



МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 626.131:624.191.6

<https://doi.org/10.31713/vt3201811>

Мобіло Л. В., доцент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КРАНА

В даній статті розглянуто актуальні питання підвищення безпеки канатових поліспаств, що використовуються на автомобільних кранах. Запропоновано технічне рішення по застосуванню безпечних поліспаств, канатів зі смуговим контактом, що дозволяє забезпечити безпечну роботу автокрана і його техніко-економічні показники.

Ключові слова: автокран, безпечний поліспаств, канат, агрегатна міцність каната.

Стрілові самохідні автомобільні крани набули широкого розповсюдження завдяки їх маневреності, автономності, властивостям забезпечувати різну висоту і виліт, а також наявності різноманітних приладів і пристроїв для безпечної експлуатації машини.

Проведені інформаційні дослідження показали, що існують технічні вирішення обмеження вантажопідйомності потрібною величиною і запобігання падіння вантажу при обриві канату. Дана конструкція представлена на рис. 1.

Ідеться про спробу конструктивного об'єднання в один вузол пристроїв для запобігання аваріям кранів при обриві канатів – так званих безпечних поліспаств – і обмежувачів вантажопідйомності. З усього різноманіття конструкцій безпечних поліспаств для досягнення поставленої мети найбільш прийнятною є конструкція на основі фрикціону, що дозволяє обмежити величину навантаження на канат необхідною межею при перевищенні якого диски фрикціону прослизують один відносно одного, створюючи при цьому силу, що зупиняє на деякому шляху вантаж, що падає при обриві однієї з гілок каната або що перешкоджає підйому вантажу, маса якого перевищує номінальну вантажопідйомність крану. І у тому, і в другому випадку система управління відключає двигун. У взятому за основу безпечному поліспастві фрикціон пов'язаний із зрівняльним барабаном, на

якому в різних напрямленнях навита деяка кількість витків підйомних канатів, достатня для їх закріплення і компенсації можливих при роботі поліспасти нерівномірностей навантажень на канати внаслідок їх різного витягу і інших причин. Фрикціон вступає в роботу після вільного повороту зрівняльного барабана на кут, що дозволяє компенсувати вказані нерівномірності, потім вантаж, пройшовши деяку відстань, зупиняється, залишаючись висіти на другому цілому канаті. Фрикціон обмежує динамічні навантаження таким чином, що міцності другого каната цілком вистачає для належного утримання вантажу у підвищеному стані [4, С. 61].

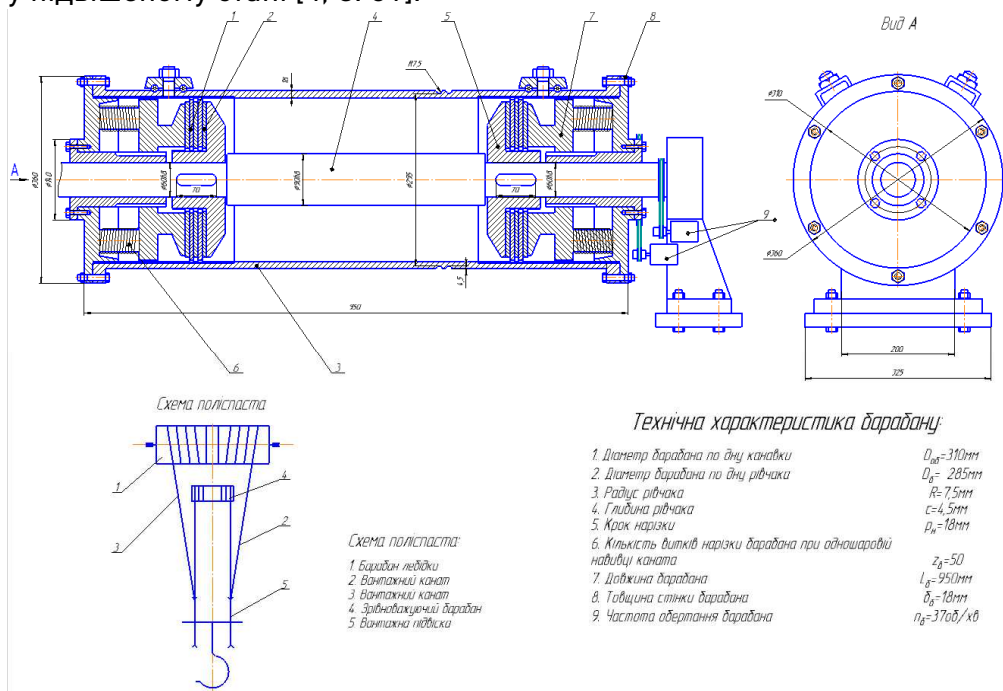


Рис. 1

У запропонованій конструкції фрикціон розташований усередині барабана лебідки, а в якості зрівноважувальної ланки може бути використаний або балансир, або зрівноважувальний барабан, що грає в цьому випадку роль зрівноважуючого блоку.

