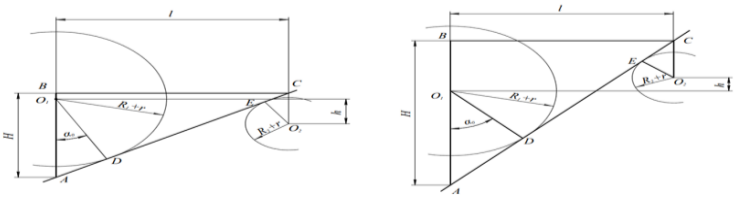


Рисунок 6 – Схема установки запобіжного пристрою на вантажному канаті крана:
1 – вантажний канат; 2 – нерухомі блоки; 3 – щоки; 4 – центральний блок; 5 – тяги;
6 – поперечини; 7 – передавальний елемент; 8 – планка

Така принципова схема пристрою може також бути використана для вимірювання натягу гнучних органів різних систем, таких як, стрічкові транспортери,

Вантажний канат 1 направляється двома нерухомими блоками 2, вісі яких встановлені в щоках 3. Центральний блок 4 відхиляє канат на заданий кут за допомогою маятникової підвіски, яка складається з тяг 5, поперечини 6 та передавального елементу 7. Передавальний елемент 7 упирається в планку 8. При протягувані вантажного канату 2, завдяки втратам при огинанні центрального блоку 4, маятникова підвіска відхиляється на деякий кут в сторону руху вантажного каната 1 і тим самим розвантажує передавальний елемент 7 від дії поперечної сили.

При конструюванні запобіжного пристрою можливі два випадки взаємного розташування блоків (рис. 7).



а) б)

Рисунок 7 – Варіанти взаємного розташування блоків

$$H = l\mathrm{tg}\alpha_{\mathrm{O}}. \qquad (1)$$

Виражаючи H через висоту зміщення центрів h та діаметри блоків і каната, отримаємо наступну залежність:

$$l\sin\alpha_{\mathrm{O}} = h\cos\alpha_{\mathrm{O}} = R_1 + R_2 + d. \qquad (2)$$

При проєктуванні запобіжного пристрою прийнята схема 7а.

Тоді із виразу (2) отримаємо:

$$h = \frac{R_1 + R_2 + d}{\cos\alpha_{\mathrm{O}}} - l\mathrm{tg}\alpha_{\mathrm{O}}. \qquad (3)$$

З рис. 8 випливає, що

$$R = 2S\sin\alpha \qquad (4)$$

де R – реакція каната на центральний блок; S – натяг канату; α – половина кута обхвату канатом центрального блока.

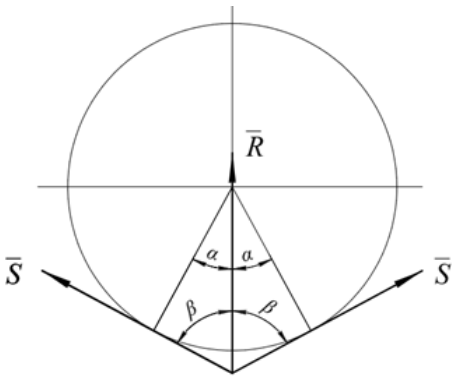


Рисунок 8 – Схема реакції каната на центральний блок

Навантаження на передавальний механізм запобіжного пристрою дорівнює реакції канату на центральний блок.

Графік залежності навантаження на передавальний механізм від кута α показана на рис. 9.

Для розрахунку візьмемо найбільше навантаження канату рівним S_{max} = 5 т. Кут α в даній конструкції можливо змінювати від 0 до 30°.

