

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СИЛИТЕ В ХИДРАВЛИЧНИЯ ЦИЛИНДЪР НА ПОВДИГАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ НОЖИЧЕН ТИП

Илия Андонов, Анастас Иванов, Борис Танев
andonov_is@abv.bg, aai2010@abv.bg, btanev_83@abv.bg

***ВТУ „Тодор Каблешков”, 1574 София, ул. „Гео Милев” 158
БЪЛГАРИЯ***

Ключови думи: *ножични повдигателни механизми, принцип на възможните премествания*

Резюме: *Направеното изследване се отнася за клас ножични механизми използвани за товаро-разтоварни дейности в заводи или в складови помещения. Разгледан е повдигателен механизъм с три двойни повдигащи ножици и с три различни начина за поставяне на хидравличните цилиндри. Чрез Принципа на възможните премествания (мощности) са получени зависимостите между силата в хидравличния цилиндър и ъгъла на развъртане на водещото звено при отчитане на собственото тегло на ножичния механизъм и теглото на повдигания товар.*

1. УВОД

Ножични подедни платформи извършват вертикално преместване на хора и товари, и са бърз, удобен, безопасен начин за достигане до определени височини за извършване на строителни, довършителни или инсталационни работи. Това са машини с циклично действие и се състоят от три основни модула: шаси, повдигателен механизъм и работна площадка. Най-често изпълнението на шасито е открит тип с носещи греди и два управляеми моста. Окомплектова се със стабилизатори на най-големия габарит и автоматично нивелиране.

Повдигателният механизъм се реализира от различен брой сдвоени ножични рамена в зависимост от теглото на повдигания товар и височината на повдигане. Повдигането се осъществява с един или два хидроцилиндъра и разположени между ножиците или между ножиците и шасито (стойката).

Работната площадка е с подвижни парапети и натоварване до 500 kg . В някои изпълнения може едностранно или двустранно да се изнася с дължина 1,2 m , чрез ръчно или хидравлично задвижване.

Предвиждат се редица системи за контрол с цел покриване на високите изисквания за надежност на конструкцията и основните агрегати. Най-важните системи за контрол са:

а) система за контрол на положението – спира движението нагоре на работната площадка, докато тя не се приведе в хоризонтално положение;

б) система за контрол на движението – не позволява движение на ходовите колела над определена височина на работната площадка;

в) система за контрол на товара – спира повдигането на работната площадка при претоварване с 10%.

Целта на настоящата работа, която по същество се явява продължение на [Андонов и др. 2013], е да се разгледа повдигателен механизъм с три двойни повдигащи ножици с три различни начина на поставяне на хидроцилиндри. Да се изведат зависимостите между усилията в повдигещите хидравлични цилиндри и теглото на повдигения товар и да се направи анализ за най-подходящия, от гледна точка на силите, начин за поставяне на хидроцилиндри.

2. КИНЕМАТИЧНИ ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕШЕНИЕТО ЧРЕЗ ПРИНЦИПА НА ВЪЗМОЖНИТЕ МОЩНОСТИ.

Кинематиката на разглеждания клас механизми е описана в [Андонов и др. 2013]. За да се приложи Принципа на възможните премествания (Принципа на възможните мощности) се изразяват всички ъглови скорости ω_i на отделните звена чрез ъгловата скорост $\omega_1 = \omega$ на първо звено, ($i = 1, \dots, 7$), като предварително се намират положенията на главните полюси и релативните полюси, прилагайки известните в учебниците по ТММ теореми на *Siegfried Aronhold* и *Arnold Kennedy*.

Получени са следните кинематични зависимости:

$$(1) \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \omega_5 = \omega_6 = \omega ,$$

$$(2) \quad \omega_7 = 0 , \quad \text{и} \quad v_7 = \omega l \cdot \cos \varphi .$$

3. ПРИЛАГАНЕ НА ПРИНЦИПА НА ВЪЗМОЖНИТЕ МОЩНОСТИ.

