

Татарінова Оксана Андріївна – кандидат технічних наук, доцент, НТУ «ХПІ», tel.: (057) 707-60-58; e-mail: ok.tatarinova@gmail.com

Tatarinova Oksana Andriivna – Candidate of Technical Sciences, Dozent, NTU "KhPI"; tel.: (057) 707-60-58; e-mail: ok.tatarinova@gmail.com

Чешко Ксенія Федорівна – аспірант, Інститут проблем машинобудування імені А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, тел.: (050) 254-66-35; e-mail: cheshko.ks@gmail.com

Чешко Ксенія Федоровна – аспірант, Інститут проблем машиностроения имени А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (050) 254-66-35; e-mail: cheshko.ks@gmail.com

Cheshko Kseniya Fedorivna – PHD student, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkiv; tel.: (050) 254-66-35; e-mail: cheshko.ks@gmail.com

УДК 539.3

DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2017.40.119709>

В.М.ГРИЩЕНКО

АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ ТА АНАЛІЗ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МОДЕЛІ НОЖИЧНОГО ПІДЙОМНИКА НА РІЗНИХ СТАДІЯХ ПІДЙОМУ

Одним з найбільш популярних універсальних та доступних підйомних механізмів є ножичний підйомник (НП). Важливого значення набувають методи моделювання їх роботи, зокрема, розрахунки силового навантаження (розрахунки на міцність). В даній роботі на базі методу скінченних елементів (МСЕ) розглядається алгоритм визначення силового навантаження типової моделі ножичного підйомника та його аналіз на різних стадіях підйому, який можна використовувати для розрахунків подібних конструкцій. Як приклад, розглянуто навантаження зосередженою силою, прикладеною з ексцентриситетом, моделі ножичного підйомника, з двома парами ножиць.

В роботі приведені результати обчислень згідно наведеного алгоритму деформованого стану НП, розподілу силового навантаження при підйомі вантажу від 0,33 м до 2,03 м. Показана важлива роль структури конструкції на формування величин та характер розподілу максимальних зусиль по її ланкам. Приведена залежність тягового зусилля в гідроциліндрі від висоти підйому вантажу.

Ключові слова: ножичний підйомник, метод скінченних елементів, силове навантаження, алгоритм.

Одним из наиболее популярных универсальных и доступных подъемных механизмов есть ножничный подъемник (НП). Важное значение приобретают методы моделирования их работы, в частности, расчеты силового нагружения (расчеты на прочность). В данной работе на базе метода конечных элементов (МКЭ) рассматривается алгоритм определения силового нагружения типовой модели ножничного подъемника и его анализ на различных стадиях подъема, который можно использовать для расчета подобных конструкций. Как пример, рассмотрено нагружение сосредоточенной силой, приложенной с эксцентриситетом, модели ножничного подъемника, с двумя парами ножиц.

В работе приведены результаты вычислений в соответствии с приведенным алгоритмом деформированного состояния НП, распределения силового нагружения при подъеме груза от 0,33 м до 2,03 м. Показана важная роль структуры конструкции на формирование величин и характер распределения максимальных усилий по ее звеньям. Приведена зависимость тягового усилия в гидроцилиндре от высоты подъема груза.

Ключевые слова: ножничный подъемник, метод конечных элементов, силовое нагружение, алгоритм.

One of the most popular universal and accessible liftings mechanisms is a scissors-lift (NP). Important part acquire the methods of design of their work, in particular, calculations of power ladening (calculations on durability). In this work on the base of finite element method (FEM) the algorithm of determination of power ladening of typical model of scissors-lift and his analysis is examined on the different stages of getting up, which can be utilized for the calculation of similar constructions. As an example, the ladening of force with an excentricity is consider for models of scissors- lift, with two pair of scissors.

The results of calculations are in-process resulted in accordance with the resulted algorithm of the deformed state of NP, distributing of power ladening at getting up of load from a 0,33 m code to 2.03 m. The important role of structure of construction is rotined on forming of sizes and character of distributing of maximal powers on its links. Dependence of hauling effort is resulted in a hydro-cylinder from the height of getting up of load.

Keywords: scissors lift, finite element method, power ladening, algorithm.

