

ПРО СТРУКТУРУ МЕХАНІЗМУ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА І ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО НАДІЙНОСТІ

*Самойленко Л.К., Проценко В.О.,
Херсонський національний технічний університет,
Херсонський державний морський інститут*

Виконано аналіз структури механізму колодкового гальма з гідроштовхачем та виявлено в ньому зайві зв'язки. Запропоноване колодкове гальмо, в якому за рахунок конструктивного виконання знижена чутливість до точності виготовлення та монтажу, підвищена рівномірність розподілу зусиль між колодками і надійність роботи за рахунок ліквідації зайвих зв'язків.

Ключові слова: гальмо, гідроштовхач, надійність, зайві зв'язки.

Вступ. Значний ріст перевантажувальних робіт у портах, необхідність прискорення обробки флоту, та інших видів транспорту, визначають інтенсивне використання існуючого парку підйомно-транспортних машин (ПТМ) та поповнення його новими високопродуктивними машинами. Нові ПТМ проектується для роботи з високими швидкостями для скорочення робочого циклу. У цих умовах особливого значення набуває забезпечення надійної роботи суднових і портових ПТМ, їх специфікованих виробів та деталей.

Аналіз стану проблеми. Постановка задачі. Продуктивність ПТМ залежить також від тривалості періодів пуску і гальмування, а їх надійність та безпечність – від надійності гальмівних пристроїв.

Найбільш поширеними в ПТМ є різноманітні конструкції колодкових гальм, що складаються з важелів та двох колодок, діаметрально розташованих відносно гальмівного шківів, які розрізняються, в основному, схемою важільної системи. Серед колодкових гальм розповсюджені конструкції з приводом від гідроштовхача, що пояснюється їх перевагами в порівнянні з електромагнітами [1].

Наприклад, відоме колодкове гальмо, що складається із корпусу, правого та лівого гальмівних важелів, з можливістю повороту закріплених у корпусі. На важелях шарнірно закріплені колодки з фрикційними накладками, якими охоплений гальмівний шків. В отвори гальмівних важелів з можливістю повороту встановлені осі лівого та правого гальмівних важелів. На осі правого гальмівного важеля з можливістю повороту встановлений верхній важіль, в отвір якого встановлена з можливістю повороту вісь верхнього важеля, яка шарнірно сполучена з віссю лівого гальмівного важеля за рахунок штока. Шток пропущений у поперечні отвори осей верхнього та лівого гальмівного важелів з можливістю його обертання навколо власної осі. Верхній важіль сполучений з корпусом за рахунок гідроштовхача та тяги з пружиною, шарнірно закріплених на верхньому важелі та корпусі з можливістю повороту [2].

Недоліком даного колодкового гальма є висока чутливість до точності виготовлення та монтажу, нерівномірний розподіл зусиль між колодками і низька надійність роботи, що обумовлені наявністю зайвих зв'язків.

Задачею даної роботи є аналіз структури механізму описаного колодкового гальма, виявлення у ньому зайвих зв'язків та створення колодкового гальма, в якому за рахунок конструктивного виконання можливо було б знизити чутливість до точності виготовлення та монтажу, підвищити рівномірність розподілу зусиль між колодками і надійність роботи за рахунок зменшення кількості зайвих зв'язків.

Розв'язання поставленої задачі. Структурна схема механізму описаного гальма показана на рисунку 1. На ньому кількість рухомих ланок $n = 12$, кількість кінематичних пар п'ятого класу $P_5 = 13$, кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 2$, загальна кількість кінематичних пар $P = P_5 + P_4 = 13 + 2 = 15$.

