

ИЗСЛЕДВАНЕ 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. Хидравличният цилиндър е разположен между първа и втората ножица и чрез принципа на възможните премествания (мощности) е получена зависимост между силата в хидравличния цилиндър и теглото на повдигания товар. С програма MATLAB е определена зависимостта между силата в подемния хидравличен цилиндър и ъгъла, който сключват всички ножични звена спрямо хоризонта, при зададени размери, сили на тежестта и полезен товар.

1. УВОД

Използването на ножични платформи е един бърз, удобен, модерен и безопасен начин за достигане до определени височини и извършване на строителни,



Фиг.1 Двуножична хидравлична платформа

довършителни или инсталационни работи. Най-често срещаните ножични платформи са: хидравлични повдигащи платформи за индустрията, товаро-разтоварни платформи, тежкотоварни платформи, работни платформи, повдигащи наклонени товарни позиционери, мобилни платформи, платформи за театрални и изложбени сцени, сценични платформи, платформи от неръждаеми стомани за хранително-вкусовата промишленост и др.

В зависимост от теглото на повдигания товар и височината на повдигане, ножичните

повдигателните механизми могат да бъдат:

- Едноножични хидравлични плат-форми с максимална товароподемност до 150 тона, подходящи за смяна на гуми, спираща система и др.;
- Двумоножични хидравлични платформи с максимална товароподемност до 5 тона и максимална височина 5 m , подходящи за складове и магазини;
- Триножични хидравлични платформи с максимална товароподемност до 3,5 тона, подходящи за много функционално използване;
- Четириножични хидравлични плат-форми с максимална товароподемност до 2 тона и максимална височина на повдигане до 12 m , подходящи за складове, магазини, производства от всякакъв вид, поддръжка и ремонтни работи и др.

Ножичните повдигащи платформи се монтират върху шаси – открит тип с носещи греди и един или два управляеми моста. Предвидени са стабилизатори на най-големия габарит и автоматично нивелиране. Задвижването на шасито се осъществява, чрез електродвигател или двигател с вътрешно горене. Някои от моделите са с висока проходимост 4×4 .

Към всички видове платформи се поставят високи изисквания за надежност на конструкцията и основните агрегати. Безопасността при експлоатация се реализира: а) чрез система за контрол на товара, която следи за вертикалното натоварване върху работната площатка; б) чрез система за контрол на момента, която следи за големината на момента, действащ около линията на преобръщане.

Целта на настоящата работа да се разгледа повдигателен механизъм с три двойни повдигащи ножици с хидроцилиндър между първа и втората ножица. Изведена е зависимостта между усилието в повдигащия хидравличен цилиндър, от една страна, и собственото тегло на механизма и теглото на повдигания полезен товар, от друга.

2. КИНЕМАТИЧНИ ЗАВИСИМОСТИ ЗА ЪГЛОВИТЕ СКОРОСТИ.

На Фиг.2 е показан ножичен повдигателен механизъм, състоящ се от три двойки ножични рамена, или шест броя ставно свързани помежду си праволинейни пръти, всеки с дължина l . Прът 1 е свързан с отправно тяло (ОТ), прието за неподвижно, чрез идеална неподвижна става, а прът 2 е свързан към същото ОТ чрез идеална подвижна става, позволяваща хоризонтално движение. Седмият прът, който играе роля на платформа, върху която се поставя полезния товар, е свързан към звено 5 чрез подвижна става в хоризонтално направление, и свързан към звено 6 чрез неподвижна става. Звено 1 извършва ротационно движение около главния полюс (1). Всички останали звена извършват равнинно движение.

За да се приложи Принципа на възможните премествания (Принципа на възможните мощности) е необходимо да се изразят всички ъглови скорости ω_i на отделните звена чрез ъгловата скорост $\omega_1 = \omega$ на първо звено, ($i = 1, \dots, 7$). Ето защо предварително се намират положенията на главните полюси (i) и релативните полюси $P_{i,k}$, ($i, k = 1, \dots, 7$), използвайки известните в учебниците по ТММ теореми на *Siegfried Aronhold* и *Arnold Kennedy*, (Фиг.2).