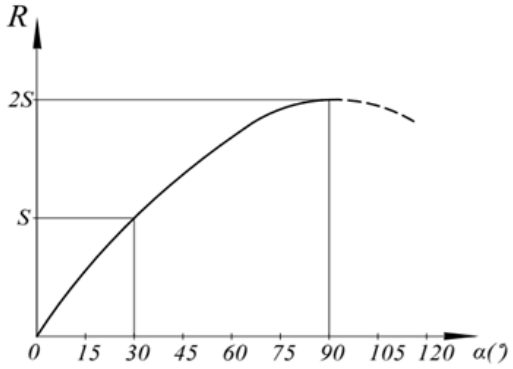


Рисунок 9 – Графік залежності навантаження від кута α

В таблиці 1 наведені величини кута α в залежності від вибраної вантажопідйомності передавального механізму.

Таблиця 1 – Залежність величини кута α від вантажопідйомності

$S_{max,}$ (т)	$R_{max,}$ (т)	α_0
5	1	$5^0 45'$
	2	$11^0 32'$
	3	$17^0 27'$
	4	$23^{03} 5'$
	5	30^0

На підставі даних таблиці 1 вибираємо передавальний механізм запобіжного пристрою вантажопідйомністю 5 тон.

Точність спрацьовування запобіжного пристрою в значній мірі залежить від похибок, які вносяться передавальним механізмом, зазвичай, від зміни кута α.

Кут α змінюється внаслідок:

- коливань діаметру каната вздовж його довжини;
- зміни діаметру каната під натягом;
- деформації деталей передавального механізму;
- кочення маятникової підвіски; биття струмок каната.

При навантажені каната (рис. 10) деякою силою S завдяки деформації деталей передавального механізму початковий кут налаштування α_0 змінюється до величини y

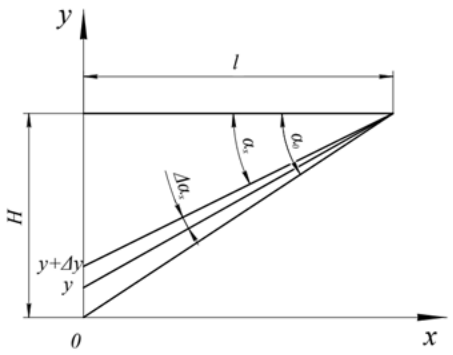


Рисунок 10 – Схема налаштування початкового кута α_0

Оскільки всі деформації здійснюються в пружній зоні, то

$$y = \frac{R}{c}, \qquad (5)$$

де R – навантаження на передавальний механізм; c – коефіцієнт жорсткості системи.

Тоді

$$\mathrm{tg}\alpha_x = \frac{H - y}{l} = \frac{H - \frac{R}{c}}{l} \qquad (6)$$

Підставляємо величину α_x в рівняння (1):

$$R = 2S\sin\mathrm{arctg}\frac{H - \frac{R}{c}}{l} = 2S\frac{H - \frac{R}{c}}{\sqrt{l^2 + \left(H - \frac{R}{c}\right)^2}} \qquad (7)$$

Звідки

$$S = \frac{R}{2}\sqrt{1+\left(\frac{l}{H-\frac{R}{c}}\right)^2}\,. \qquad (8)$$

На рис.11 наведені характеристики пристрою з урахуванням та без урахування деформацій деталей. Зі збільшенням кута α приведена похибка зменшується.

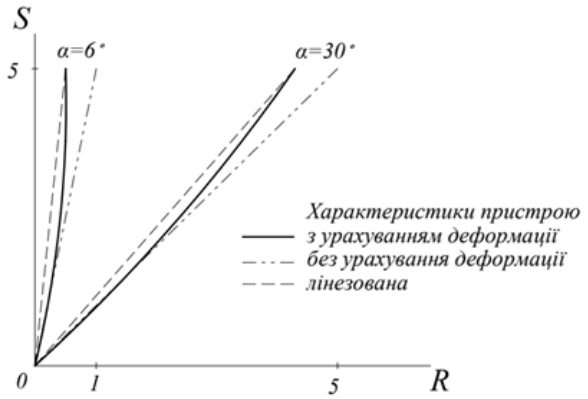


Рисунок 11 – Характеристики пристрою з урахуванням деформацій

При обгинанні канатом центрального блоку мають місце втрати на тертя в підшипниках та на подолання згину каната.

$$\frac{S_1}{S_2} = \eta \qquad (9)$$

де S_1 – натяг набігаючої гілки;

S_2 – натяг збігаючої гілки;

η – ККД блока.