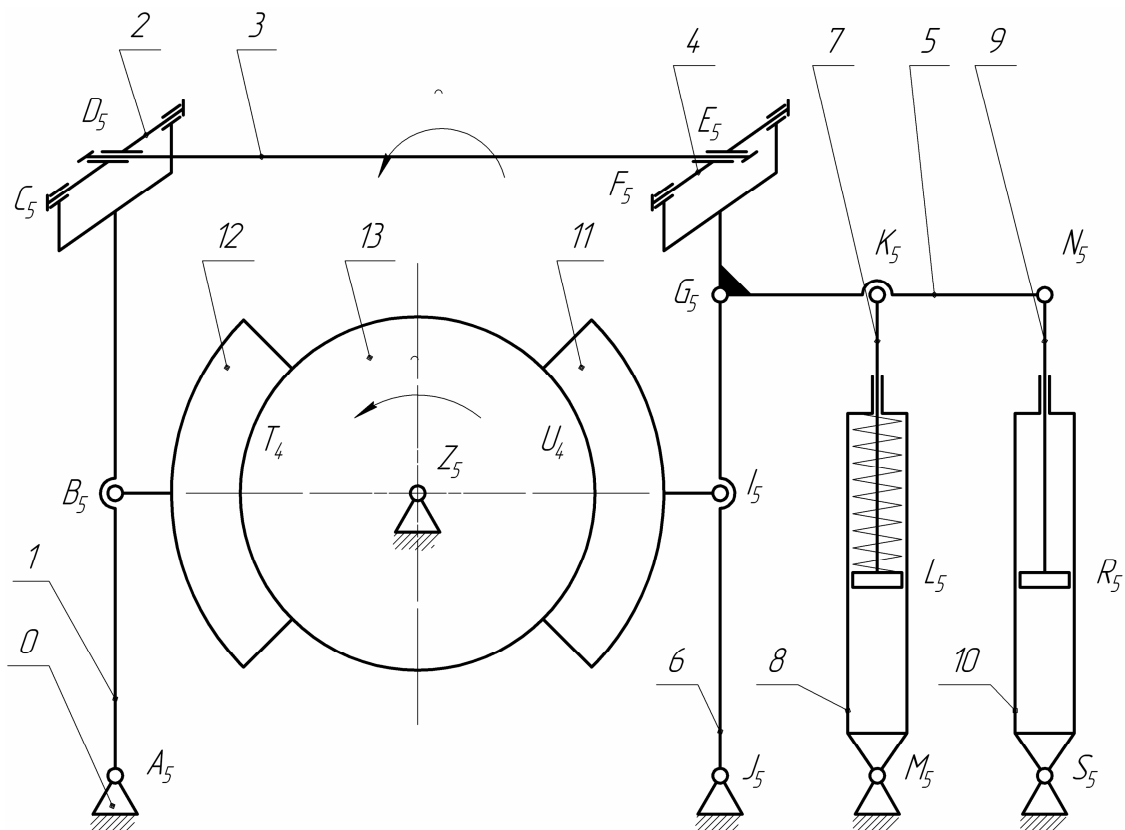


Рисунок 1 – Структурна схема механізму досліджуваного колодкового гальма

Число незалежних замкнених контурів [3]:

$$k = D - n = 15 - 12 = 3 \quad (1)$$

Ступінь рухомості W механізму визначимо за формулою Войня і Атанасіу [4]:

$$W = N - \sum r_i, \quad (2)$$

де N – загальна кількість однорухомих обертальних кінематичних пар;
 r_i – ранг незалежного контура.

Незалежний контур $ABCDEFGLJA$. Ранг його осей $r_1 = 4$.

Осі незалежних контурів $JIGKLMJ$ та $JIGKNRSJ$ мають ранг $r_2 = r_3 = 3$.

Тоді,

$$W = 15 - 4 - 3 - 3 = 5.$$

З них – рухомості ланок 11 і 12 $W_n = 2$, основна рухомість механізму $W_o = 2$, місцева рухомість рухомої ланки 3 (обертання) $W_m = 1$.

$$W = W_o + W_m + W_i = 5. \quad (3)$$

Коли гальмо спрацює, колодки 11, 12 будуть притиснені до шківів 13 і з'являться дві кінематичні пари четвертого класу T_4, U_4 та одна кінематична пара п'ятого класу Z_5 , рухома ланка 13, ланки 11 і 12 втратять незалежні рухи ($W_n = 0, W_o = 0$).

Будова механізму представлена його структурним графом [5] (рис. 2). Вершини відповідають структурним групам, а ребра – з'єднанням цих груп. Всередині вершин вказано число ланок і входів груп.

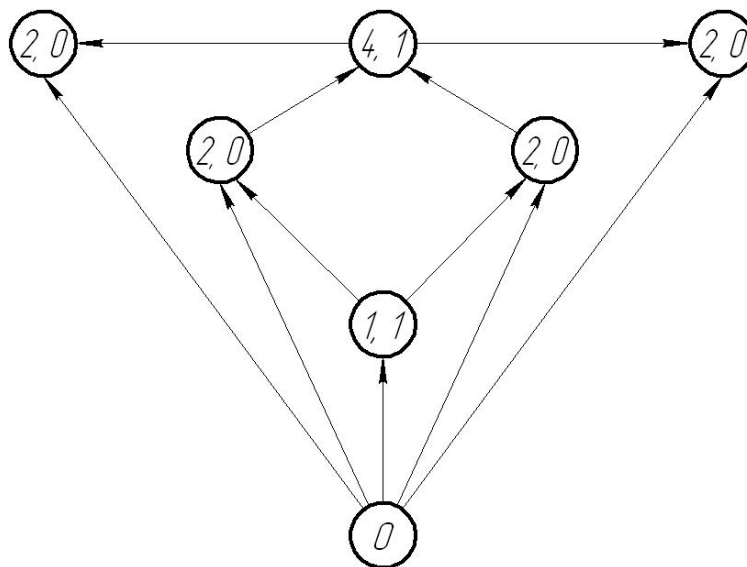


Рисунок 2 – Структурний граф механізму

Ланок стало $n = 13$, кінематичних пар $P_5 = 14, P_4 = 4, P = 18, W_m = 2$.