На Фиг.1 е показан повдигателен механизъм с три двойни повдигащи ножици. На Фиг.2, Фиг.3 и Фиг.4 са показани три типа ножични повдигателни механизми, които са напълно еднакви в кинематично отношение. Различават се един от друг по местоположението на подемните хидравлични цилиндри.



Фиг.1 Повдигателен механизъм

Тъй като реалната конструкция на повдигателния механизъм е пространствена, действителният брой на ножичните звена е 12 и на нея са монтирани два комплекта хидравлични подемни цилиндри. За решаването на задачата се приема равнинен модел с шест пръта и един комплект хидравличен цилиндър.

Всеки един от шестте пръта има едно и също собствено тегло $G_i = G$, ($i = 1, \dots, 6$). Седмият прът е със собствено тегло G_7 . То представлява половината от действителното собствено тегло на платформата (работния кош).

Силите $G_i = G$ и G_7 са приложени в масовите центрове на отделните звена по вертикалната ос на симетрия на механизма, (Фиг.2, Фиг.3 и Фиг.4). Звената са изработени от заварен затворен стоманен профил с правоъгълно напречно сечение със следните напречни размери: $100 \times 80 \times 4 \text{ mm}$ (височина/широчина/дебелина на

стената).

Последната, и най-важна, външна сила е теглото P на полезния товар. Товарът е поставен върху платформата така, че неговия център на тежестта отстои от точка D на разстояние d (Фиг.2, Фиг.3 и Фиг.4).

3.1 Първи тип подемен механизъм.

На Фиг.2 е показан **първи тип** подемен механизъм. Хидравличният цилиндър е монтиран между звена 2 и 3 на металната конструкция.

В работата [Андонов и др. 2013] е определена зависимостта между силата в подемния хидравличен цилиндър F и ъгъл φ , който се сключва между звено 1 и хоризонталната равнина, а именно:

$$(3) \quad F = \frac{9 \cdot G \cdot \cos \varphi + (G_7 + P) \cdot \cos \varphi}{\frac{1}{3} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \frac{2}{3} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi} .$$

В горната зависимост се отчита собственото тегло на подемния механизъм, включващо силите на тежестта на всички звена, G и G_7 , както и силата на тежестта P на полезния товар.

3.2 Втори тип подемен механизъм.

Показаният на Фиг.3 **втори тип** подемен механизъм се състои от метална ножична конструкция и два броя подедни хидравлични цилиндри, разположени успоредно на вертикалната ос, между 1 - 2 ножица и 2 - 3 ножица.

Съставя се уравнението на възможните мощности:

$$(4) \quad \begin{aligned} P^* = & [F \cdot (l - a) \cdot \cos \varphi] \cdot \omega_1 + [F \cdot (l + a) \cdot \cos \varphi] \cdot \omega_3 + \\ & + [F \cdot (2l - a) \cdot \cos \varphi] \cdot \omega_3 + [F \cdot (2l + a) \cdot \cos \varphi] \cdot \omega_5 - \\ & - (G_1 + G_2) \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_1 - (G_3 + G_4) \cdot \frac{3}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_3 - \\ & - (G_5 + G_6) \cdot \frac{5}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_6 - G_7 \cdot v_7 - P \cdot v_7 = 0 . \end{aligned}$$

Като се вземе в предвид равенствата

$$(5) \quad G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = G_5 = G_6 = G ,$$

уравнение (4) добива вида:

$$(6) \quad \begin{aligned} P^* = & F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega + F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega + F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega + \\ & + 2 \cdot F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega + 2 \cdot F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega + F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - \\ & - G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - 3 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - 5 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - (G_7 + P) \cdot \omega \cdot l \cdot \cos \varphi = 0 \end{aligned}$$

