

Усъвършенстване на използвани в практиката стрелови механизми на портални кранове

Тони Узунов, Стоян Стойков

Improvement of use jib mechanism of a portal crane in practice: A multicriteria optimization synthesis problem for a jib system of a portal crane for improvement of use jib mechanism of a portal crane in practice is formulated and solved. Three criteria are formed, including one of indirect economic aspect, and the rest are related to the static balance of the linkage and its kinetostatics. A generalized criterion is used for obtaining a unique solution of the problem. The numerical examples are considered.

Key words: kinematical synthesis of mechanisms, portal crane, optimization synthesis.

ВЪВЕДЕНИЕ

В практиката, за стрелови механизъм на порталните кранове, най-често се използва структурна схема (фиг.1), състояща се от четиризвенен направляващ $O A Q B C$ и четиризвенен уравновесяващ $O D E F K$ механизъм.

В специализирана литература [4] е приведена мащабна схема на портален кран на германската фирма „Kranbau“-Eberswalde, от която личи, че за уравновесяващия механизъм е използвана шестзвенна структура, съставена от два последователно свързани шарнирни четиризвенника. Друг автор [1] също използва шестзвенна структура $O D E F T U V K$, дадена на фиг.2, състояща се от последователно свързани два шарнирни четиризвенника. Предлага се подход за синтез на този механизъм, при проектиране на крана като ново съоръжение.

В авторска разработка [2] е представен подход за усъвършенстване на стреловата система на съществуващ в практиката портален кран (фиг.1). При този подход се предвижда съхраняване без изменение на две от звената – стрелата 1 и хобота 2, т.е. звената с голяма маса и сложна форма и натоварване.

В разработката [3] е представен подход за усъвършенстване на стреловата система на съществуващ в практиката портален кран с малки конструктивни изменения, като са добавени малагабаритни звена към уравновесяващия механизъм, при съхраняване без изменение на стрелата, хобота и стойката.

От изложеното до тук могат да се направят следните **изводи**:

- В практиката, за стрелови механизъм на порталните кранове, не известно да е използвана друга структура освен четиризвенна за направляващия и четиризвенна за уравновесяващия, с прието означение (Н1У1) съгласно [2].

- От литературата не са известни разработки, освен някои такива на авторите, в които се поставя въпросът за усъвършенстване на механизмите на стреловата система на съществуващи портални кранове. Не е известно да е разработвана темата за усъвършенстване на съществуващи стрелови механизми на портални кранове, при запазване формата и размерите на звената със сложна конфигурация и значителна маса – стойката, стрелата и хобота.

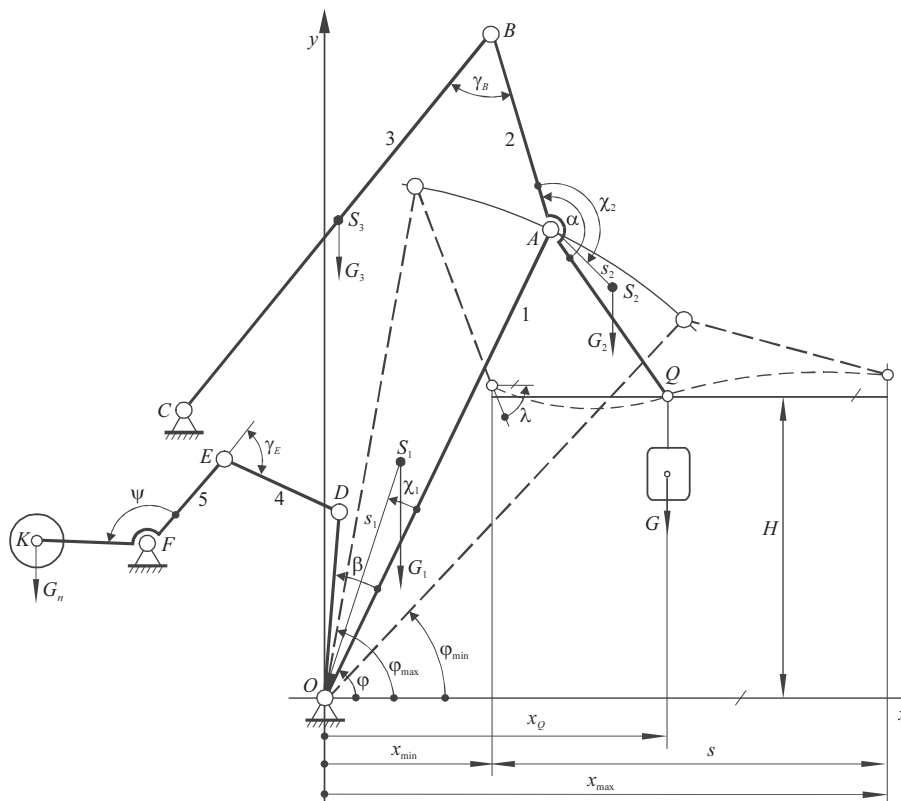
Целта на работата е изграждане на подход за силово и енергийно усъвършенстване на съществуващи в практиката стрелови механизми на портални кранове чрез замяна на четиризвенните структури на направляващите и уравновесяващите им механизми с шестзвенни и синтез при ограничения за запазване на звената стойка, стрела и хобот при възможно най-малко средства.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Оптимизационни модели

Първият модел е съществуващият в практиката стрелови механизъм (Н1У1). Пренебрегват се силите на триене, инерционното натоварване на звената, еластичността им и неточностите при изработване.