Із [12, 13] відомо, що

$$\eta = \frac{1}{1+\phi+2\frac{d}{D}f\sin\alpha}, \qquad (10)$$

ϕ – коефіцієнт, що враховує втрати на подолання згинальної жорсткості каната;

d – діаметр каната;

D – діаметр блока;

f – наведений коефіцієнт тертя у підшипнику.

Розглядаючи геометричні залежності, які наведені на рис. 12, отримаємо

$$R_{\text{дин}} = \frac{S_1}{\eta}\sqrt{1+\eta^2-2\eta\cos 2\alpha}\,. \qquad (11)$$

Кут відхилення $R_{\text{дин}}$ від $R_{\text{ст}}$

$$\gamma = \arcsin\frac{(1-\eta)\cos\alpha}{\sqrt{1+\eta^2-2\eta\cos 2\alpha}}\,. \qquad (12)$$

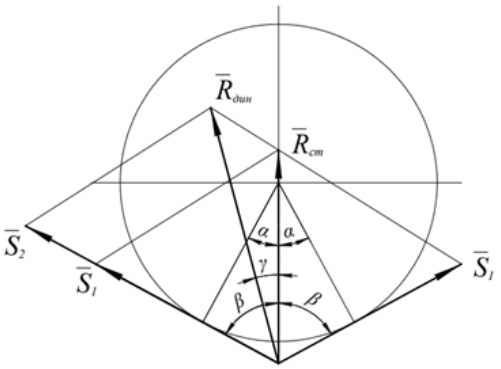


Рисунок 12 – Схема зміни реакції каната на центральний блок

На рис. 13 наведені графіки залежності кута γ від α та η.

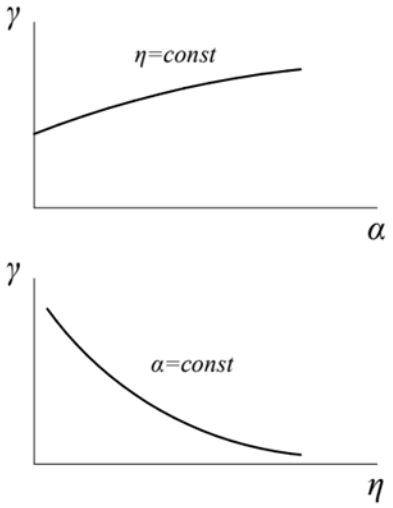


Рисунок 13 – Графіки залежності кута γ від α та η

Відхилення $R_{\text{дин}}$ від $R_{\text{ст}}$ зумовлює поворот підвіски на кут ϕ (рис. 14). Графічно доведено, що $\phi < \gamma$.

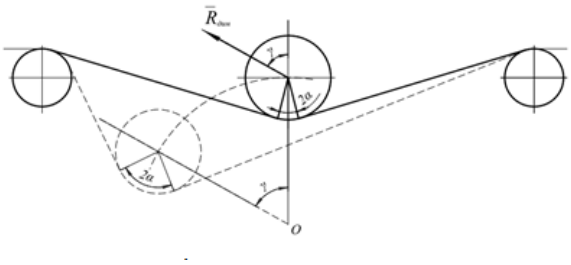


Рисунок 14 – Схема відхилення $R_{дин}$ від $R_{ст}$

При повороті підвіски збільшується кут обхвату блока, що призводить до збільшення $R_{дин}$.

Графічно визначені залежності кута обхвату та наведеної похибки від кута повороту підвіски φ (рис. 15).

