

Оптимизационен синтез по съседни положения на уравниващия шарнирен четиризвенник на портален кран

Стоян Стойков, Тони Узунов

Optimization synthesis on adjacent positions for four-bar linkage balancing mechanism of a portal crane: The work applies optimization approach combined with the kinematical geometry on adjacent positions to determine the parameters for four-bar linkage balancing mechanism of a portal crane. A concrete example of synthesis of balancing mechanism for existing portal crane is given.

Key words: kinematical synthesis of mechanisms, adjacent positions, optimization synthesis.

ВЪВЕДЕНИЕ

Механизмът за стреловата система на портален кран представлява съвкупност от направляващ и уравниващ механизъм, които имат общо звено – стрелата на крана. Уравниващият механизъм може да се изпълни като шестзвенен [2], [3], осемзвенен [4], но най-често срещана конструкция е шарнирен четиризвенник. В работа [1] е установено, че уравниващият шарнирен четиризвенник на порталния кран може да бъде синтезиран по положения, т.е. с апарата на кинематичната геометрия, но синтезът там е извършен без оптимизация.

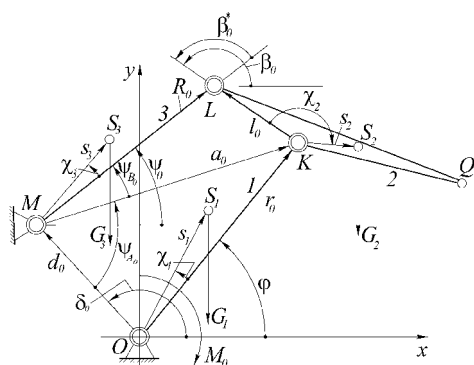
Целта на настоящата работа е да се приложи оптимизационен подход, съчетан с кинематичната геометрия на съседните положения, за определяне на параметрите на уравниващия шарнирен четиризвенник на портален кран.

В схемата на направляващия шарнирен четиризвенник $OKLM$ на крана (фиг. 1) с S_1 , S_2 и S_3 са означени центровете на тежестта на звената 1, 2 и 3. Използват се насочени отсечки и ориентирани ъгли. Стойностите на тези отсечки за краткост на фиг. 1 са означени с $l_{OK}=r_0$, $l_{KQ}=q_0$, $l_{KL}=l_0$, $l_{ML}=R_0$, $l_{OM}=d_0$, $l_{OS1}=s_1$, $l_{KS2}=s_2$, $l_{MS3}=s_3$, $l_{MK}=a_0$, а на уравниващия механизъм от фиг. 2 – с $l_{OKy}=r_1$, $l_{KyL}=l_1$, $l_{MyLy}=R_1$, $l_{OMy}=d_1$, $l_{MyS5}=s_5$.

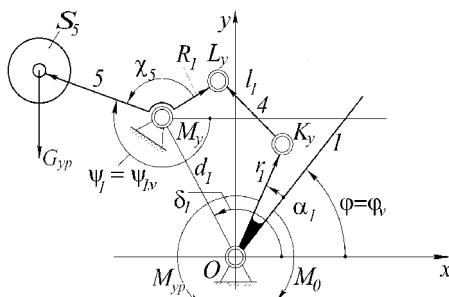
Приведеният към звеното 1 (фиг. 1) и подлежащ на уравнивяване момент M_0 на теглата G_1 , G_2 и G_3 на звената на стреловия шарнирен четиризвенник $OKLM$ е

$$M_0 = -G_1 s_1 \cos(\varphi + \chi_1) - G_2 r_0 \cos \varphi - G_2 s_2 \cos(\beta_0 + \chi_2) \frac{d\beta_0}{d\varphi} - G_3 s_3 \cos(\psi_0 + \chi_3) \frac{d\psi_0}{d\varphi}. \quad (1)$$

За приведения също към звеното 1 уравниващ момент M_{yp} (фиг. 2) на противотежестта G_{yp} , закрепена върху крайното звено 5 на уравниващия шарнирен четиризвенник $OK_yL_yM_y$ може да се запише



Фиг. 1. Направляващ механизъм



Фиг. 2. Уравниващ механизъм

$$M_{yp} = -M_5 \cos \psi_1 \frac{d\psi_1}{d\varphi}, \quad M_5 = G_{yp} s_5. \quad (2)$$