От механизма се изисква да пренася товар с тегло $G \in [0, G_H]$ на разстояние s и на височина $H \geq H_{\min}$, където H_{\min} е зададена стойност.



Фиг.1. Структурна схема на стреловия механизъм H1Y1

В [3] е решена многокритериална оптимизационна задача за шестзвенеи механизъм (H1Y1-1) при ограничения за запазване на звената с голяма маса – стрелата, хобота и стойката.

Параметрите на механизма $l_A, l_{AQ}, l_{AB}, l_{BC}, x_C, y_C, \alpha, l_{OD}, l_{DE}, l_{EF}, l_{FK}, x_F, y_F, \beta, \psi$, дефинираме аналогично на работа [2], с тази разлика, че координатите на стойката x_C, y_C, x_F, y_F , преминават от варируемите към задаваните. Същото се отнася и за параметрите l_{OD} и β , определящи точката на окачване на уравновесяващия механизъм към стрелата.

Решен е конкретен пример за 10 тонен кран, произведен в Русенската корабостроителница. При анализа на разглеждания шестзвенеи механизъм за обобщена координата е избрана ъгъла $\varphi \in \Phi = [\varphi_{\min}, \varphi_{\max}]$. Нейните гранични стойности се определят от нелинейните уравнения

$$x_Q(\mathbf{w}_1, \mathbf{u}_1, \varphi_{\min}) = x_{\max}, \quad (1)$$

$$x_Q(\mathbf{w}_1, \mathbf{u}_1, \varphi_{\max}) = x_{\min}, \quad (2)$$

които се решават с итеративна процедура.

Ограниченията за функциониране на механизма са аналогични на тези в работа [2]. За оценяване съвършенството на проектирания шестзвенеи механизъм на

портален кран в динамичен и косвен икономически аспект са избрани три критерия.

За степента на уравновесеност на механизма от стреловата система на портален кран въвеждаме първия критерий

$$F_1(\mathbf{u}) = \max_{\varphi \in \Phi} \{|M_0(\mathbf{u}, \varphi)|, |M_1(\mathbf{u}, \varphi)|\}, \quad (3)$$

където $|M_0(\mathbf{u}, \varphi)|$ и $|M_1(\mathbf{u}, \varphi)|$ са приведените неуравновесени моменти върху стрелата без товар и при номинален товар.

Косвена оценка за съвършенството на механизма във връзка със загубите на енергия поради триенето в двоиците му и за разхода на материал за изработване на звената му е критерият

$$F_2(\mathbf{u}) = \max_{v \in N_R} \max_{\varphi \in \Phi} R_v(\mathbf{u}, \varphi), \quad (4)$$

където $N_R = \{1, 2, \dots, 7\}$, а с R_v са означени големините на реакциите в двоиците му.

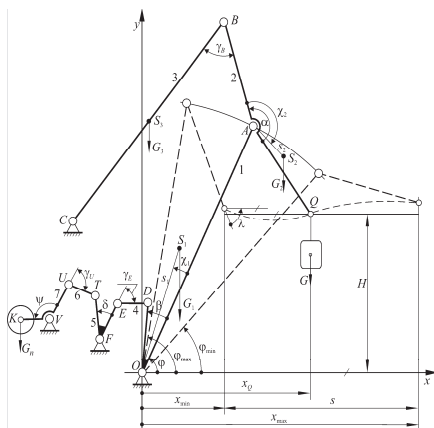
За трети приемаме т.н. енергиен критерий

$$F_3(\mathbf{u}) = \max\{E_0, E_1\}, \quad (5)$$

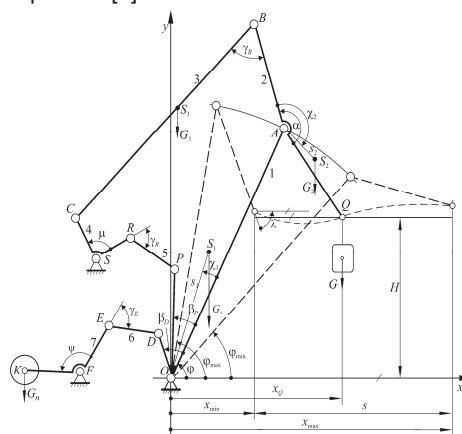
$$E_0 = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} |M_0(\mathbf{u}, \varphi)| d\varphi \quad E_1 = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} |M_1(\mathbf{u}, \varphi)| d\varphi$$

където φ_{\min} и φ_{\max} са енергиите за завъртане на стрелата от минимален до максимален обсег на действие без товар и с номинален товар.