1. Актуальність проблеми. Створення конструкцій, механізмів, машин представляє собою творчий процес проектування, конструювання та супроводжується неперервним моделюванням їх поведінки при різних умовах. Послідовне рішення задач аналізу дозволяє ще на стадії проектування вибрати для них

раціональні параметри. Одним з основних розрахунків є силовий. Визначення силового навантаження (розрахунки на міцність) з використанням розрахункових моделей різної ступені складності, врахування гнучкості ланок та реальних властивостей матеріалів дозволяє ціленаправлено модифікувати схеми механізмів з метою

зниження ваги, вибору раціональної форми та розмірів окремих вузлів, спрощення структури та інше.

В останні роки у зв'язку з пожвавленням бізнесу в країнах з ринковою економікою, розвитком сфери обслуговування, ростом об'ємів будівництва значно посилюється інтерес до об'єктів «малої» механізації при виконанні різного роду робіт виробничої сфери. До їх числа можна віднести велике різноманіття підйомників [1,2].



Рисунок 1 – Багатоножичний підйомник

В наш час в світі випускається велика кількість підйомників різноманітних як по конструкції так і по призначенню.



Рисунок 2 – Двох ножичний підйомник

В Німеччині їх випуском зайнято більше 2-х десятків фірм, в Англії – більше десятка, причому їх асортимент також досягає десятків. Актуальною ця проблема стала також і для України. Окремі більш відомі фірми [1,2] а також значна частина приватних підприємств виявляють значний інтерес до проблем виробництва, реклами та супроводу окремих типів підйомників.

Одним з найбільш популярних універсальних та доступних підйомних механізмів є ножичний підйомник (НП) – ножичний підйомний стіл, гідравлічна платформа, тощо. Пристрій працює по принципу ножиць: платформа піднімається вертикально вгору за рахунок роздвигання та складання опор.

НП мають досить широку область використання

(яка постійно розширюється) та призначені для:

- виконання вантажних робіт на малих та великих висотах;
- роботи на важкодоступних ділянках;
- роботи в приміщеннях торгових центрів, аеропортах, спорткомплексах, складах, на вулицях, на промислових об'єктах, будівництві і таке інше.

Це є базове устаткування для станцій технічного обслуговування (СТО), які набули масового поширення у зв'язку з інтенсивним ростом парку автомобілей та модернізації устаткування в них. Це ефективне, просте, зручне та сучасне підйомне обладнання. До переваг НП слід віднести також надійність та значний строк експлуатації.

Фірми випускають НП з технічними характеристиками в широкому діапазоні по розмірам, потужності, вантажопідйомності, що сягає понад 10 т, робочій висоті підйому платформи до 25-30 м. З гідравлічним, електрогідравлічним, електромеханічним та іншими типами приводів.

В останні роки широкого розповсюдження набула практика аренди ножичних підйомників [1,2].

Поряд з цим, підйомне устаткування такого типу повинно мати значний запас міцності, проходити відповідні випробування та відповідати діючим технічним умовам та регламентним вимогам безпеки роботи машин. У зв'язку з цим важливого значення набувають методи моделювання їх роботи.

Аналіз публікацій по будівельній механіці [3-6], вантажопідйомній техніці [7-10] показав, що в існуючій літературі проблемі силового розрахунку ножичних підйомників (НП) приділено мало уваги.

При цьому використовуються переважно кінестатичні моделі механізмів, методи будівельної механіки та її загальні принципи для формування розрахункових рівнянь конструкції [10].

Разом з тим, в наш час накопичено значний теоретичний арсенал та практичні підходи в області будівельної механіки, теорії пружності, міцності конструкцій, чисельних методів. На сьогодні існує значна кількість літератури по проблемам розрахунків НДС складних конструкцій і серед неї потрібно виділити ту, в якій розглядаються сучасні підходи метода скінченних елементів (МСЕ) [11-12].

МСЕ – добре розроблений алгоритм, фізично обґрунтований, має високу точність та інші переваги.

2. Постановка задачі. Таким чином, основним помічником при виконанні особливо важких робіт є різні механізми. Сфера використання різного роду підйомників, як найбільш зручних, універсальних засобів переміщення вантажів стрімко розвивається. Важливим фактором забезпечення безпечної роботи цих пристроїв є моделювання їх роботи та встановлення допустимих меж при експлуатації. Разом з цим, робіт по використанню сучасних чисельних методів обчислення несучої здатності підйомників обмаль.

Задачею даної роботи є розробка алгоритму визначення силового навантаження типової моделі ножичного підйомника, аналіз його характерних особливостей на різних стадіях підйому, та який можна використовувати

для розрахунків подібних конструкцій. В якості прикладу розглянуто навантаження зосередженою силою P , прикладеною з ексцентриситетом e , моделі ножичного підйомника Lift, зображеної на рис. 3.