Теглата G_1 , G_2 и G_3 ще бъдат напълно уравновесени от противотежестта G_{yp} във всяко работно положение на стреловия шарнирен четиризвенник, ако за всяка стойност на ъгъла φ в работния интервал $[\varphi_{\min}, \varphi_{\max}] = \Phi$ на механизма е изпълнено

$$M_0 + M_{yp} = 0. \quad (3)$$

Като заместим двата момента с по-горните изрази и интегрираме полученото диференциално уравнение, предполагайки, че на $\varphi = \varphi_1$ съответствува $\psi_1 = \psi_{1,1}$, ще получим една функция $\psi_1 = \psi_1(\varphi)$, с която в интервалът Φ трябва да съвпада тъждествено функцията на положенията $\psi_1^n = \psi_1^n(\varphi)$ на уравновесяващия шарнирен четиризвенник

$$\psi_1 = \arcsin[C_1 \sin(\varphi + \chi_1) + C_2 \sin \varphi + C_3 \sin(\beta_0 + \chi_2) + C_4 \sin(\psi_0 + \chi_3) + C_5], \quad (4)$$

където

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{G_1 s_1}{M_5}, & C_2 = -\frac{G_2 r_0}{M_5}, & C_3 = -\frac{G_2 s_2}{M_5}, & C_4 = -\frac{G_3 s_3}{M_5} \text{ и} \\ C_5 = \sin \psi_{1,1} - C_1 \sin(\varphi_1 + \chi_1) - C_2 \sin \varphi_1 - C_3 \sin(\beta_{0,1} + \chi_2) - C_4 \sin(\psi_{0,1} + \chi_3) \end{cases} \quad (5)$$

Реализирането (апроксимирането) на функцията (4) от функцията на положенията $\psi_1^n = \psi_1^n(\varphi)$ на механизма $OK_y L_y M_y$ (чрез определяне на останалите му параметри) е възможно само приблизително, т.е. така, че двете функции да имат в интервала Φ няколко общи точки. Тези точки се избират предварително (също по подходящ начин), наричат се апроксимационни възли и броят им не може да бъде по-голям от пет. Най-често се приема възлите да са четири, за да се получи семейство от решения, определено от т.н. криви на Бурместър. Очевидно за апроксимационните възли е изпълнено $\Delta\psi = \psi_1^n - \psi_1 = 0$.

ИЗЛОЖЕНИЕ

В разглежданата оптимизационна задача за синтез на уравновесяващия шарнирен четиризвенник е целесъобразно за дадени да приемем параметрите му δ_1 и d_1 , които за краткост представяме като компоненти на вектора $\mathbf{w} = (\delta_1, d_1)^T$.

Приемаме да синтезираме механизма по четири положения, първите две от които да са безкрайно близки. Със стойностите на величините, които се приемат свободно, но целесъобразно (в случая това са φ_i ($i = 1, 2, 3$), $\psi_{1,1}$, M_5 и параметърът (ъгълът δ), определящ точките K_y и L_y върху кривите на Бурместър) в процеса на синтеза може да се варира за получаване на по-добро решение. Представяме варируемите параметри с вектора $\mathbf{u} = (\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \psi_{1,1}, M_5, \delta)^T$.

Преди да започне синтеза се пресмята производната $d\psi_1/d\varphi = M_0/(M_5 \cos \psi_1)$ в първия възел, което следва от (2) и (3). След това по формула (4) се намират ординатите $\psi_{1,i}$ ($i = 2, 3$) на останалите възли. По-нататък е съставен програмен продукт за синтез на уравновесяващия шарнирен четиризвенник по 4 положения (първите две безкрайно близки), с помощта на който се определят *изчисляемите* параметри r_1 , l_1 , R_1 , α_1 и χ_5 . Представяме ги с вектора $\mathbf{v} = (r_1, l_1, R_1, \alpha_1, \chi_5)^T$.

Приети са допълнителни условия на синтеза (ограничения от тип неравенства), най-важните от които са условията за устойчиво равновесно положение (възел на устойчиво равновесие) и се описват с ограниченията

$$\Delta M(\mathbf{w}, \mathbf{u}, \varphi_{\min}) \geq M^+, \quad (6)$$

$$\Delta M(\mathbf{w}, \mathbf{u}, \varphi_{\max}) \leq -M^+, \quad (7)$$

където $M^+ > 0$ е зададена гранична стойност.