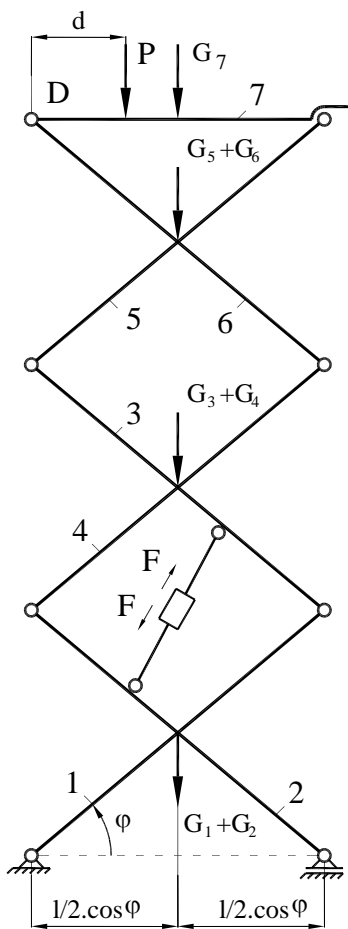
След умножение на уравнение (6) с множителя $\frac{1}{6 \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega}$ и решаване относно силата F се получава зависимостта:

$$(7) \quad F = 1,5 \cdot G + \frac{(G_7 + P)}{6}.$$

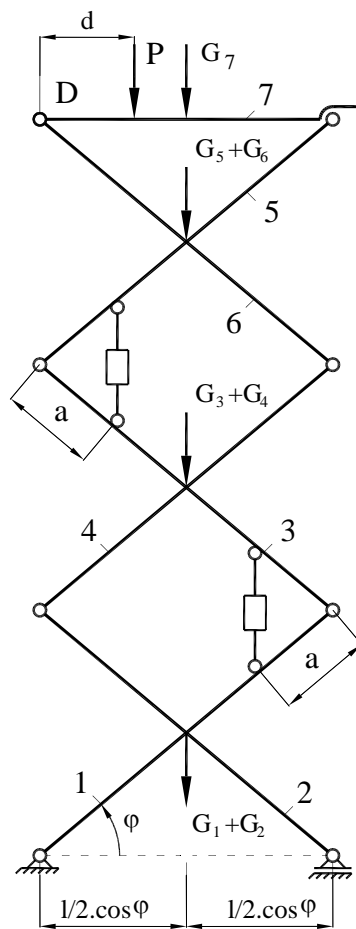
Тя представлява аналога на уравнение (3), но за **втори тип** подемен механизъм.

3.3 Трети тип подемен механизъм.

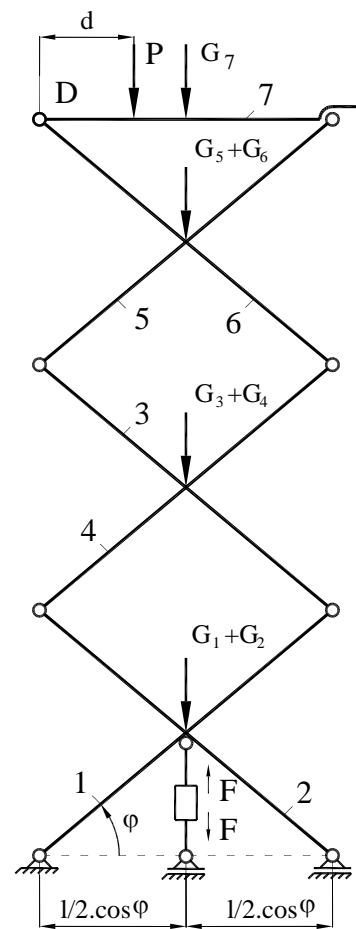
На Фиг.4 е показан **трети тип** подемен механизъм. Хидравличният цилиндър е монтиран между първа ножица на металната конструкция и шасито (стойката).