Вторият модел е осемзвеният механизъм, състоящ се от четиризвенов направляващ OАQВС и шестзвенов уравновесяващ ODEFТUVK, показан на фиг. 2. Параметрите при този механизъм $l_{OA}, l_{AQ}, l_{AB}, l_{BC}, x_C, y_C, \alpha, l_{OD}, l_{DE}, l_{EF}, x_F, y_F, \delta, l_{FT}, l_{TU}, l_{UV}, l_{VK}, \beta, \psi$ отново дефинираме аналогично на работа [2].



Фиг.2. Структурна схема на стреловия механизъм H1Y2



Фиг.3. Осемзвенов механизъм H2Y1 за стреловата система

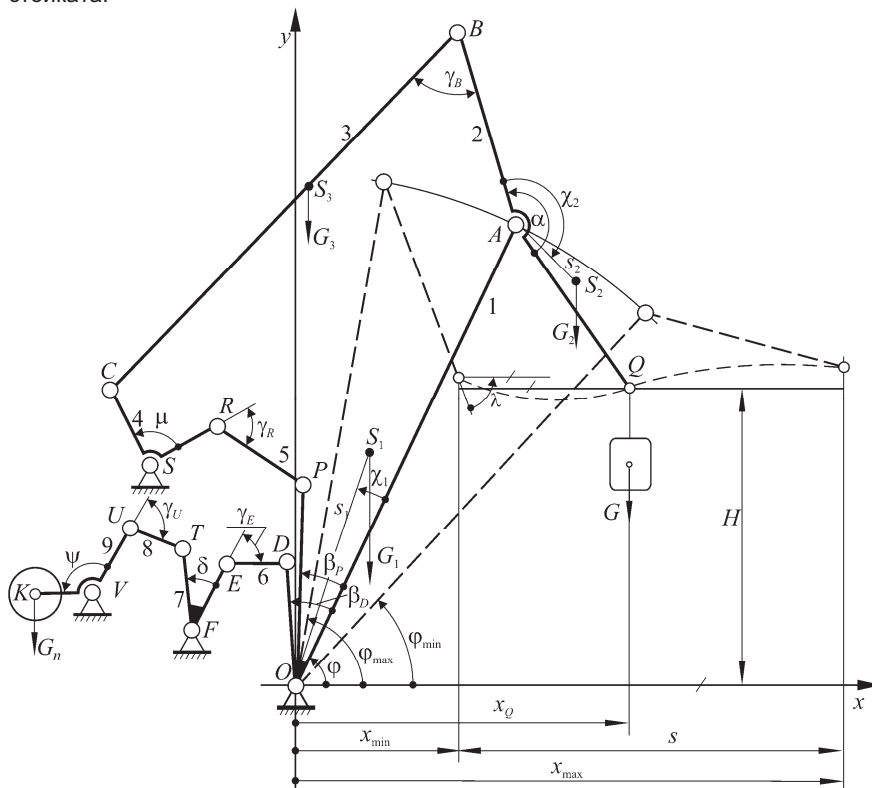
Третият модел е осемзвеният механизъм, състоящ се от шестзвенов направляващ OАQBCSRP и четиризвенов уравновесяващ ODEFK, показан на фиг. 3.

Параметрите при този механизъм $l_{OA}, l_{AQ}, l_{AB}, l_{BC}, l_{SC}, l_{SR}, l_{PR}, l_{OP}, x_S, y_S, \alpha, \beta_P, \delta, l_{OD}, l_{DE}, l_{EF}, x_F, y_F, \beta_D, \psi$ дефинираме по аналогичен начин.

Четвъртият модел е десетзвеният механизъм, състоящ се от шестзвенов направляващ OАQBCSRP и шестзвенов уравновесяващ ODEFТUVK, показан на фиг. 4. Параметрите при този механизъм $l_{OA}, l_{AQ}, l_{AB}, l_{BC}, l_{SC}, l_{SR}, l_{PR}, l_{OP}, x_S, y_S, \alpha, \beta_P, \delta, l_{OD}, l_{DE}, l_{EF}, x_F, y_F, \beta_D, \psi$ отново дефинираме аналогично на работа [2].

При дефинираните по-горе критерии са създадени програмни продукти за оптимизационен синтез на втори, трети и четвърти модели, означени съответно H1Y2,

H2Y1 и H2Y21 при ограничения за запазване параметрите на стрелата, хобота и стойката.