За степента на уравновесеност на стреловия шарнирен четиризвенник, характеризираща едно намерено решение, се съди по максималната абсолютна стойност

$|\Delta M|_{\max}$ на остатъчния момент $\Delta M = M_0 + M_{yp}$, която може да бъде определена чрез анализ на синтезирания механизъм за редица стойности на ъгъла φ в интервала $[\varphi_{\min}, \varphi_{\max}]$. Подходящ критерий за оценка на постигната степен на уравниовесеност е и

енергийния критерий, зададен чрез величината $E^+ = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} |\Delta M| d\varphi$. При пълно

уравниовесяване и двата критерия са нула. За трети критерий приемаме минималния ъгъл на предаване на движението $\gamma(\varphi, \mathbf{u})$, който се явява в шарнира L_y . И трите критерия се минимизират в оптимизационния процес.

Въвеждаме означения за критериите $F_1 = |\Delta M|_{\max}$, $F_2 = E^+$, $F_3 = \min_{\varphi \in \Phi} \gamma(\varphi, \mathbf{u})$.

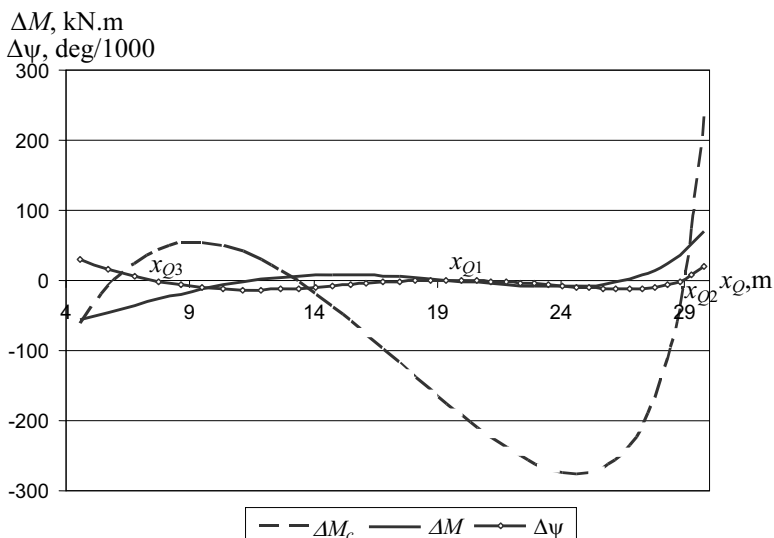
Решаваме задачата като еднокритериална. Коя да е от величините F_1 или F_2 може да служи за главен критерий при намирането на оптималното решение в разглежданата задача, а останалите две приемаме за посткритерии.

В числения пример, който следва за главен критерий сме приели F_1 , а F_2 и F_3 разглеждаме като посткритерии.

Числен пример.

Параметрите на стреловия шарнирен четиризвенник на изработен в ККК "Ив. Димитров"–Русе пристанищен портален кран (100 kN/32 m) са: $\delta_0 = 114,102^\circ$, $d_0 = 10,407$ m, $r_0 = 26,3$ m, $l_0 = 4,1$ m, $R_0 = 22,1$ m, $k_{B0} = 1$, $\chi_1 = 1^\circ$, $s_1 = 11,725$ m, $G_1 = 162$ kN, $\chi_2 = 165,55^\circ$, $s_2 = 2,6$ m, $G_2 = 95,14$ kN, $\chi_3 = 0$, $s_3 = 11,05$ m, $G_3 = 27,6$ kN, $\varphi_{\min} = 44^\circ$ и $\varphi_{\max} = 82^\circ$.