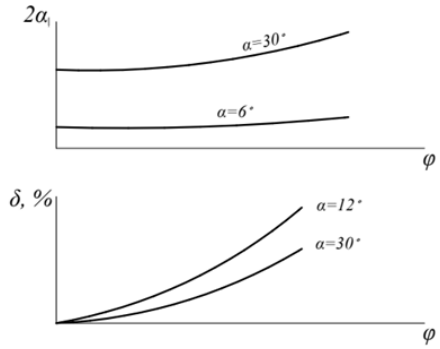


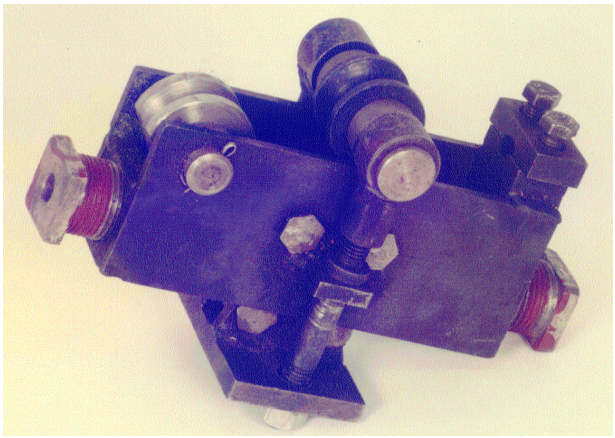
Рисунок 15 – Графік залежності кута обхвату від кута повороту підвіски φ

Натурні випробування конструкції запобіжного пристрою (рис. 16) проводились на мостових кранах вантажопідйомністю від одної до трьох тон в заводських умовах [14, 15].

Експериментальні дослідження з визначення точності спрацьовування запобіжника включали визначення коефіцієнта точності, а також коефіцієнтів навантаження і недовантаження.

Передавальний механізм запобіжника випробовувався протягом 3000 спрацьовування. Протягом випробувань не проводилося жодних регулювань та замін деталей передавального механізму.

Результати експериментальних досліджень представлені на графіку (рис. 17). Кожна точка на графіку відповідає середньому з 15-25 значень. Графік свідчить про зниження зусилля спрацьовування зі збільшенням числа перевантажень. Незначне зниження зусилля спрацьовування пов'язане з осіданням пружин.



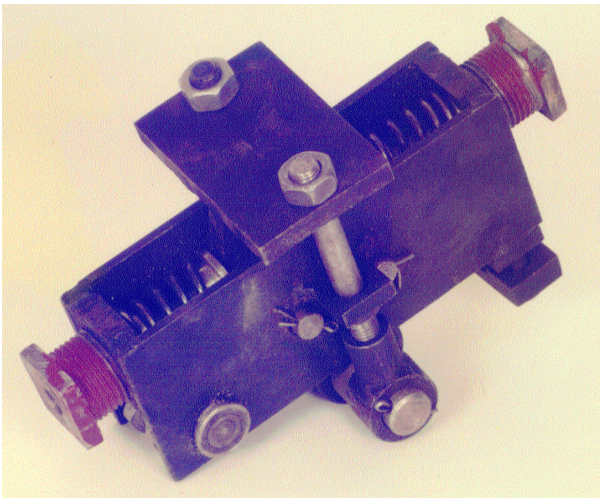


Рисунок 16 – Експериментальний зразок запобіжного пристрою

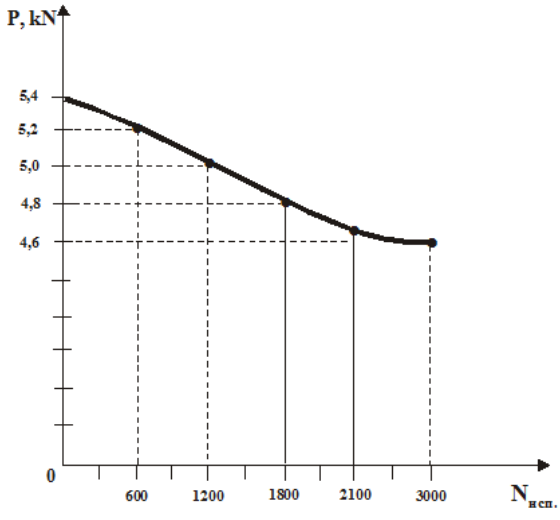


Рисунок 17 – Залежність зусилля спрацьовування передавального механізму запобіжника від кількості перевантажень