Фиг.2 Кинематична схема на първи тип подемен механизъм



Фиг.3 Кинематична схема на втори тип подемен механизъм



Фиг.4 Кинематична схема на трети тип подемен механизъм

Съставя се уравнението на възможните мощности:

$$(8) \quad P^* = F \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_1 - (G_1 + G_2) \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_1 - \\ - (G_3 + G_4) \cdot \frac{3}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_3 - (G_5 + G_6) \cdot \frac{5}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_6 - G_7 \cdot v_7 - P \cdot v_7 = 0$$

Като се вземе в предвид равенствата

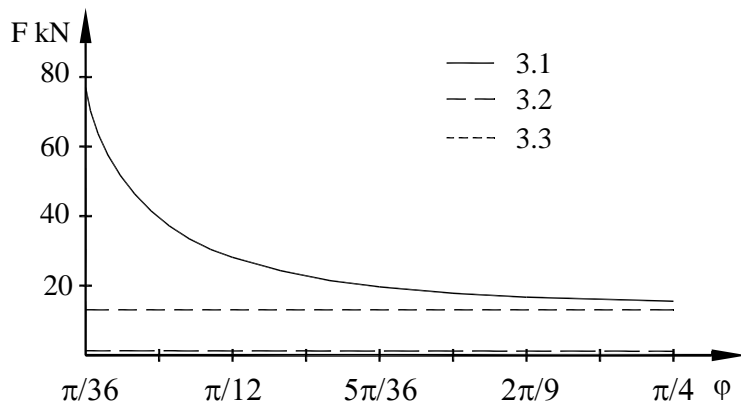
$$(9) \quad G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = G_5 = G_6 = G,$$

уравнение (8) добива вида:

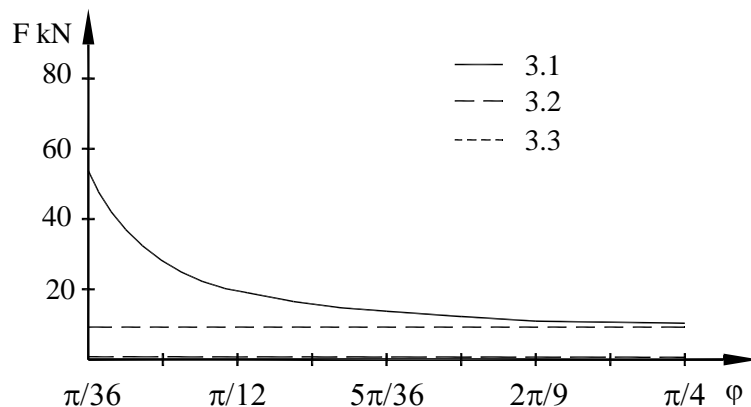
$$(10) \quad P^* = \frac{1}{2} \cdot F \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - 3 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - 5 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - (G_7 + P) \cdot \omega \cdot l \cdot \cos \varphi = 0 .$$

Умножава се уравнение (10) с множителя $\frac{2}{l \cdot \cos \varphi \cdot \omega}$ и получения израз се решава относно F . Получава се следната зависимост:

$$(11) \quad F = 18 \cdot G + 2 \cdot (G_7 + P) .$$



Фиг.5 Сили породени от хидравличните цилиндри при $P = 4 \text{ kN}$



Фиг.6 Сили породени от хидравличните цилиндри при $P = 2 \text{ kN}$

следните входящи данни.

Дължината на ножичните пръти се приема $l = 2,5 \text{ m}$.

Теглата на шестте пръта се изчисляват на $G_i = G = 270 \text{ N}$.

Силата на тежестта на платформата се приема $G_7 = 200 \text{ N}$.

Силата на тежестта от полезния товар заема стойностите $P = 4000 \text{ N} \equiv 4 \text{ kN}$, $P = 2000 \text{ N} \equiv 2 \text{ kN}$ и $P = 0 \text{ N} \equiv 0 \text{ kN}$, а разстоянието от неговия център на тежестта до края на платформата (точка D) се приема $d = 0,80 \text{ m}$.