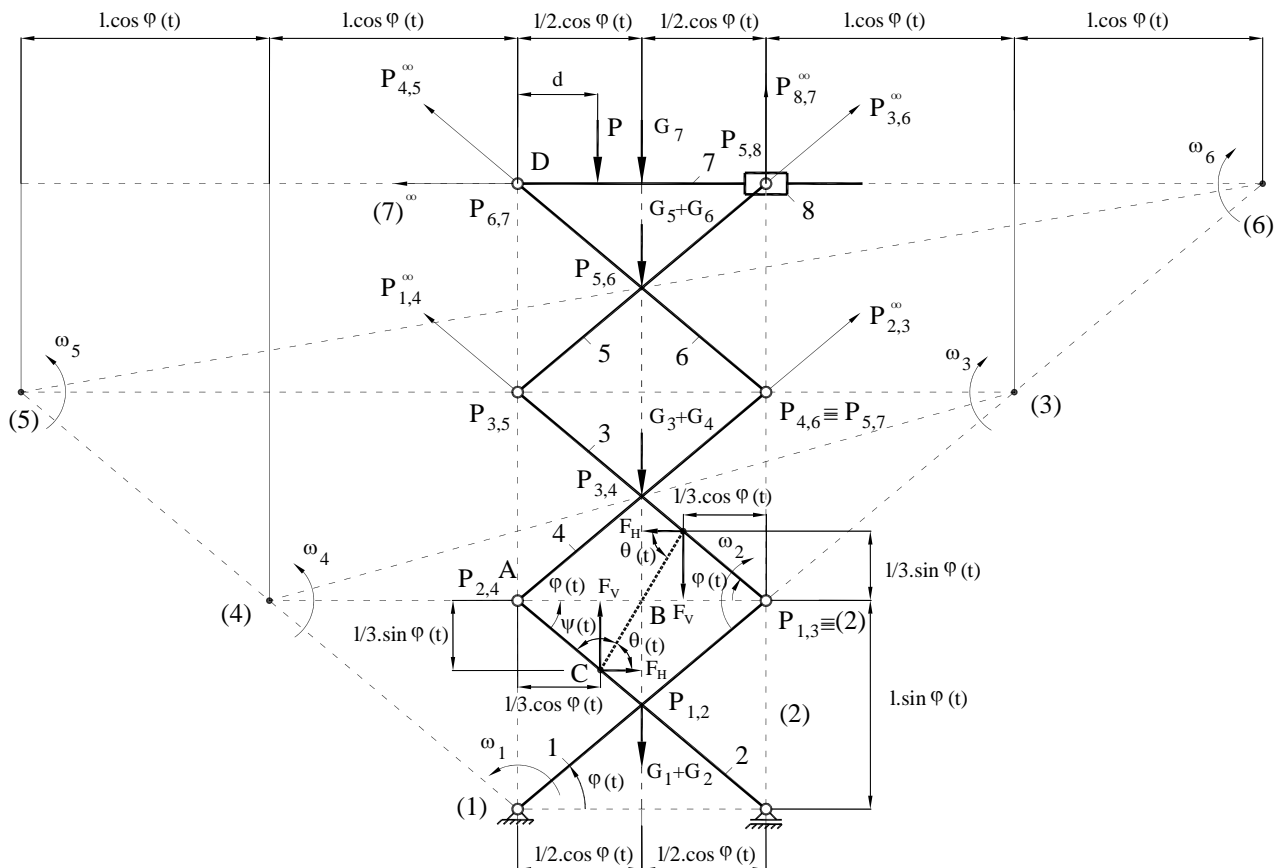
Получени са следните кинематични зависимости:

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

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

3. ПРИЛАГАНЕ НА ПРИНЦИПА НА ВЪЗМОЖНИТЕ МОЩНОСТИ.

За ножичния повдигателен механизъм от Фиг.2 прилагаме Принципа на възможните мощности. Всеки един от шестте пръта има едно и също собствено тегло $G_i = G$, ($i = 1, \dots, 6$). Седмият прът, платформата, е със собствено тегло G_7 . Тези сили са приложени в масовите центрове на отделните звена по вертикалната ос на симетрия на механизма. 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). Тъй като реалната конструкция на повдигателния механизъм е пространствена, действителният брой на ножичните звена е 12 и на нея са монтирани два подемни хидравлични цилиндри. За решаването на задачата се приема равнинен модел с шест пръта и един хидравличен цилиндър.



Фиг.2 Кинематична схема на механизма заедно с геометричните параметри, необходими за извеждане на математичните модели

Следователно силата на тежестта G_7 представлява половината от действителното собствено тегло на платформата (работния кош).