Для стабілізації зусилля спрацьовування рекомендується попереднє опрацювання деталей передавального механізму запобіжника.

Оцінюючи точність спрацьовування передавального механізму запобіжника протягом 3000 спрацьовувань коефіцієнтом точності γ_{m4}, що дорівнює відношенню найбільшого зусилля, при якому можливе спрацювання передавального механізму протягом даного числа спрацьовувань, до найменшого, отримаємо

$$\gamma_{m4} = \frac{5,16}{4,80} = 1,075.$$

Коефіцієнти перевантаження і недовантаження протягом 3000 спрацьовувань відповідно рівні:

$$g_h = \frac{0,16}{5.0} \cdot 100\% = 3,2\%$$

$$g_n = \frac{0,2}{5.0} \cdot 100\% = 4\%$$

Випробування підтвердили достатню для даного типу пристроїв точність і надійність спрацьовування (похибка спрацьовування – 1-2,5 %, чутливість – до 0,5 %).

Результати випробувань представлені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати натурних випробувань запобіжного пристрою

№ зразка	Вантажо-підйом-ність, кН	Зусилля настройки, кН	Фактичне спрацю-вання, кН	Різниця зусилля, кН
1	10,00	11,00	11,20	0,20
2	10,00	11,00	11,16	0,16
3	20,00	22,00	22,19	0,19
4	20,00	22,00	22,25	0,25
5	20,00	22,00	22,22	0,22
6	20,00	22,00	22,30	0,30
7	20,00	22,00	22,26	0,26
8	20,00	22,00	22,40	0,40
9	20,00	22,00	22,36	0,36
10	20,00	22,00	22,23	0,23
11	20,00	22,00	22,37	0,37
12	30,00	33,00	33,31	0,31
13	30,00	33,00	33,44	0,44

Висновки

Досліджено конструкції запобіжних пристроїв із передавальними механізмами, які встановлюються на вантажному канаті та дозволяють зменшити вплив цих похибок на точність вимірювання зусиль натягу канату.

Досліджені похибки, що виникають при вимірювані натягу канату, до яких належать інструментальні від деформації пристрою, та методичні, які виникають внаслідок коливання діаметру канату уздовж його довжини, стукання блоків та втрат на блоках.

Для зниження похибки вимірювання, яка вноситься втратами на терті в підшипниках блоку та на подоланні жорсткості згину канату, запропонована установка запобіжного пристрою в місці закріплення канату.

Натурні випробування запобіжних пристроїв, які були проведені на мостових кранах вантажопідйомністю 3 тони підтвердили достатню для цього типу запобіжників точність і надійність спрацьовування.

Список використаних джерел

1. Порядок проведення огляду, випробування та експертного обстеження (технічного діагностування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки, затверджений постановою Кабінету Міністрів України від 26.05.2004 № 687 зі змінами від 07.04.2021 р.

2. НПАОП 0.00-1.80-18 «Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання», затверджений наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 № 62.

3. Коломієць Л. В., Лимаренко О. М. Конструктивні способи підвищення несучої здатності металоконструкцій та безпечності роботи спеціальних кранів. Книга 1. Теоретичні дослідження елементів несучої системи спеціальних кранів при різних граничних умовах. Одеса: АПРЕЛЬ, 2018. 100 с.