Число незалежних контурів:

$$k = D - n = 18 - 13 = 5.$$

Число зайвих зв'язків за формулою Малишева [5, 6]:

$$\begin{aligned} q_M &= W - 6n + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 = \\ &= 2 - 6 \times 13 + 5 \times 14 + 4 \times 4 = 10 \end{aligned} \quad (4)$$

За формулою Озола:

$$q_o = W + 6k - f_1 = 2 + 6 \times 5 - 1 \times 14 - 2 \times 4 = 10 \quad (5)$$

Кількість зайвих зв'язків у контурі:

$$q_{\dot{e}} = W_{\dot{e}} + 6 - f_{\dot{e}}, \quad (6)$$

де W_k – рухомість контура;

f_k – сума рухомостей кінематичних пар контура.

Визначаємо кількість зайвих зв'язків у кожному контурі.

$$ABTZA: q_{k1} = 1 + 6 - 5 = 2;$$

$$JIUZJ: q_{k2} = 1 + 6 - 5 = 2;$$

$$CDEFGC: q_{k3} = 1 + 6 - 5 = 2;$$

$$JGKLMJ: q_{k4} = 0 + 6 - 4 = 2;$$

$$JGNSJ: q_{k5} = 0 + 6 - 4 = 2.$$

У п'яти контурах:

$$q = \sum_{i=1}^5 q_{ki} = 2 + 2 + 2 + 2 + 2 = 10. \quad (7)$$

Результати формул (4), (5) і (7) співпали – розрахунки виконані вірно.

Зменшення кількості зайвих зв'язків досягається за рахунок виконання колодкового гальма з корпусу 1 (рис. 3), правого 2 та лівого 3 гальмівних важелів, на яких шарнірно закріплені колодки 4 і 5. Колодками 4 і 5 охоплені гальмівний шків 6.