Синтезираме за него по изложената методика уравниовесяващ шарнирен четиризвенник, за който получаваме: за абсцисите на апроксимационните възли - $\varphi_1 = 62,7^\circ$ ($x_{Q1} = 19,41$ m), $\varphi_2 = 45,8^\circ$ ($x_{Q2} = 28,87$ m), $\varphi_3 = 79,2^\circ$ ($x_{Q3} = 7,34$ m), за ординатата на първия от тях - $\psi_{1,1} = 198,6^\circ$, за комплексния параметър - $M_5 = 984,8$ kN.m, за ординатите на другите два апроксимационни възела - $\psi_{1,2} = 148,805^\circ$, $\psi_{1,3} = 226,39^\circ$ за производната $(d\psi_1 / d\varphi)_1 = 1,912967535$. Приемаме по конструктивни съображения още $\delta_1 = 105,11^\circ$ и $d_1 = 10,358$ m да са равни на съществуващите. За останалите параметри на получения уравниовесяващ шарнирен четиризвенник имаме: $\alpha_1 = 18,94^\circ$, $r_1 = 1,602$ m, $l_1 = 9,058$ m, $R_1 = 0,364$ m, $k_{B1} = 1$, $\chi_5 = 156,81^\circ$.



Фиг. 3 Диаграма на остатъчните моменти

На фиг. 3 с пълтна линия е изобразено изменението на остатъчният момент ΔM на синтезирания механизъм в зависимост от промяната на обсега x_Q , респективно от ъгъла φ на стрелата на крана. С прекъснатата линия е дадена диаграмата на неуравновесения момент $\Delta M = \Delta M(x_Q)$ на поставения от завода уравниваещ шарнирен четиризвенник, който има следните параметри: $\delta_1 = 105,11^\circ$, $d_1 = 10,358$ m, $r_1 = 6,61$ m, $\alpha_1 = 17,616733^\circ$, $l_1 = 5,61$ m, $R_1 = 2,00$ m, $k_{B1} = 1$, $\chi_5 = 147,9497^\circ$ и $M_5 = 869$ kN.m.

При съществуващия уравниваещ механизъм за максималния остатъчен момент след анализ на механизма получаваме $|\Delta M|_{\max} = 269,8$ kN.m и за енергийния критерий – $E^+ = 91,85$ kJ, а при новопроектирания механизъм – $|\Delta M|_{\max} = 70,9$ kN.m (близо четири пъти по-малък) и $E^+ = 13,54$ kJ (близо седем пъти по-малък). По-добра е и минималната стойност на ъгъла на предаване на движението ($34,6^\circ$ при новопроектирания механизъм срещу $22,1^\circ$ при съществуващия).

На същата фиг. 3 чрез линия с точки е изобразена и диаграмата $\Delta \psi = \Delta \psi(x_Q)$ с дадено разположение на апроксимационните възли x_{Q1} , x_{Q2} и x_{Q3} в работния диапазон на изменение обсега на крана, а като се отчете графичния мащаб се вижда и незначителното отклонение от теоретичната крива $\psi_1(\varphi)$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С помощта на разработения оптимизационен подход са получени параметри на усъвършенстван уравниваещ шарнирен четиризвенник на портален кран, при който силовото и енергийно натоварване са понижени, съответно с четири и със седем пъти спрямо съществуващия.

От получената диаграма се вижда, че синтезираният механизъм има две пресечни точки с абсцисата, които са възли на устойчиво равновесие и в сравнение със съществуващия са разположени към средните положения на изменението на обсега на стрелата, което е по-благоприятно от експлоатационна гледна точка.

Създаденият оптимизационен подход може да се използва за синтезиране на нови и модернизиране на съществуващи четиризвенни уравниваещи механизми за стреловата система на портални кранове.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Енчев К. Ц., В. Т. Пиргозиев, С. Б. Стойков. Относно възможностите за синтез по положения на уравниваещия шарнирен четиризвенник на пристанищния портален кран. Сб. „Анализ и синтез на механизмите“, София, 1985.
- [2] Мисюра В. П., В. Ю. Штейнгард. К синтезу шарнирно-сочлененных укосин при автоматизированом проектировании порталных кранов. Вестник машиностроения, 1984, №10, с. 35-37.
- [3] Пайер Г., М.Шеффлер, Х.Кильхорн, Г.Адам, Ф.Курт. Грузоподъемные краны. Кн.1, М., Машиностроение, 1981, с. 216, (пер. с нем.).
- [4] Stoyan Stoykov, Toni Uzunov. Structural synthesis of balance mechanisms for the jib system of a portal crane. International conference general machine design, University of Ruse, 2009, pg 169-172.

За контакти:

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.

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.

Докладът е рецензиран.