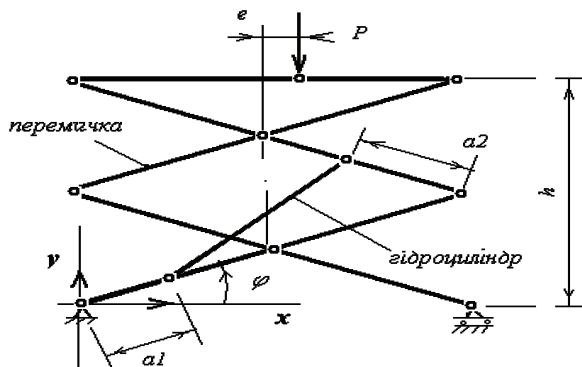


Рисунок 3 – Модель ножичного підйомника Lift

Вона представляє собою одну з двох груп паралельно працюючих ланок, з'єднаних в обертальних кінематичних парах осьовими елементами, які представляють собою дві секції ножиць. Привід робочої площадки з корисним вантажем P здійснюється гідравлічним циліндром через шарнірно-ричажний механізм, який шарнірно приєднаний до вантажної площадки, а нижня секція з'єднана з корпусом нерухомим шарніром. Праві кінці верхніх та нижніх перемичок ковзають в горизонтальному напрямку по направляючим в корпусі і вантажній площадці.

Складну задачу можна суттєво спростити, якщо прийняти ряд припущень:

- будемо вважати, що механізм плоский, тобто паралельні групи ланок ідентичні по геометрії, характеристикам, закріпленню та при деформуванні зміщення здійснюється лише в одній площині;
- кожна з ланок механізму (перемички) - це кусково-постійні стержневі елементи з індивідуальними характеристиками, які знаходяться в згинально-поздовжній деформації в площині механізму;
- всі кінематичні пари, що з'єднують перемички, є обертальними;
- при деформуванні механізму тертям нехтуємо;
- зважаючи на незначні швидкості переміщень при робочих операціях, динамічними складовими зусиль нехтуємо;
- розглядаємо деформування однорідного матеріалу в рамках лінійного закону Гука;
- при визначенні силових потоків гідроциліндр також моделюється кусково-постійним стержневим елементом, що здійснює згинально-поздовжню деформацію.

Зауваження: в разі потреби кожне з цих припущень може бути зняте, але приведе до певних ускладнень в алгоритмі задачі.

3. Основні положення алгоритму. Приведемо послідовно основні етапи рішення поставленої задачі, згідно з підходами метода скінченних елементів (МСЕ).

1. *Вибираємо глобальну систему координат.* Во-

на призначена для інтеграції інформації, що відноситься до всієї конструкції, а саме: введення та обчислення координат точок конструкції, глобальних векторів зусиль, переміщень, формування рівнянь всієї конструкції і таке інше.

2. *Дискретизація конструкції.* Конструкція розбивається на прості області (скінченні елементи (СЕ)). Це такі, для яких нескладно записати та вирішити відповідні рівняння. В нашому прикладі це перемички та гідроциліндр, напружено-деформований стан яких будемо моделювати 13 стержневими СЕ постійного поперечного перерізу, що здійснюють згинально-поздовжню деформацію в площині механізму (рис.4).

Зауваження: в разі потреби кількість СЕ може зростати до сотень, тисяч.

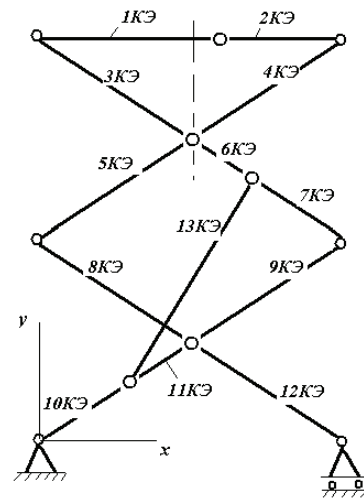


Рисунок 4 – Скінченно-елементна модель ножичного підйомника Lift

3. *Вибираємо тип стандартного скінченного елемента (СЕ), який відповідає характеру деформування.* Призначаємо локальну систему координат, локальні вузлові точки, локальні вузлові невідомі. Наприклад, нехай це буде 2-х вузловий стержневий СЕ з трьома параметрами у кожному з вузлів (рис. 5).