4. Коломієць Л. В., Лимаренко О. М. Конструктивні способи підвищення несучої здатності металоконструкцій та безпечності роботи спеціальних кранів. Книга 2. Оцінка металоконструкцій спеціальних кранів з деформаціями та вичерпаним строком експлуатації. Одеса: АПРЕЛЬ, 2018. 146 с.

5. Коломієць Л. В. Оптимізація параметрів запобіжників від перевантаження важконавантажених машин. Астропринт. Одеса: 1998, 142 с.

6. Коломієць Л. В., Лимаренко О. М., Передерко А. Л. Система захисту автомобільного крану. Збірка тез 16-ї міжнародної науково-практичної конференції "*Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІПРТК-2023)*", Київ, НАУ, 23-24.05.2023. С. 131-133.

7. А.с. 1698173 СССР, МКИ В66С 15/00. Ограничитель грузоподъемности крана / Л. В. Коломиец, А. Н. Яковуник, В. Ф., Семенюк. № 4724593/11; Заявл. 27.07.89; Опубл. 15.12.91; Бюл. № 46. 3 с.

8. А.с. 1601079 СССР, МКИ В66С 15/00.

Ограничитель грузоподъемности крана / Л. В. Коломиец, А. Н. Яковуник, В. Ф. Семенюк. № 4401261/31-11; Заявл. 31.03.88; Опубл. 23.10.90; Бюл. № 39. 2 с.

9. А.с. 1625815 СССР, МКИ В66С 15/00. Ограничитель грузоподъемности крана / Л. В. Коломиец, В. Ф. Семенюк, А. Н. Яковуник. № 4490281/11; Заявл. 04.10.88; Опубл. 07.02.91; Бюл. №5. 2 с.

10. А.с. 1402562 СССР, МКИ В66С 23/88. Ограничитель грузоподъемности крана / В. Ф. Семенюк, В. Ф. Перевалов, Л. В. Коломиец. № 4098218/31-11; Заявл. 23.07.86; Опубл. 15.06. 88; Бюл. № 22. 3 с.

11. Запобіжник від перевантаження крана: пат. 26271 Україна. № 94020357; заявл. 23.12.1992; опубл. 19.07.1999, Бюл. № 4. 4 с.

12. Коломієць Л. В., Лимаренко О. М., Дащенко О. Ф. Основи проектування металоконструкцій спеціальних кранів: монографія. Одеса: ФОП Бондаренко М.О., 2017. 248 с.

13. Коломієць Л. В., Оробєй В. Ф., Лимаренко О. М. Основи розрахунку елементів машинобудівних конструкцій. ФОП Бондаренко М. О., 2018. 46 с.

14. Коломієць Л. В., Цимбалюк А. Г., Цимбалюк Д. А. Підвищення точності металургійних кранових ваг. Збірка тез 16-ї міжнародної науково-практичної конференції "*Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІІРТК-2023)*", Київ, НАУ, 23-24.05.2023. С. 133-135.

15. Коломієць Л. В., Цимбалюк А. Г., Цимбалюк Д. А. Методика розрахунку параметрів напружено-деформованого стану плит кранових ваг. *Збірник наукових праць Одеської державної академії технічного регулювання та якості*. Одеса, 2021. Вип. 2(19). С. 17-29.

References

1. Poriadok provedennia ohliadu, vyprobuvannia ta ekspertnoho obstezhennia (tekhnichnoho diahnostuvannia) mashyn, mekhanizmiv, ustatkuvannia pidvyshchenoi nebezpeky, zatverdzhenyi posta-novoiu Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 26.05.2004 # 687 zi zminamy vid 07.04.2021 r.

2. NPAOP 0.00-1.80-18 «Pravyla okhorony pratsi pid chas ekspluatatsii vantazhopidiimalnykh kraniv, pidiimalnykh prystroiv i vidpovidnoho obladnannia», zatverdzhenyi nakazom Ministerstva sotsialnoi polityky Ukrainy vid 19.01.2018 # 62.

