

Andrzej MACZYŃSKI, Stanisław WOJCIECH
 AKADEMIA TECHNICZNO-HUMANISTYCZNA W BIELSKU-BIAŁEJ,
 WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I INFORMATYKI

Optymalizacja w planowaniu ruchu urządzeń dźwigowych – część I

Dr hab. inż. Andrzej MACZYŃSKI

Pracuje na stanowisku profesora w Katedrze Mechaniki i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. W pracy naukowej zajmuje się głównie dynamiką i sterowaniem ruchami roboczymi maszyn, przy czym szczególnym przedmiotem jego zainteresowania są żurawie. Jest autorem bądź współautorem blisko 60 publikacji.



e-mail: amaczynski@ath.bielsko.pl

Prof. dr hab. n.t. Stanisław WOJCIECH

Jest kierownikiem Katedry Mechaniki i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. Związany ze szkolnictwem wyższym od blisko czterdziestu lat. W swojej pracy naukowej zajmuje się dynamiką układów wielocłonowych. Autor bądź współautor ponad 200 publikacji.



e-mail: swojciech@ath.bielsko.pl

Streszczenie

Jest to pierwsza część pracy, w której przedstawiono ogólne sformułowanie zadania optymalizacji dynamicznej polegającego na poszukiwaniu dyskretnej wartości funkcji napędowej, zapewniającej minimalizację pewnego funkcjonału (funkcji celu). Obliczenie wartości funkcjonału, która zależy od funkcji napędowej, wymaga całkowania równań ruchu układu, a więc rozwiązania prostego zadania dynamiki. Zaproponowany algorytm postępowania zilustrowano przykładami dotyczącymi poszukiwania optymalnych funkcji napędowych dla różnych żurawi.

Słowa kluczowe: optymalizacja, funkcje napędowe, pozycjonowanie, stabilizacja, żuraw.

Optimisation in planning motion of cranes – part I

Abstract

In the paper a general formulation of a dynamic optimization task is presented. In the task the discrete values determining a drive function are searched. The optimal drive function has to minimize a specific functional (objective function). Calculating the value of the functional, that depends on the drive function requires integration of equations of the motion system, so the simple dynamic task has to be solved. The equations of the motion system may be presented in the form (1) – part I. The additional boundary conditions can be put on the drive function or on the elements of the vector of decisive variables. Algorithm of the proposed procedure has been illustrated by various examples of searching optimal drive functions for different types of cranes. Research of a drive function for a hoisting winch of an onshore crane that minimizes dynamic deformation of the rope during lifting the load from a floating ship are presented in the paper. Also a drive function of slewing of upper structure of a mobile telescopic crane that ensures the final load positioning is determined. The problem of stabilization of load position is solved for an offshore crane type A-frame. Effectiveness of proposed method of optimization has been experimentally verified on the laboratory stand. The method can be useful for initial analysis of control system of the crane and can constitute a base for investigations concerning so called “map of base functions”.

Keywords: optimisation, drive functions, positioning, stabilisation, crane.

1. Wstęp

W pracach przeładunkowych, montażowych, budowlanych stosowane bywają różne odmiany żurawi. Jednak bez względu na typ żurawia pewne problemy związane z ich eksploatacją są podobne. Z uwagi na bezpieczeństwo, dokładność oraz efektywność prowadzonych przy ich użyciu prac istotne są zagadnienia: ograniczenia obciążeń dynamicznych w układzie linowym, pozycjonowania ładunku na zakończenie ruchu obrotowego czy stabilizacji położenia ładunku. Szczególnie duże obciążenia dynamiczne występują podczas podnoszenia ładunku – jest to w zasadzie problem dotyczący wszystkich odmian żurawi. Jednak z uwagi na specyficzne warunki środowiskowe jego znaczenie rośnie w żurawiach

typu offshore i onshore. Żurawie offshore posadowione są na jednostkach pływających, głównie statkach oraz platformach wiertniczych i wydobywczych, natomiast żurawie onshore mają stałą bazę, lecz współpracują z jednostkami pływającymi. Cechą charakterystyczną tych żurawi są znaczne ruchy podstawy i/bądź ładunku wywołane falowaniem. W żurawiach offshore dużą wagę ma zagadnienie stabilizacji położenia ładunku. Pozycjonowanie jest natomiast szczególnie istotne tam, gdzie obrót żurawia odbywa się ze stosunkowo dużymi prędkościami przy znacznych długościach wysięgnika. Warunki takie występują na przykład w pracy samojedźnych żurawi teleskopowych.