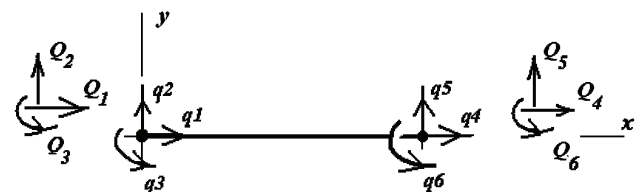


Рисунок 5 – СЕ з 6-ю степенями вільності в локальній системі координат:

q_1, q_2, q_3 – вузлові значення переміщень в продольному, поперечному напрямках та кут повороту на лівому краї (вузлі); q_4, q_5, q_6 – відповідні вузлові значення на правому краї (вузлі);

Q_1, Q_2, Q_3 – вузлові значення зовнішніх реакцій-сил в продольному, поперечному напрямках та згинальний момент на лівому краї (вузлі); Q_4, Q_5, Q_6 – відповідні вузлові значення зовнішніх реакцій на правому краї (вузлі).

$(Q_1 - Q_6)$ – це такі зовнішні реакції, які відповідають степені деформування СЕ, тобто утримують його в рівновазі в деформованому стані ($q_1 - q_6$).

Зауваження: в разі потреби можна використовувати СЕ різних типів, з різною кількістю вузлових точок. Вузлові невідомі на стандартному СЕ введені в проекціях на осі локальної системи координат.

Зрозуміло, що між векторами вузлових реакцій та вузлових переміщень можна встановити залежності, на основі відповідних рівнянь деформування СЕ (стержня). Ці залежності називають рівняннями СЕ і представляють в матричній формі так:

$$Q = Kq, \tag{1}$$

де $q = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6\}$ – вектор вузлових значень переміщень всього СЕ; $Q = \{Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6\}$ – вектор вузлових значень реакцій всього СЕ; K – матриця жорсткості СЕ такого типу може бути визначена з рівнянь згинальної та поздовжньої деформації стержня та записана так:

$$K = \begin{pmatrix} c & \cdot & \cdot & -c & \cdot & \cdot \\ \cdot & 12a & 6la & \cdot & -12a & 6la \\ \cdot & 6la & 4l^2a & \cdot & -6la & 2l^2a \\ -c & \cdot & \cdot & c & \cdot & \cdot \\ \cdot & -12a & -6la & \cdot & 12a & -6la \\ \cdot & 6la & 2l^2a & \cdot & -6la & 4l^2a \end{pmatrix}. \tag{2}$$

де $c = EF / l$; $a = EI / l^3$; EF, EI – жорсткості на розтягнення та згинання; l – довжина стержня.

4. *Призначаємо глобальні вузлові невідомі всієї конструкції.* Це – переміщення кінематичних пар (вузлових точок) та кути повороту від згинальної деформації (рис. 6).

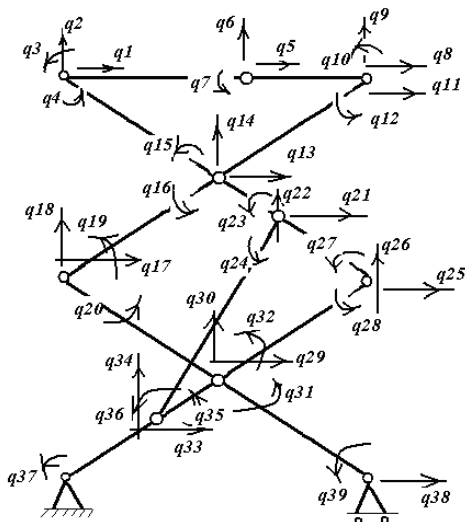


Рисунок 6 – 39 глобальних вузлових невідомих конструкції

Зауваження: для правого верхнього вузла введено два вузлових переміщення в горизонтальному напрямку (q_8 і q_{11}). Прийнято, що вантажна площадка та перемичка 4СЕ ковзають між собою в горизонтальному напрямку. А два різні кути повороту в деяких вузлах враховують повертання в кінематичних парах різних ланок.

5. *Формування рівнянь всієї конструкції, рішення для глобальних вузлових невідомих та кожного СЕ.* Для цього спочатку потрібно підготувати рівняння кожного з 13 СЕ в локальній системі координат по формі (1,2). Потім виконати перетворення цих рівнянь

до глобальної системи координат. Побудова 39 рівнянь для всієї конструкції полягає у формуванні умов сумісності переміщень у вузлах та рівнянь рівноваги сил та моментів по кожній з глобальних координат.