3. Kolomiets L. V., Lymarenko O. M. Konstruktyvni sposoby pidvyshchennia nesuchoi zdatnosti metalokonstruktsii ta bezpechnosti roboty spetsialnykh kraniv. Knyha 1. Teoretychni doslidzhennia elementiv nesuchoi systemy spetsialnykh kraniv pry riznykh hranychnykh umovakh. Odesa: APREL, 2018. 100 s.

4. Kolomiets L. V., Lymarenko O. M. Konstruktyvni sposoby pidvyshchennia nesuchoi zdatnosti metalokonstruktsii ta bezpechnosti roboty spetsia-lnykh kraniv. Knyha 2. Otsinka metalokonstruktsii spetsialnykh kraniv z deformatsiiamy ta vycherpanym strokom ekspluatatsii. Odesa: APREL, 2018. 146 s.

5. Kolomiets L. V. Optymizatsiia parametriv zapobizhnykiv vid perevantazhennia vazhkonavantazhenykh mashyn. Astroprynt. Odesa: 1998, 142 s.

6. Kolomiets L. V., Lymarenko O. M., Perederko A. L. Systema zakhystu avtomobilnoho kranu. Zbirka tez 16-yi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii "*Intehrovani intelektualni robototekhnichni kompleksy (IIRTK-2023)*", Kyiv, NAU, 23-24.05.2023. S. 131-133.

7. A.s. 1698173 SSSR, MKI V66S 15/00. Ogranichitel' gruzopod"emnosti krana / L. V. Kolomiec, A. N. Yakovunik, V. F., Semenyuk. № 4724593/11; Zayavl. 27.07.89; Opubl. 15.12.91; Byul. № 46. 3 s.

8. A.s. 1601079 SSSR, MKI V66S 15/00. Ogranichitel' gruzopod"emnosti krana / L. V. Kolomiec, A. N. Yakovunik, V. F. Semenyuk. № 4401261/31-11; Zayavl. 31.03.88; Opubl. 23.10.90; Byul. № 39. 2 s.

9. A.s. 1625815 SSSR, MKI V66S 15/00. Ogranichitel' gruzopod"emnosti krana / L. V. Kolomiec, V. F. Semenyuk, A. N. Yakovunik. № 4490281/11; Zayavl. 04.10.88; Opubl. 07.02.91; Byul. № 5. 2 s.

10. A.s. 1402562 SSSR, MKI V66S 23/88. Ogranichitel' gruzopod"emnosti krana / V. F. Semenyuk, V. F. Perevalov, L. V. Kolomiec. № 4098218/31-11; Zayavl. 23.07.86; Opubl. 15.06. 88; Byul. № 22. 3 s.

11. Zapobizhny`k vid perevantazhennya krana: pat. 26271 Ukrayina. # 94020357; zayavl. 23.12.1992; opubl. 19.07.1999, Byul. # 4. 4 s.

12. Kolomiets L. V., Lymarenko O. M., Dashchenko O. F. Osnovy proektuvannia metalokonstruktsii spetsialnykh kraniv: monohrafiia. Odesa: FOP Bondarenko M.O., 2017. 248 s.

13. Kolomiets L. V., Orobiei V. F., Lyma-renko O. M. Osnovy rozrakhunku elementiv mashy-nobudivnykh konstruktsii. FOP Bondarenko M. O., 2018. 46 s.

14. Kolomiets L. V., Tsymbaliuk A. H., Tsymbaliuk D. A. Pidvyshchennia tochnosti metalurhiinykh kranovykh vah. Zbirka tez 16-yi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii "*Intehrovani intelektualni robototekhnichni*

kompleksy (IIRTK-2023)", Kyiv, NAU, 23-24.05.2023. S. 133-135.