Для підвищення ефективності вантажопідйомних машин необхідно досягати зменшення в канатно-блочних системах втрат енергії, які, наприклад, в багатократних поліспадах можуть бути досить великими. Всі розрахунки енергетичних втрат базуються на ККД блока

$$\eta = 1 - \Delta_T - \Delta_{ж},$$

де Δ_T – втрати на тертя в підшипнику; $\Delta_{ж}$ – жорсткісні втрати в канаті.

Втрати на тертя в підшипнику приймають [1] для блоків на під-



шипниках кочення $\Delta_T=0,0015\div 0,004$, на підшипниках ковзання $T=0,02\div 0,04$. Жорсткісні втрати $\Delta_{ж}$ залежать від діаметра блоку, конструкції і діаметра каната, його натягу, швидкості руху, якості змащення, температури та інших факторів, у зв'язку з чим визначити їх важко.

Результати декількох серій дослідів з визначення $\Delta_{ж}$ узагальнені в емпіричних формулах Гіршлянда, Рубіна, Лотвілера, Масленнікова. Порівняльний аналіз цих формул наведено в [1], де показано їх суттєві кількісні і якісні відмінності. Обчислені за цими формулами чисельні значення $\Delta_{ж}$ різняться у кілька разів, оскільки кожна формула вірна тільки для умов тих експериментів, з яких вона отримана. Більш переконлива формула Б. С. Ковальського [1], проте вона не враховує впливу натягу і конструкції каната.

У цілому відомі рекомендації не дозволяють створити повну картину залежності $\Delta_{ж}$ від конструктивних і експлуатаційних факторів. Тому в навчальній і довідковій літературі наводяться незалежно від конструкції, діаметра каната та експлуатаційних умов ККД для всіх блоків на підшипниках кочення $\eta=0,97\div 0,98$, на підшипниках ковзання $\eta=0,94\div 0,96$.

Таким чином, у практиці конструювання та експлуатації підйомно-транспортних машин не враховується можливість зменшення енергетичних втрат на блоках за рахунок відповідного вибору конструкції каната або режиму роботи машини.

Спробуємо визначити жорсткісні втрати $\Delta_{ж}$, виходячи з характеристик дисипативних властивостей сталевого канату, обумовлених внутрішнім тертям.

Вплив пружних недосконалостей каната на жорсткісні втрати можна простежити за геометричними параметрами згину каната на блоці за допомогою відомої залежності:

$$\Delta_{ж} = \frac{h_1 - h_2}{\rho_0}, \quad (1)$$

де ρ_0 – радіус блоку по осі каната; h_1, h_2 – плечі жорсткості (рис. 2).

Проте значення h_1, h_2 не можуть бути правильно визначені в рамках пружної моделі сталевого канату, яка не пояснює відмінностей у формах вигину набігаючої і збігаючої віток.

Вигин сталевого канату супроводжується відносними зміщеннями його елементів, тому поряд з пружними опорами згину певну роль відіграють також внутрішні сили тертя. Особливість полягає в різному прояві пружних і непружних опорів в набігаючій і збігаючій вітках: пружні сили перешкоджають вигину, але сприяють випрям-

ленню каната, а сили тертя перешкоджають як вигину, так і випрямленню каната. Стосовно огинання блоку це значить, що в набігаючій вітці пружні і непружні опори підсумовуються, а в збігаючій віднімаються, в результаті чого згинальна жорсткість набігаючої і збігаючої віток виявляються різними.