Для цього зручно використати матрицю індексів, яка ставить у відповідність локальну та глобальну нумерацію вузлів та враховує їх спосіб закріплення.

Для приведеної конструкції вона має такий вигляд:

$$\text{Ind}(13, 6) = \begin{pmatrix} 1 & 2 & 3 & 5 & 6 & 7 \\ 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \\ 1 & 2 & 4 & 13 & 14 & 15 \\ 13 & 14 & 16 & 11 & 9 & 12 \\ 17 & 18 & 19 & 13 & 14 & 16 \\ 13 & 14 & 15 & 21 & 22 & 23 \\ 21 & 22 & 23 & 25 & 26 & 27 \\ 17 & 18 & 20 & 29 & 30 & 31 \\ 29 & 30 & 32 & 25 & 26 & 28 \\ \cdot & \cdot & 37 & 33 & 34 & 35 \\ 33 & 34 & 35 & 29 & 30 & 32 \\ 29 & 30 & 31 & 38 & \cdot & 39 \\ 33 & 34 & 36 & 21 & 22 & 24 \end{pmatrix} \tag{3}$$

Рівняння всієї конструкції можна привести до наступної форми:

$$R = Kq. \tag{4}$$

Рішення цієї системи рівнянь можна одержати одним з чисельних методів лінійної алгебри. Після того як буде знайдено вектор (q) конструкції, потрібно визначити вектори (q^e) вузлових значень кожного з СЕ і провести детальний аналіз їх силового поля.

4. **Результати чисельних розрахунків.** Для чисельних розрахунків модельної задачі прийняті такі параметри.

$$\begin{aligned} F_{\text{плити}} &= 0,504 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \\ (I_z)_{\text{плити}} &= 0,106 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \\ F_{\text{штока}} &= 0,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \\ (I_z)_{\text{штока}} &= 0,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\ F_{\text{труби}} &= 0,12 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \\ (I_z)_{\text{труби}} &= 0,107 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \\ F_{\text{усилителя}} &= 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \\ (I_z)_{\text{усилителя}} &= 0,427 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\ l &= 1,36 \text{ м}; \\ a_1 = a_2 &= 0,35 \text{ м}. \end{aligned}$$

Характеристики матеріалів для всіх ланок прийняті як для сталі з параметрами:

$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \nu = 0.3.$$

Вага корисного вантажу, прикладеного на модель Lift з ексцентриситетом $e = 0,2$ м, складає $P = 10000$ Н (~1 т).

Таким чином, розглядається деформування однієї з двох частин конструкції в площині, що супроводжується згинально-поздовжньою деформацією ланок при їх шарнірній взаємодії між собою. В основі на лівому краї (початок координат) встановлено нерухомий шарнір, а на правому – рухомий в горизонтальному напрямку.

В робочому діапазоні висоти підйому вантажу, який прийнято від 0.33 м до 2.03 м вибрано декілька контрольних точок. У вибраних позиціях розглядається статичне деформування механізму при дії навантаження $P = 10000$ Н, а також врівноваженого значення

сил в гідроциліндрі.

Як приклад, результати рішення системи рівнянь (4) для висоти підйому Lift $h = 1,23$ м наведено на рис. 7. Незначний перекис конструкції визваний введенням ексцентриситету прикладеної сили P . Спостерігається також ефект ковзання правих країв плити та верхньої та нижньої перемичок.

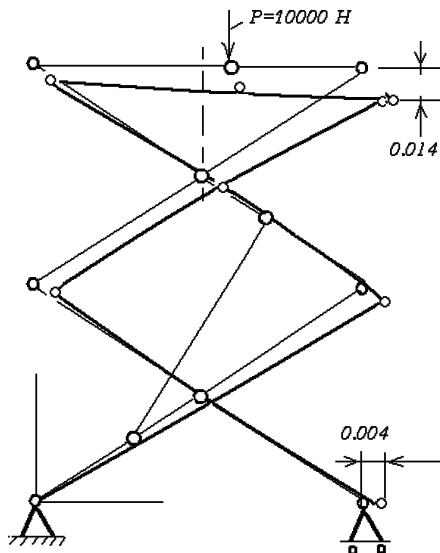


Рисунок 7 – Деформований стан конструкції для $h = 1,23$ м

Після визначення глобальних вузлових переміщень конструкції стає можливим обчислити їх локальні вузлові аналоги та привести детальний розподіл силового потоку по всьому механізму. Результати розрахунків зведено до таблиць.