15. Kolomiets L. V., Tsymbaliuk A. H., Tsymbaliuk D. A. Metodyka rozrakhunku parametriv napruzheno-deformovanoho stanu plyt kranovykh vah. *Zbìrnik naukovih prac' Odes'koï derž. akad. tehnìčn. regul. ta âkostì*. Odesa, 2021. Vyp. 2(19). S. 17-29.

Надійшла до редакції 22.01.2024

УДК 531

В. П. Квасніков, д.т.н., **Д. М. Квашук,** к.е.н., **К. В. Молчанова**, к.т.н., **В. М. Ільченко**, к.т.н.

Національний авіаційний університет, м. Київ.

СПОСІБ ОЦІНКИ ЙМОВІРНІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИГНАЛІВ В УМОВАХ НЕЛІНІЙНОСТІ ВИМІРЮВАЛЬНОГО КАНАЛУ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ

У статті пропонується спосіб розрахунку ймовірнісних характеристик сигналів для широкого класу нелінійних перетворювачів обертального моменту. Представлений підхід базується на моделюванні процесу обробки вхідного сигналу з урахуванням мультиплікативної похибки перетворювача.

Розроблено методику оцінювання щільності розподілу та числових характеристик сигналу на виході нелінійного перетворювача крутного моменту для різних законів розподілу вхідного сигналу та видів нелінійних функцій перетворення. Для досягнення поставленої мети було виконано наступні кроки: розроблено алгоритми та комп'ютерні програми для чисельного моделювання та розрахунку характеристик сигналів на виході нелінійного перетворювача для заданих вхідних параметрів, проведено серію обчислювальних експериментів для різних комбінацій законів розподілу вхідних сигналів та нелінійних функцій перетворення, досліджено вплив різних законів розподілу вхідного сигналу на щільність розподілу та числові характеристики вихідного сигналу, вивчено як різні види нелінійних функцій перетворення впливають на щільність розподілу та числові характеристики вихідного сигналу, проаналізовано отримані результати та сформульовано рекомендації щодо вибору нелінійної функції перетворення та закону розподілу вхідного сигналу для досягнення бажаних характеристик вихідного сигналу перетворювача крутного моменту.

У статті обговорюються особливості запропонованого алгоритму, а також результати моделювання для низки прикладів перетворювачів з різними нелінійними характеристиками і параметрами мультиплікативного збурення.

Проводиться аналіз точності отриманих оцінок ймовірнісних характеристик. Розроблений алгоритм дозволяє оцінювати ймовірнісні характеристики вихідних сигналів нелінійних перетворювачів крутних моментів на етапі проектування, що сприяє підвищенню якості розробки систем управління. Таки спосіб може бути корисною для інженерів та науковців, які займаються проектуванням та аналізом систем автоматичного управління з нелінійними елементами.

Ключові слова: *нелінійний перетворювач, крутний момент, щільність розподілу, числові характеристики, закони розподілу, нелінійні функції, моделювання.*

V. P. Kvasnikov, DSc, **D. M. Kvashuk,** PhD, **K. V. Molchanova**, PhD, **V. M. Ilchenko**, PhD

A METHOD OF ESTIMATING PROBABILISTIC CHARACTERISTICS OF SIGNALS IN CONDITIONS OF NON-LINEARITY OF THE MEASURING CHANNEL OF TORQUE CONVERTERS

The paper proposes a method for calculating the probabilistic characteristics of signals for a wide class of nonlinear torque transducers. The presented approach is based on modeling the process of processing the input signal, taking into account the multiplicative error of the transducer.

A methodology has been developed for estimating the probability density function and numerical characteristics of the output signal of a nonlinear torque transducer for different distribution laws of the input signal and types of nonlinear transformation functions. To achieve this goal, the following steps were performed: algorithms and computer programs were developed for numerical simulation and calculation of the characteristics of signals at the output of a nonlinear transducer for given input parameters, a series of computational experiments were conducted for different combinations of distribution laws of input signals