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

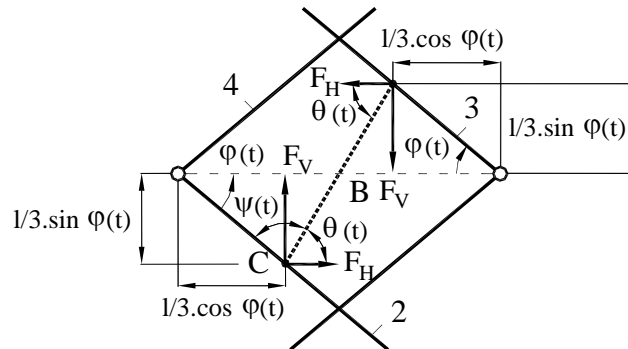
От Фиг. 2 и Фиг. 3 се установяват следните геометрични зависимости:

$$(3) \quad BC = \sqrt{\left(\frac{l}{3}\right)^2 + \left(\frac{l}{2} \cdot \cos \varphi\right)^2} - 2 \cdot \frac{l}{3} \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \cos \varphi\right) \cdot \cos \varphi ,$$

$$(4) \quad \sin \theta = \frac{\left(\frac{l}{3}\right) \cdot \sin \varphi}{BC} ,$$

$$(5) \quad \cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} .$$

Хидравличният подемен цилиндър е монтиран между звена 2 и 3 на металната конструкция. Силите от цилиндъра, действащи върху подемната уредба са показани на фиг.3.



Фиг.3 Сили породени от хидравличния цилиндър

Разлага се силата F на две компоненти, по хоризонталата и по вертикалата:

$$(6) \quad F_H = F \cdot \cos \theta , \quad F_V = F \cdot \sin \theta .$$

Съставя се уравнението на възможните мощности:

$$(7) \quad P^* = \left[F_V \cdot \frac{2}{3} \cdot l \cdot \cos \varphi - F_H \cdot \frac{1}{3} \cdot l \cdot \sin \varphi \right] \cdot \omega_2 + \left[F_H \cdot \frac{2}{3} \cdot l \cdot \sin \varphi - F_V \cdot \frac{4}{3} \cdot l \cdot \cos \varphi \right] \cdot \omega_3 - \\ - (G_1 + G_2) \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_1 - (G_3 + G_4) \cdot \frac{3}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_3 - \\ - (G_5 + G_6) \cdot \frac{5}{2} \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega_6 - G_7 \cdot v_7 - P \cdot v_7 = 0 .$$

Като се вземе в предвид равенствата

$$(8) \quad G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = G_5 = G_6 = G ,$$

уравнение (7) добива вида:

$$(9) \quad P^* = \left[F_V \cdot \frac{2}{3} \cdot \cos \varphi - F_H \cdot \frac{1}{3} \cdot \sin \varphi \right] \cdot l \cdot \omega + \left[F_H \cdot \frac{2}{3} \cdot \sin \varphi - F_V \cdot \frac{4}{3} \cdot \cos \varphi \right] \cdot l \cdot \omega - \\ - G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - 3 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - \\ - 5 \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \omega - (G_7 + P) \cdot \omega \cdot l \cdot \cos \varphi = 0 .$$

Умножава се уравнение (9) с множителя $\frac{1}{l \cdot \omega}$ и получаваме:

$$(10) \quad P^* = F \cdot \sin \theta \cdot \frac{2}{3} \cdot \cos \varphi - F \cdot \cos \theta \cdot \frac{1}{3} \cdot \sin \varphi + F \cdot \cos \theta \cdot \frac{2}{3} \cdot \sin \varphi - F \cdot \sin \theta \cdot \frac{4}{3} \cdot \cos \varphi - \\ - 9 \cdot G \cdot \cos \varphi - (G_7 + P) \cdot \cos \varphi = 0 ,$$

$$(11) \quad F \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \frac{2}{3} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi \right) = -9 \cdot G \cdot \cos \varphi - (G_7 + P) \cdot \cos \varphi ,$$

$$(12) \quad F = \frac{9 \cdot G \cdot \cos \varphi + (G_7 + P) \cdot \cos \varphi}{\frac{1}{3} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \frac{2}{3} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi} .$$

Съставена е програма на MATLAB, с която е определена силата F в подемния хидравличен цилиндър в зависимост от ъгъл φ , който е сключен между хоризонталната равнина и звено 1, при определени размери на звената, силите на тежестта на звената и полезния товар P .

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

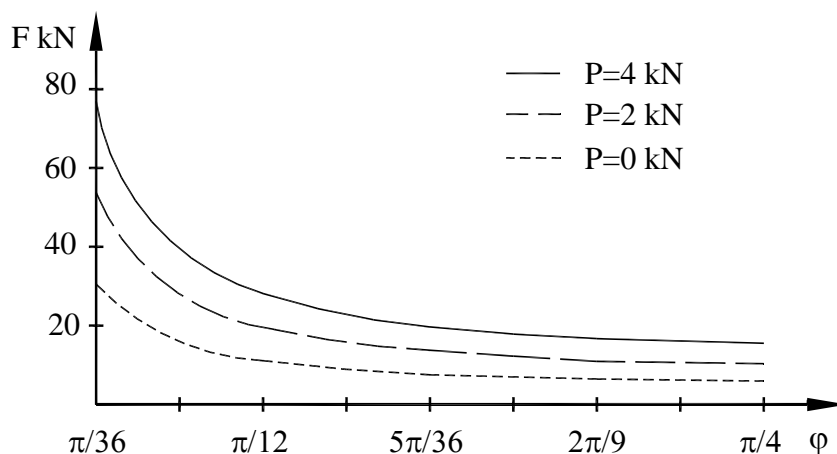
Теглата G_i на шестте пръта се изчисляват по формулата:

$$(13) \quad G_i = l \cdot A \cdot \gamma \approx 2,5 \cdot 0,001376 \cdot 77009 \approx 270 \text{ N} , \quad (i = 1, \dots, 6) ,$$

където $A = 0,001376 \text{ m}^2$ е лицето на ефективното напречно сечение, а $\gamma = 77009 \text{ N/m}^3$ е специфичното тегло на стоманата.

Другите числови данни, които се залагат в програмата са:

- сила на тежестта на платформата – $G_7 = 200 \text{ N}$;
- сила на тежестта от полезния товар – $P = 0 \text{ kN}$, $P = 2 \text{ kN}$ и $P = 4 \text{ kN}$;
- разстояние $d = 0,80 \text{ m}$.



Фиг.4 Сили породени от хидравличния цилиндър при $P = 0 \text{ kN}$, $P = 2 \text{ kN}$ и $P = 4 \text{ kN}$

От Фиг.4 се вижда, че при монтиран подемен хидравличен цилиндър между двете съседни ножични звена 2 и 3, под ъгъл θ спрямо хоризонталната равнина, силата в него е обратно пропорционална на ъгъла φ . Най-голяма сила F се получава при най-малка стойност на ъгъл φ . Силата F стръмно намалява до стойности на ъгъл

приблизително $\varphi = 5\pi/36$. След тази стойност намалението на силата е минимално с нарастване на ъгъл φ до крайната стойност на разглеждания интервал $\pi/4$.

Характерът на зависимостта $F = F(\varphi)$ се запазва при различни стойности на силата на тежестта на полезния товар. На Фиг.4 е показано изменението на тази функция за три примерни значения на тази сила. *Първата графика* се отнася за случай с отчитане на собственото тегло на подемния механизъм и тегло на полезния товар $P = 4000 \text{ N} \equiv 4 \text{ kN}$. При *втората графика* се отчита собственото тегло на подемника и тегло на полезния товар $P = 2000 \text{ N} \equiv 2 \text{ kN}$. *Третата графика* се получава при $P = 0 \text{ N} \equiv 0 \text{ kN}$, но с отчитане на собственото тегло на механизма.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Засегнатите въпроси имат научно-приложен характер.

От една страна, те показват как, използвайки Принципа на възможните премествания (мощности), може да се реши една конкретна инженерна задача.

От друга страна, те могат да подпомогнат конструктора при проектирането на такива ножични подемни механизми, когато се премине към въпроса за избор на подходящи хидравлични цилиндри. А това е един ключов момент при създаването на нови повдигателни устройства. В действителност, въз основа на проектното задание, което включва данни за височина на повдигане, товароподемност, геометрични размери и други, инженерът трябва да избере нужния хидравличен цилиндър. Познаването на зависимостта между силата в хидравличния цилиндър и ъгъла на наклона на ножичните пръти ще го улесни при този подбор. Аналогичен въпрос възниква и при самата експлоатация на подемника в случай на дефектиране и излизане от употреба на някой хидравличен цилиндър и заменянето му с аналогичен, но произведен от друга фирма.

5. ЛИТЕРАТУРА.

- [1] Василев Д., Иванов А., Теоретична механика, изд. ВТУ „Тодор Каблешков”, София, 2008 г.
- [2] Писарев А., Парасков Ц., Бъчваров С., Курс по теоретична механика, втора част, изд. „Техника”, София, 1988 г.
- [3] Патьов Д., Андонов И., Теория на механизмите и машините, изд. ВТУ „Тодор Каблешков”, София, 2010 г.
- [4] Константинов, М., Станчев, Е., Вригазов, А., Неделчев, Н., Теория на механизмите и машините, изд. „Техника”, София, 1980 г.
- [5] Каталог на фирма „Сидабо ЕООД”.

STUDY OF 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, a scissor mechanism, which in loading and unloading activities is used, is studied. This mechanism has a hydraulic cylinder that between first and second scissor bar is situated. Based on the Principle of virtual moving (power), a mathematical expression, connecting the force in the hydraulic cylinder and the angle, between horizontal plane and scissor bars, is obtained. This function, by means of the program MATLAB, is calculated.*