В табл. 1 для 3-х значень висоти підйому (0,33 м, 1,23 м та 2,03 м) наведені значення поздовжніх сил в межах СЕ, які для прийнятого типу СЕ вважаються постійними. А на рис. 8, 9, 10 для приведених значень h (0,33 м, 1,23 м та 2,03 м) показаний розподіл відносних значень поздовжніх сил N по всім перемичкам.

На рисунках виділені найбільш значимі відносні величини зусиль (по відношенню до P). Додатнім значенням відповідає розтягнення.

В табл. 2 для 3-х позицій висоти (0,33 м, 1,23 м та 2,03 м) наведені максимальні значення згинального моменту, які в межах СЕ змінюються лінійно.

Таблиця 1 – Поздовжні зусилля в скінч. елементах

№ СЕ	$N \cdot 10^{-4}$, Н		
	$h = 0.33$ м	$h = 1.23$ м	$h = 2.03$ м
1	.	.	.
2	.	.	.
3	-0,0430	-0,1515	-0,2083
4	-0,0786	-0,3007	-0,5381
5	0,0786	0,3007	0,5381
6	-0,1990	-0,7529	-1,2845
7	-10,2040	-1,8028	-0,0850
8	0,0786	0,3007	0,5381
9	10,4890	2,6632	1,4215
10	-0,0430	-0,1516	-0,0208
11	10,6000	3,2646	2,4980
12	-0,0786	-0,3007	-0,5831
13	-10,7220	-3,6221	-2,8500

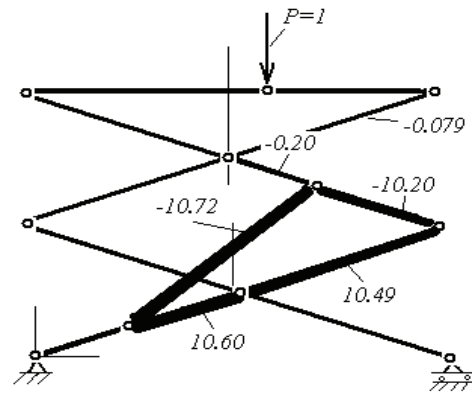


Рисунок 8 – Відносні значення поздовжніх сил N в перемичках при $h = 0,33$ м

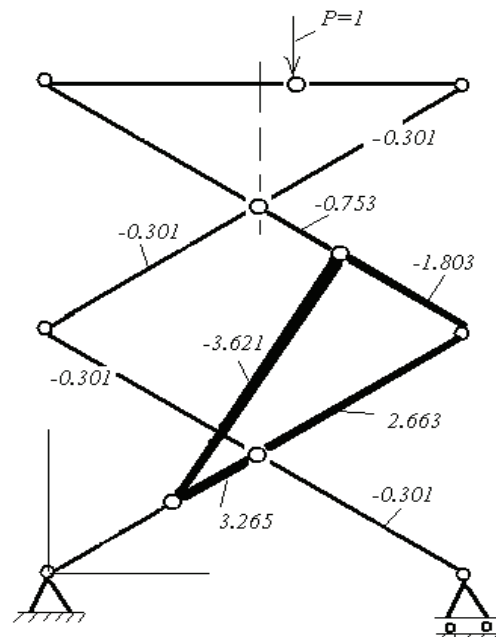


Рисунок 9 – Відносні значення поздовжніх сил N в перемичках при $h = 1,23$ м

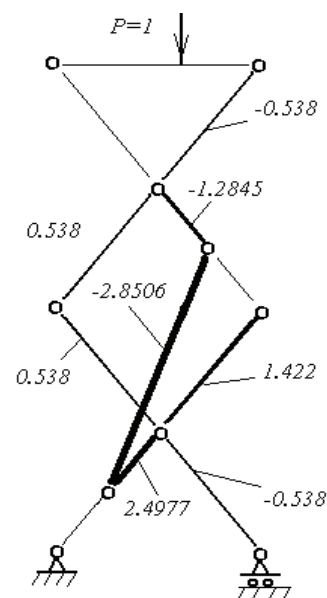


Рисунок 10 – Відносні значення поздовжніх сил N в перемичках при $h = 2,03$ м

Таблиця 2 – Максимальні значення згинального моменту в межах скінченних елементів

№ СЕ	$M \cdot 10^{-4}, \text{Н} \cdot \text{м}$		
	$h = 0,33 \text{ м}$	$h = 1,23 \text{ м}$	$h = 2,03 \text{ м}$
1	0,308	0,2702	0,182
2	0,308	0,2702	0,182
3	-0,237	-0,2032	-0,126
4	-0,438	-0,4032	-0,3263
5	-0,438	-0,4032	-0,3263
6	-0,777	-0,6932	-0,5042
7	-0,777	-0,6932	-0,5042
8	0,438	0,4032	0,3263
9	-0,204	-0,1931	-0,169
10	0,122	0,1041	0,065
11	-0,204	-0,193	-0,169
12	0,438	0,4032	0,3263
13	.	.	.