W krajowej i światowej literaturze można spotkać szereg publikacji poświęconych zagadnieniom sterowania żurawi [1-8]. Dotyczą one zarówno pozycjonowania, stabilizacji, minimalizacji wahań jak i zapewnienia stateczności żurawia podczas pracy.

W niniejszej publikacji zostanie przedstawione zastosowanie metod nieliniowej optymalizacji dynamicznej do doboru funkcji napędowych mechanizmów roboczych wybranych żurawi. Wyznaczone funkcje napędowe zapewniają ograniczenie obciążeń dynamicznych bądź pozycjonowanie ładunku czy też stabilizację jego położenia. Zaprezentowane przykłady dotyczyć będą różnych żurawi. W pierwszej części artykułu rozważany będzie wysięgnikowy żuraw onshore w aspekcie ograniczenia odkształceń w linie nośnej, natomiast w drugiej, samochodowy żuraw teleskopowy w kontekście końcowego pozycjonowania ładunku w ruchu obrotowym nadwozia oraz żuraw offshore typu A-rama w nawiązaniu do stabilizacji położenia ładunku.

2. Równania dynamiczne modelu żurawia

Powszechnie wykorzystywane obecnie metody symulacji układów dynamicznych wymagają sformułowania odpowiedniego modelu i jego równań ruchu. Równania te mogą być zdefiniowane w sposób jawny – opracowane przez autorów modelu, lub też generowane automatycznie przez odpowiedni program, na przykład Adams, Ansys itd. Jawne sformułowanie, przy znanej strukturze i geometrii układu, prowadzi do układu równań różniczkowych zwyczajnych o postaci:

$$A\ddot{q} = F(t, q, \dot{q}), \quad (1.1)$$

przy przyjęciu wymuszenia kinematycznego w układach napędowych, lub:

$$A\ddot{q} = F(t, q, \dot{q}, M), \quad (1.2)$$

przy przyjęciu wymuszeń siłowych, przy czym:

$$q(0) = q_0, \quad \dot{q}(0) = q_1, \quad (1.3)$$

gdzie:

- $\mathbf{q} = [q_1, q_2, \dots, q_n]^T$ – wektor współrzędnych uogólnionych układu,
 $\mathbf{A} = \mathbf{A}(\mathbf{q})$ – macierz bezwładności,
 \mathbf{F} – wektor wymuszeń pochodzących od sił sprężystości, tłumienia, odśrodkowych, Coriolisa, żyroskopowych,
 \mathbf{M} – wektor sił i momentów napędowych,
 $\mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}_0$ – wektory początkowych wartości współrzędnych i prędkości uogólnionych.

Rozwiązanie układu równań (1.1) i (1.3) lub (1.2) i (1.3) polega więc na rozwiązaniu zadania początkowego dla układu równań różniczkowych zwyczajnych. W praktyce zadanie to bywa rozwiązywane na drodze numerycznej. W efekcie możemy uzyskać odpowiedź między innymi na pytanie jak porusza się układ mechaniczny (w szczególności żuraw) i jego poszczególne elementy pod wpływem przyłożonych wymuszeń.