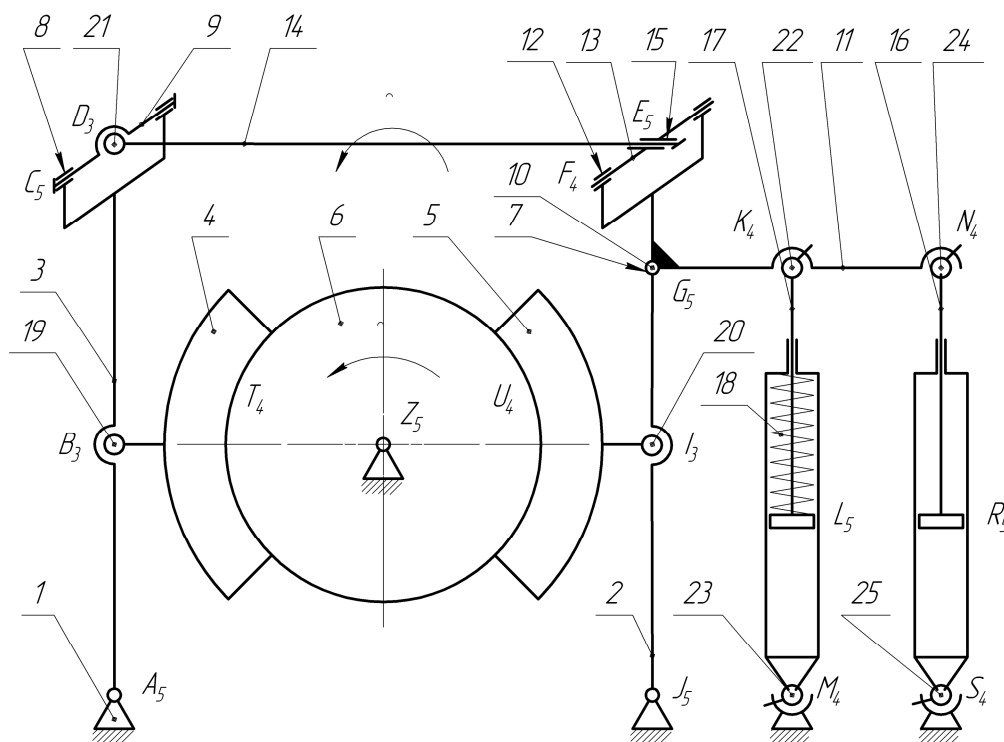


Рисунок 3 – Структурна схема механізму колодкового гальма без зайвих зв'язків

В отвори 7 і 8 гальмівних важелів 2 і 3 з можливістю повороту встановлені осі 9 і 10 лівого та правого гальмівних важелів. На осі 10 правого гальмівного важеля 2 з можливістю повороту встановлений верхній важіль 11, в отвір 12 якого встановлена з можливістю повороту вісь 13 верхнього важеля, яка шарнірно сполучена з віссю 9 лівого гальмівного важеля за рахунок штока 14. Шток 14 введений в отвір 15 осі 13, а верхній важіль 11 сполучений з корпусом 1 за рахунок гідроштовхача 16 та тяги 17 з пружиною 18, шарнірно закріплених на верхньому важелі 11 та корпусі 1. Колодки 4 і 5 з гальмівними важелями 2 і 3, та шток 14 з віссю 9 лівого гальмівного важеля сполучені за рахунок трирухомих сферичних шарнірів 19, 20 і 21, вісь 13 верхнього важеля виконана з можливістю осьових переміщень. Гідроштовхач 16 та тяга 17 з пружиною сполучені з верхнім важелем 11 та корпусом 1 за рахунок дворухомих сферичних з пальцями шарнірів 22, 23, 24, 25.

При цьому додавання в незалежні контури $JIUZJ$, $CDEFGC$, $JGKLMJ$, $JGNSJ$ по дві рухомості кінематичних пар, а в контур $ABTZA$ три (одна іде на збільшення місцевої рухомості ланки 2), ліквідує зайві зв'язки. Це досягається за рахунок виконання кінематичних пар B , I , D трирухомими сферичними третього класу, пари F дворухомою циліндричною четвертого класу, пар K , M , N , S дворухомими сферичними з пальцем четвертого класу.

Тоді, число зайвих зв'язків за формулою Малишева:

$$q_M = 3 - 6 \times 13 + 5 \times 6 + 4 \times 9 + 3 \times 3 = 0.$$

За формулою Озола:

$$q_O = 3 + 6 \times 5 - 1 \times 6 - 2 \times 9 - 3 \times 3 = 0.$$

Що підтверджує раціональність запропонованого колодкового гальма і можливість його самоустановки.

Висновки. За рахунок виконаних теоретичних досліджень встановлено, що відома конструкція колодкового гальма характеризується наявністю значної кількості зайвих зв'язків, що вимагає виконання кінематичних пар із завищеними зазорами і унеможлиблює самоустановку механізму. На основі аналізу структури механізму запропоновано заходи, що дозволяють ліквідувати зайві зв'язки та підвищити надійність гальма. За результатами роботи оформлено заявку на винахід [7].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 552 с.
2. Камышев А.Г. Мостовые электрические краны. – М.: Metallurgiya, 1972. – 320 с.
3. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.

4. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
5. Теория механизмов и машин / М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ. – М.: Академия, 2008. – 560 с.
6. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 656 с.
7. Заявка на патент України, В 66 D 5/20 // F16D 49/16. Колодкове гальмо / Проценко В.О., Самойленко Л.К. – № а 201010989; заявл. 13.09.2010.

Самойленко Л.К., Проценко В.А. О СТРУКТУРЕ МЕХАНИЗМА КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА И ПОВЫШЕНИИ ЕГО НАДЕЖНОСТИ

Выполнен анализ структуры механизма колодочного тормоза с гидротолкателем и выявлены в нем избыточные связи. Предложен колодочный тормоз, в котором за счет конструктивного исполнения снижена чувствительность к точности изготовления и монтажа, повышена равномерность распределения между колодками и надежность работы за счет ликвидации избыточных связей.

Ключевые слова: тормоз, гидротолкатель, надежность, избыточные связи.

Samojlenko L.K., Protsenko V.O. ABOUT STRUCTURE OF MECHANISM OF PAD BRAKE AND RAISE ITS RELIABILITY

The analysis of structure of the mechanism pad brake with hydropusher is made and superfluous communications are revealed in it. It is offered pad a brake in which at the expense of a design sensitivity to accuracy of manufacturing and installation is lowered, uniformity of distribution between pads and reliability of work at the expense of liquidation of superfluous communications is raised.

Keywords: brake, a hydropusher, reliability, superfluous communications.