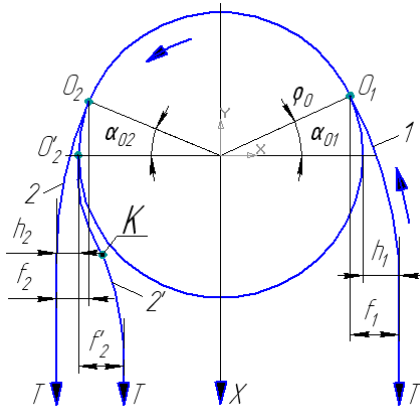


Рис. 2. Розрахункова схема огинання блоку сталевим канатом

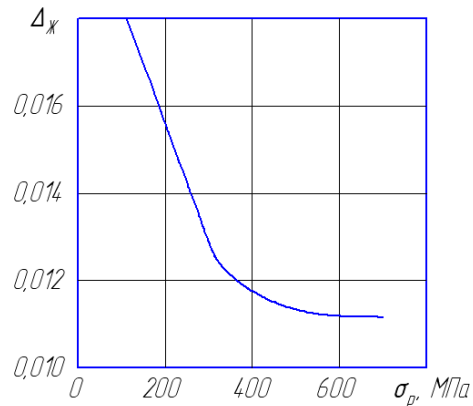


Рис. 3. Залежність жорсткісних втрат Δ_k в сталевому канаті від навантаження σ_p

Введемо поняття наведеної згинальної жорсткості каната [2]:

$$G_{1,2} = B \pm b,$$

де B – пружна згинальна жорсткість; b – триборжорсткість, тобто згинальна жорсткість, обумовлена внутрішніми опорами типу сухого тертя (індекс 1 і знак плюс відповідають набігаючій вітці каната, а індекс 2 і знак мінус – збігаючій).

З урахуванням опорів типу сухого і в'язкого тертя отримано аналітичне рішення задачі про форму кривої згину каната на перехідних ділянках [2], яке показує, що форма набігаючої вітки завжди описується експоненціальним законом, а форма збігаючої гілки канату залежить від співвідношення пружних і непружних опорів. Так, якщо пружні сили перевищують внутрішнє тертя, то $G_2 > 0$, відхилення від блоку за рахунок жорсткості $f_2 > 0$ і форма вигину збігаючої вітки (крива 2 на рис. 1) аналогічна набігаючій (крива 1), хоча $f_2 < f_1$. Якщо ж в канаті перевищують непружні опори, то $G_2 < 0$, $f_2 < 0$, і канат відхиляється в бік блоку, маючи перегин в точці K (крива 2'). При цьому канат збігає з блоку у фіксованій точці O'_2 , що лежить на діаметрі блока, перпендикулярному до напрямку збігаючої вітки (кут збігання $\alpha_{02} = 0$).

При наявних швидкостях руху канатів можна знехтувати в'яз-



ким тертям, тоді відхилення каната [2]:

$$f_{1,2} = \frac{G_{1,2}}{\rho_0 T},$$

де T – сила натягу каната.

З геометрії огинання блоку знайдемо плечі жорсткості

$$h_1 = 0,5f_1; h_2 = 0,5f_1 \text{ при } G_2 > 0;$$

$$h_2 = 0 \text{ при } G_2 = 0 \text{ і } h_2 = f_2 \text{ при } G_2 < 0.$$

У результаті відповідних підстановок в (1) отримаємо

$$\text{при } G_2 \geq 0 \quad \Delta_{жс} = \frac{b}{\rho_0^2 T}; \quad (2)$$

$$\text{при } G_2 < 0 \quad \Delta_{жс} = \frac{0,5(3b - B)}{\rho_0^2 T}. \quad (3)$$

Таким чином, при $G_2 \geq 0$ втрати $\Delta_{жс}$ визначаються тільки внутрішнім тертям, так як дія пружних сил в набігаючій і збігаючій вітках взаємно компенсується. Якщо $G_2 < 0$, то збігаюча вітка утворює зворотній перегин, і дія пружних сил на ділянках вище, і нижче точки К протилежна, в результаті чого пружні взаємодії в набігаючій і збігаючій вітках компенсуються не повністю. При цьому втрати на блоці більші, ніж у випадку $G_2 > 0$. При $b \gg B$ відмінність у значеннях $\Delta_{жс}$, розрахованих за формулами (2) та (3), може досягати 50%.

Аналіз відомих дослідних даних показує, що в реальних умовах експлуатації сталевих канатів основним являється перший випадок, тобто $G_2 \geq 0$, хоча не слід виключати можливість випадку $G_2 < 0$, наприклад, при низьких температурах або поганому змазуванні канатів.

Згинальна жорсткість b є узагальненою характеристикою дисипативних властивостей каната, проте практичне користування формул (2) та (3) ускладнюється тим, що цей параметр сильно залежить від натягу, конструкції і діаметру каната.

У результаті обробки численних експериментальних даних за винятком області малих навантажень $\sigma_p < 50$ МПа, встановлена залежність

$$b = (a_1 \sigma_p + a_2) d^4, \quad (4)$$

де a_1 і a_2 – експериментальні коефіцієнти для каната даної конструкції, віднесені до одиничного діаметру; σ_p – середнє навантаження розтягу; d – діаметр каната.