Dla układów z więzami w miejsce układu równań (1.1) lub (1.2) formułuje się układ równań różniczkowych zwyczajnych i równań algebraicznych nieliniowych. W modelu z wymuszeniem siłowym przyjmują one postać:

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{F}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{M}), \quad (2.1)$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}, \quad (2.2)$$

gdzie:

- $\mathbf{q}, \mathbf{A}, \mathbf{F}$ – określone jak w (1),
 $\mathbf{R} = [R_1, R_2, \dots, R_m]^T$ – wektor reakcji więzów,
 $\mathbf{D} = \mathbf{D}(\mathbf{q})$ – macierz współczynników,
 $\mathbf{G} = [g_1(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}), \dots, g_m(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})]^T$ – wektor równań więzów,
 m – liczba składowych wektora reakcji więzów.

Równania (2) muszą być uzupełnione warunkami początkowymi. Niekiedy przed ich rozwiązaniem, równania więzów geometrycznych i kinematycznych sprowadza się, poprzez różniczkowanie, do postaci:

$$\mathbf{D}^T \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (3)$$

i ostatecznie równania ruchu oraz więzów przyjmują postać:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{D} \\ \mathbf{D}^T & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{M}) \\ \mathbf{Q}(T, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \end{bmatrix}. \quad (4)$$

W kolejnym rozdziale będziemy rozpatrywali równania ruchu w postaci (1). Podejście takie nie zmniejsza jednak ogólności rozważań, gdyż jak wskazuje przedstawione powyżej postępowanie, równania te łatwo rozszerzyć na przypadek układu z więzami.

Czas numerycznego całkowania równań ruchu układu dynamicznego jest ściśle powiązany z liczbą stopni swobody układu n . Mniejsza liczba n to krótszy czas obliczeń, jednak z drugiej strony może pojawić się wówczas problem z poprawnym opisem własności modelowanego układu. Model o znacznej liczbie stopni swobody, dobrze odzwierciedlający rzeczywistość, nie nadaje się natomiast do zastosowania w sterowaniu w czasie rzeczywistym. Także użycie takiego modelu w zagadnieniach optymalizacyjnych, wymagających wielokrotnego całkowania równań ruchu układu, jest kłopotliwe. Dlatego, w większości dotychczasowych prac związanych z doбором funkcji napędowych żurawi, autorzy opracowywali po dwa modele – uproszczony, stosowany na etapie poszukiwania optymalnej funkcji napędowej, oraz podstawowy, przeznaczony do zasadniczych obliczeń dynamicznych, w tym do numerycznej weryfikacji przydatności dobranej funkcji napędowej.

3. Optymalizacja dynamiczna – sformułowanie zadania

Ogólnie, jak zaznaczono w równaniu (1.2), wektor sił i momentów napędowych może mieć wiele składowych (np. mogą być poszukiwane równocześnie momenty działające w mechanizmie obrotu i na bęben wciągarki). Poniżej, dla przejrzystości analiz, ograniczono się do poszukiwania jednej funkcji napędowej. Rozwiązanie zagadnienia wyznaczenia wielu funkcji napędowych jest prostym uogólnieniem tych rozważań. W naszym przypadku zadanie optymalizacji polega, zatem na takim doborze funkcji wymuszającej $M(t)$ (może to być zarówno wymuszenie siłowe jak i kinematyczne) aby zapewnić:

1. minimalizowanie funkcjonału:

$$\Omega(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, M), \quad (5)$$

2. spełnienie warunków:

$$e_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, n_e, \quad (6.1)$$

$$M_L(t) < M(t) < M_R(t), \quad (6.2)$$

gdzie:

- n_e – liczba warunków ograniczających,
 $M_L(t), M_R(t)$ – znane funkcje ograniczające funkcję $M(t)$.

Obliczenie wartości funkcjonału Ω oraz funkcji e_i wymaga znajomości wektorów $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}$ odpowiadających funkcji napędowej $M(t)$. Konieczne jest zatem całkowanie równań ruchu układu podanych w poprzednim rozdziale. Tak sformułowane zadanie optymalizacji bywa nazywane optymalizacją dynamiczną [9]. Jego rozwiązywanie polega na poszukiwaniu funkcji $M(t)$ (a nie pojedynczej wartości). W każdym kroku optymalizacji całkowane są równania dynamiki układu.