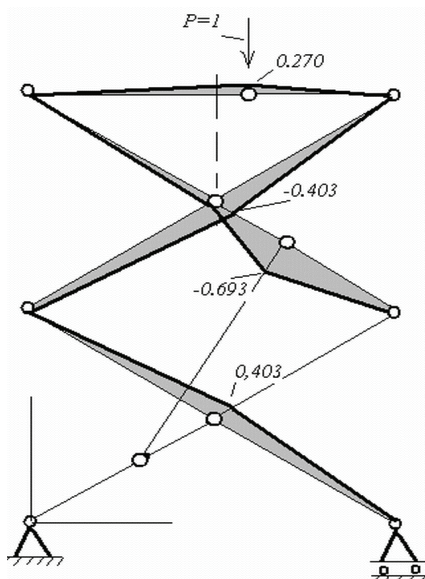


Рисунок 11 – Відносні величини згинального моменту M в перемичках при $h = 1,23 \text{ м}$

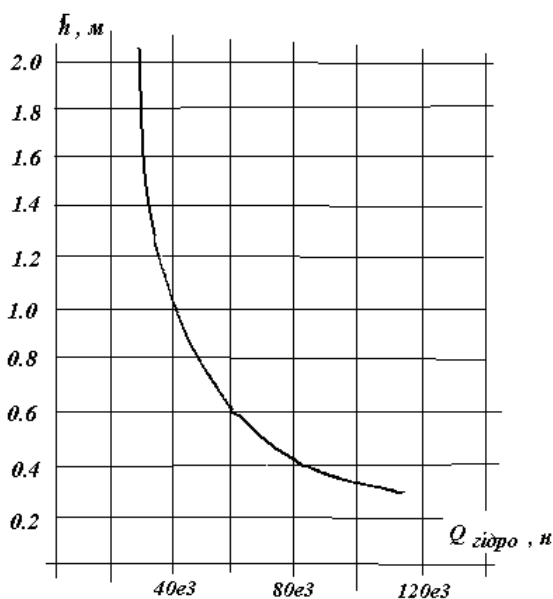


Рисунок 12 – Графік функціональної залежності $Q_{\text{гидро}} = Q_{\text{гидро}}(h)$

Як приклад, характер розподілу відносних значень M по конструкції для $h = 1,23 \text{ м}$, показаний на рис. 11 та є типовим для інших h . Епюри нарисовані на стиснутих волокнах.

5. Функціональна залежність величини зусилля в гідроциліндрі від висоти підйому вантажу. Така функціональна залежність має велике значення. Вона дає можливість підбору величини тягового зусилля в гідроциліндрі для нормальної роботи Lift у всьому діапазоні h . Для її побудови треба узагальнити результати проведених розрахунків. Графік залежності $Q_{\text{гидро}} = Q_{\text{гидро}}(h)$ (зусилля в гідроциліндрі – висота підйому вантажу) представлений на рис.12.

Аналіз силового навантаження НП показує, що головний недолік НП полягає в її конструкції, коли на малих висотах підйому силові потоки найбільш значимі, тому що замикаються. Показовим є рис.8, коли гідроциліндр займає майже горизонтальне положення; тягове зусилля стискання в штоку в понад 10 разів перевищує вагу вантажу (це $\sim 10 \text{ т}$); і це зусилля локалізується та майже повністю компенсується розтягненням сусідніх перемичок (9 СЕ, 11 СЕ) з зусиллям в них біля 10 т .

Висновки. По результатам проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

- Ефективний алгоритм силового розрахунку ножичних підйомників(НП) різного типу може бути побудований на базі методу скінченних елементів.
- Існує потреба в пошуках більш економічних структурних схем НП, так як значним недоліком багатьох існуючих конструкцій з гідравлічним приводом є необхідність генерації значних зусиль в приводах на малих висотах підйому вантажів.