Зауважимо, що коефіцієнти a_1 і a_2 залежать тільки від конструкції каната, тому є первинними по відношенню до b .

Після підстановки (4) в (2) отримано:

$$\Delta_{жс} = \frac{5,1}{k} \left(a_1 + \frac{a_2}{\sigma_p} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^2, \quad (5)$$

де k – коефіцієнт заповнення перерізу каната металом; D – діаметр блоку по осі каната.

Отже, завдання зводиться до визначення коефіцієнтів a_1 і a_2 для кожної конструкції канатів. Ці коефіцієнти найбільш просто можуть бути отримані безпосередньо з (5) за відомим експериментальним значенням $\Delta_{жс}$; для цього необхідно досліди, в яких визначаються $\Delta_{жс}$ хоча б для двох значень σ_p або D/d .

Досліди з визначення жорсткості втрат були проведені за допомогою спеціального обладнання, в якому згинаємий на блоках канат служить демпфером коливальної системи. За графіком затухаючих коливань знаходили загальні втрати $\Delta_{жс}$, з них виділяли суто жорсткісні втрати $\Delta_{жс} = \Delta - \Delta_r$, а потім з (5) обчислювали значення a_1 і a_2 . Досліди проводили на блоках діаметром 290 і 340 мм. Натяг зразка створювався потужною випробувальною машиною, що дозволило випробувати канати найбільш поширених конструкцій діаметром 15–22 мм в широкому діапазоні навантажень $\sigma_p = 150 \div 800$ МПа.

Крім того, були оброблені результати дослідів для канатів різних конструкцій діаметром 12 мм, які проводилися в діапазоні $50 \leq \sigma_p \leq 800$ МПа і $19 \leq D/d \leq 34$.

Характер залежності жорсткісних втрат від навантаження показаний (рис. 2) на прикладі каната конструкції ЛК-РО 8Х36 (1+7+7 / 7+14) + 1 о. с. діаметром 18 мм при $D/d = 17,1$. Як видно з рис. 2, в області навантажень $\sigma_p < 400$ МПа переважає пропорційно обернена залежність жорсткісних втрат від навантаження, а при $\sigma_p > 400$ МПа жорсткісні втрати можна вважати постійними. Така особливість відображає той факт, що при малих навантаженнях рухливість елементів в канаті більша і сили тертя ковзання проявляються в більшій мірі. При збільшенні натягу збільшуються контактні навантаження, рухливість елементів ускладнюється і в канаті переважають сили тертя спокою.

Явище різкого збільшення $\Delta_{жс}$ при малих навантаженнях в деяких умовах може призвести до порушення роботи канатного приводу чи поліспасти.

1. Козлов М. А., Вудвуд А. Н., Химченко В. Г. Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварий грузопъемных кранов при обрыве канатов. Подъемные сооружения. *Специальная техника*. 2009. № 1. С. 29–30.
2. Малиновский В. А., Ленченко М. Н. Жесткостные потери на бло-



каж. *Вестник машиностроения*. 1984. № 4. С. 30–32.

REFERENCES:

1. Kozlov M. A., Vudvud A. N., Khimchenko V. H. Teoriia i praktika proektirovaniia ustroistv, predotvrashchaiushchikh avarii hruzopdemnykh kranov pri obryve kanatov. Podemnye sooruzheniia. *Spetsialnaia tekhnika*. 2009. № 1. S. 29–30. 2. Malinovskii V. A., Lenchenko M. N. Zhestkostnye poteri na blokakh. *Vestnik mashinostroeniia*. 1984. № 4. S. 30–32.

Рецензент: д.т.н., професор Кравець С. В. (НУВГП)

Mobilo L. V., Associate Professor (National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

RESEARCH AND JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF THE WORKING EQUIPMENT OF A CAR CRANE

This article deals with topical issues of increase of safety of rope polyadhessts used on truck cranes. Technical solutions on the use of safe polyadhessts, cables with a band contact are offered, which allows to provide safe operation of the truck crane and its technical and economic indices.

Keywords: crane, safe pulley, rope, aggregate strength of a rope.

Мобило Л. В., доцент (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА

В данной статье рассматриваются актуальные вопросы повышения безопасности канатных полядхесстс, используемых на автокранах. Предложены технические решения по применению безопасных полядхесстс, кабелей с ленточным контактом, что позволяет обеспечить безопасную работу автокрана и его технико-экономических показателей.

Ключевые слова: кран, безопасный барабан, канат, суммарная прочность каната.