Фиг.4. Десетзвънен механизъм H2Y2 за стреловата система

Задачата е решена при следните данни: $G_H=100$ kNm; $s=25$; $H_{\min}=14$; $l_{OA}=26,3$; $l_{AQ}=11,6$; $l_{AB}=4,1$; $l_{BC}=22,1$; $x_C=-4,25$; $y_C=9,5$; $\alpha=176$; $l_{OD}=6,61$; $l_{DE}=5,61$; $l_{EF}=2$; $l_{FK}=6$; $x_F=-2,7$; $y_F=10$; $\beta=17,62$; $\psi=147,95$; $G_n=147,6$ kNm. Линейните величини са в m, а ъглите в deg. Тези данни съответстват на съществуващ портален кран, изработен в Русенския корабостроителен завод, който използваме като прототип.

С помощта на програмен продукт за анализ са пресметнати стойностите на критериите за съществуващия механизъм и са представени в ред 1 на табл. 1. В същата таблица са дадени и резултатите от оптимизационния синтез на механизмите H1Y1-1 (ред 2), H1Y2 (ред 3), H2Y1 (ред 4) и H2Y2 (ред 5).

Таблица 1.

Резултати от синтеза и анализа

№	Вид на механизма	F_1 , kNm	F_2 , kN	F_3 , kJ
1	H1Y1	691,7	897,5	193
2	H1Y1-1	509,4	836,1	179,6
3	H1Y2	388,7	733,7	129,4
4	H2Y1	335,3	723,0	116,7
5	H2Y2	233,4	717,8	97,5

Резултатите от табл.1 показват, че за всеки от оптимизираните механизми е получено решение, за което и трите критерия са с по-ниски стойности от съществуващия прототип.

От получените данни се вижда, че с увеличаване броя на варируемите параметри при усъвършенстването на механизма в пъти се подобряват критерия F_1 и F_3 , а най-трудно се променя F_2 . При механизма от фиг.2 се подобрява почти двойно критерия F_1 и с над 30 % критерия F_3 само с добавянето на две малогабаритни звена към уравновесяващата му част. Същото се отнася и при механизма от фиг.3, при който само с добавянето на две малогабаритни звена към направляващата му част се подобрява над два пъти критерия F_1 и с над 40 % критерия F_3 . При механизма от фиг.4 са добавени четири малогабаритни звена, при което се подобрява около три пъти критерия F_1 и около два пъти енергийния критерия F_3 .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършените изследвания, свързани със силовото и енергийно усъвършенстване на съществуващи в практиката стрелови механизми на портални кранове, позволяват да се направят следните по-важни **изводи**:

1. Увеличаването броя на варируемите параметри на стреловия механизъм, води до намаляване в пъти на силовото и енергийното натоварване на крана.

2. Чрез замяната на четиризвенните структури само на направляващите, или само на уравновесяващите им механизми с шестзвенни, като са добавени две малогабаритни звена, се подобрява почти двойно силовия критерий F_1 , оценяващ степента на уравновесеност на механизма и с над 30 % енергийния критерий F_3 , определящ разхода на енергия за завъртане на стрелата от минимален до максимален обсяг на действие без товар и с номинален товар.

3. При използването на десетзвене стрелови механизъм, състоящ се от шестзвене направляващ и шестзвене уравновесяващ се подобрява около три пъти критерия F_1 и около два пъти критерия F_3 .

ЛИТЕРАТУРА

[1] Мисора, В.П. Исследование и оптимальное проектирование уравновешивающих устройств стреловых систем порталных кранов. Автореф. дисерт. на соиск. уч. степ. к.т.н.,Харков,1980.

[2] Стойков, С. Б. Оптимизационен синтез на механизми за стреловата система на портален кран с участие на екстремален синтез. Дис. д-р, Русенски университет, 2009, 170 с.

[3] Стойков С., Т. Узунов. Усъвършенстване на използван в практиката уравновесяващ механизъм на портални кранове. сп. Механика на машините, № 94, Варна, 2011, с. 12-15.

[4] Шеффлер, М., Х. Дресиг, Ф. Курт. Грузоподъемные краны. Машиностроение, М., 1981.

За контакти:

Доц. д-р инж. Тони Иванов Узунов, катедра "Теория на механизмите и машините, Подемно-транспортна техника и технологии", Русенски университет "Ангел Кънчев", Тел.: 082/ 888 664, 888 239, e-mail: tuzunov@uni-ruse.bg.

Доц. д-р инж. Стоян Борисов Стойков, катедра "Теория на механизмите и машините, Подемно-транспортна техника и технологии", Русенски университет "Ангел Кънчев", Тел.: 082/ 888 486, e-mail: sstoykov@uni-ruse.bg.

Рецензент: проф. д-р Огнян Алипиев