На Фиг.5 и Фиг.6, графиката, обозначена с 3.1, е за **първи** тип подемен механизъм, графиката 3.2 е за **втори**, а графиката 3.3 се отнася за **трети** тип подемен механизъм.

Тя също представлява аналога на уравнение (3), но за **трети тип** подемен механизъм.

С математическия пакет MATLAB е съставена програма, с която се определя силата в подемния хидравличен цилиндър F , в зависимост от ъгъл φ между хоризонталната равнина и звено 1. Изчисленията са проведени при определени размери, сили на тежестта на отделните звена и полезния товар P . Програмата е разработена за изследване едновременно на трите начини на поставяне на хидравличните цилиндри.

Използвани са

Зависимостите $F = F(\varphi)$, показани на Фиг.5, са определени при отчитане на собственото тегло на подемните механизми и теглото на полезния товар, равно на $P = 4000\text{ N} \equiv 4\text{ kN}$, а тези от Фиг.6 – при отчитане на собственото тегло на подемните механизми и теглото на полезния товар, който има големина $P = 2000\text{ N} \equiv 2\text{ kN}$.

Прави впечатление значително по-голямата нелинейност при първи тип подемен механизъм. При втори и трети тип подемни механизми нелинейността е много малка.

За повдигане на един и същи товар, силата в хидравличния цилиндър при *трети* тип подемен механизъм е най-малка. Малко по-голяма е при *втори* тип. При *първи* тип тя е най-голяма, особено в началния стадий на повдигане, когато ъгъл φ е най-малък и полезния товар е в най-долно положение.

Разбира се, наред с тези недостатъци *първи* тип подемни механизми притежават редица конструктивни преимущества, които не се засягат в настоящата работа.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Основната цел на разработката е да се изследват съвместно три типа ножични повдигателни механизми, които са сходни в кинематично отношение и същевременно различни в силово. Направено е сравнение между тях на базата на съпоставяне на зависимостта между силата в хидравличните цилиндри и ъгъла на наклона на носещите прътови звена. Статията ще помогне на конструктора при избора на подходящ ножичен подемник. Едновременно с това, тя има и образователен характер, тъй като показва как, използвайки Принципа на възможните премествания (мощности), може да се реши успешно една инженерна задача.

5. ЛИТЕРАТУРА.

1. Андонов И., Иванов А., Танев Б., Изследване на повдигателен механизъм ножичен тип, Научна конференция на ВТУ „Тодор Каблешков, Варна, 2013 (под печат).
2. Василев Д., Иванов А., Теоретична механика, изд. ВТУ „Тодор Каблешков”, София, 2008 г.
3. Писарев А., Парасков Ц., Бъчваров С., Курс по теоретична механика, втора част, изд. „Техника”, София, 1988 г.
4. Патъов Д., Андонов И., Теория на механизмите и машините, изд. ВТУ „Тодор Каблешков”, София, 2010 г.
5. Константинов, М., Станчев, Е., Вригазов, А., Неделчев, Н., Теория на механизмите и машините, изд. „Техника”, София, 1980 г.
6. Каталог на фирма „Сидабо ЕООД”.

DETERMINATION OF HYDRAULIC CYLINDER FORCES FOR SCISSOR LIFTING MECHANISM

Ilija Andonov, Anastas Ivanov, Boris Tanev
andonov_is@abv.bg, aii2010@abv.bg, btanev_83@abv.bg

*Todor Kableshkov University of Transport,
158 Geo Milev Street, Sofia,
BULGARIA*

Key words: *Scissor lifting mechanisms, principle of virtual moving.*

Abstract: *In this paper, three kinds of scissor mechanisms, which in loading and unloading activities are used, are studied. These mechanisms have some hydraulic cylinders that are installed by three different manners. Based on the Principle of virtual moving (power), three mathematical expressions, connecting the force in the hydraulic cylinders and the angle, between horizontal plane and scissor bars, are obtained. These functions, by means of the program MATLAB, are calculated.*