Список літератури:

1. Ножичні підйомники. Режим доступу: http://kievlift.com.ua/ru/nozhnichnye-podemniki/?gclid=Cj0KCQiAgZTRBRDmARIsAJvVWAt12J4WNR7i26_GZkncjdlKTgd7Tamultipyn0v8j-D9AAQXZrjSl_oAnSuEALw_wcB.
2. Ножичні підйомники. Режим доступу <http://www.sing.ru/katalog/podemnoe-oborudovanie/nozhnichnye-podjomniki/f3000.html>.
3. Дарков А.В. Строительная механика: Учеб. / А.В. Дарков, Н.Н. Шапошников. – М.: Высшая школа, 1986. – 607 с.
4. Леонтьев Н.Н. Основы строительной механики стержневых систем / Н.Н. Леонтьев, Д.Н. Соболев, А.А. Амосов. – М.: АСВ, 1996. – 541 с.
5. Киселев В.А. Строительная механика. Общий курс / В.А. Киселев. – М.: Госстройиздат, 1976. – 511 с.
6. Бояришинов С.В. Основы строительной механики машин: Уч. пособ. / С.В. Бояришинов. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
7. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: Учеб. / К.В.Фролов и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
8. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.

9. Барсов И.П. Строительные машины и оборудование / И.П. Барсов. – М.: Стройиздат, 1986. – 511 с.

10. Астахов Э.И. Динамический анализ движения поршня гидропривода ножничного подъемника / Э.И. Астахов и др. // Машиностроение. – 2008. – Вып. 24, т. 2. – С. 34–37.

11. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

12. Постнов В.А. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций / В.А. Постнов, И.Я. Хархурим. – Л.: Судостроение, 1974. – 344 с.

Bibliography (transliterated):

1. Nozhychni pidjomnyky. Available at: Режим доступа http://kievlift.com.ua/ru/nozhnichnye-podemniki/?gclid=Cj0KCQiAgZTRBRDmARIsAJvVWAt12J4WNR7i26_GZkncjdIKTgd7TAmultpyn0v8j-D9AAQXZrjSl_oaAnSuEALw_wcB.

2. Nozhychni pidjomnyky. Available at: <http://www.sing.ru/katalog/podemnoe-oborudovanie/nozhnichnye-pidjomniki/f3000.html>.

3. Darkov A.V., Shaposhnikov N.N. Stroitel'naya mehanika: Ucheb. Moscow: Vysshaja shkola, 1986. 607 p.

4. Leont'ev N.N., Sobolev D.N., Amosov A.A. Osnovy stroitel'noj mehaniki sterzhnevyyh sistem. Moscow: ASV, 1996. 541 p.

5. Kiselev V.A. Stroitel'naya mehanika. Obschij kurs. Moscow: Gosstrojizdat, 1976. 511 p.

6. Boyarshinov S.V. Osnovy stroitel'noj mehaniki mashin: Uch.posobie. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 456 p.

7. Frolov K.V. i dr. Teoriya mehanizmov i mashin: Ucheb. Moscow: Vysshaja shkola, 1987. 496 p.

8. Alekandrov M.P. Pod#emno-transportnye mashiny. Moscow: Vysshaja shkola, 1985. 520 p.

9. Barsov I.P. Stroitel'nye mashiny i oborudovanie. Moscow: Strojizdat, 1986. 511 p.

10. Astahov E.I. i dr. Dinamicheskij analiz dvizheniya porshnya gidroprivoda nozhichnogo pod#emnika. Mashinostroenie. 2008. Vol. 24, T. 2. PP. 34-37.

11. Zenkevich O. Metod konechnyh elementov v tehnikе. Moscow: Mir, 1975. 541 p.

12. Postnov V.A., Harhurim I.Ya. Metod konechnyh elementov v raschetah sudovyh konstrukcij. Leningrad: Sudostroenie, 1974. 344 p.

Надійшла (received) 26.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Алгоритм розрахунку та аналіз силового навантаження моделі ножничного підйомника на різних стадіях підйому/ В.М. Грищенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 19-25. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Алгоритм расчета и анализ силового нагружения модели ножничного подъемника на различных стадиях подъема/ В.Н. Грищенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 19-25. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Algorithm of calculation and analysis of power lading of model of scissors lift on the different stages of getting up/ V.N. Grishchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 40 (1262). – P. 19-25. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-9130.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грищенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Динаміка та міцність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: grivn_dmm@ukr.net.

Грищенко Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: grivn_dmm@ukr.net.

Grishchenko Volodymir Mykolayovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057)707-68-79, e-mail: grivn_dmm@ukr.net.