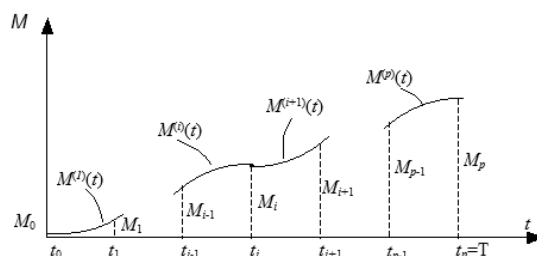
Zagadnienie doboru funkcji napędowej $M(t)$ można sprowadzić do klasycznego zagadnienia optymalizacji poprzez dyskretyzację. Niech $t \in \langle 0, T \rangle$ oraz:

$$M_i = M(t_i) \quad i = 0, 1, 2, \dots, p, \quad (7)$$

gdzie:

$$t_i = \frac{T}{p} i,$$

$p + 1$ – liczba punktów dyskretyzacji.



Rys. 1. Przybliżenie funkcji $M(t)$ funkcjami sklejanymi trzeciego stopnia
 Fig. 1. Approximation of function $M(t)$ by means of third-order spline functions

Stosując funkcje sklepane trzeciego stopnia – rys. 1 (możliwe jest zastosowanie wielomianów innych stopni) można wartość funkcji $M(t)$ dla $t \in \langle t_{i-1}, t_i \rangle$ ($i=1, \dots, p$) określić ze wzoru:

$$M^{(i)}(t) = a_i(t_i - t_{i-1})^3 + b_i(t_i - t_{i-1})^2 + c_i(t_i - t_{i-1}) + M_{i-1}. \quad (8)$$

Współczynniki a_i, b_i, c_i dobiera się tak, aby:

$$M^{(i)}(t_i) = M_i \quad \text{dla } i = 1, 2, \dots, p, \quad (9.1)$$

$$M^{(i)}(t_i) = M^{(i+1)}(t) \quad \text{dla } i = 1, 2, \dots, p-1, \quad (9.2)$$

$$M^{(i)r}(t_i) = M^{(i+1)r}(t) \quad \text{dla } i = 1, 2, \dots, p-1, \quad (9.3)$$

oraz:

$$M^{(i)}(t_0) = 0 \quad \text{lub} \quad M^{(i)r}(t_0) = 0, \quad (10.1)$$

$$M^{(i)}(t_p) = 0 \quad \text{lub} \quad M^{(i)r}(t_p) = 0. \quad (10.2)$$

Równania (9) i (10) stanowią układ $3p$ równań algebraicznych o $3p$ niewiadomych. Może on być stosunkowo łatwo rozwiązany przez zastosowanie postępowania rekurencyjnego.

Ostatecznie zadanie doboru optymalnej funkcji napędowej sprowadza się do wyznaczenia $p+1$ wartości M_i , a więc wektor zmiennych decyzyjnych w rozpatrywanym zagadnieniu można zapisać jako:

$$\mathbf{M} = [M_0, M_1, \dots, M_p]^T. \quad (11)$$

Zatem rozpatrywane zadanie optymalizacji dynamicznej można sformułować następująco:

Znaleźć wartości M_0, \dots, M_p będące elementami wektora (11), tak aby minimum osiągał funkcjonal:

$$\Omega(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, M_0, \dots, M_p) \quad (12)$$

oraz spełnione były warunki:

$$e_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, n_e, \quad (13.1)$$

$$e_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, n_e, \quad (13.1)$$

$$M_{iL} < M_i < M_{iR}; M_{iL} = M_L(t_i); M_{iR} = M_R(t_i) \quad i = 0, \dots, p. \quad (13.2)$$

Wektory $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}$ otrzymuje się poprzez całkowanie równań ruchu układu:

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{F}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, M_0, \dots, M_p), \quad (14)$$

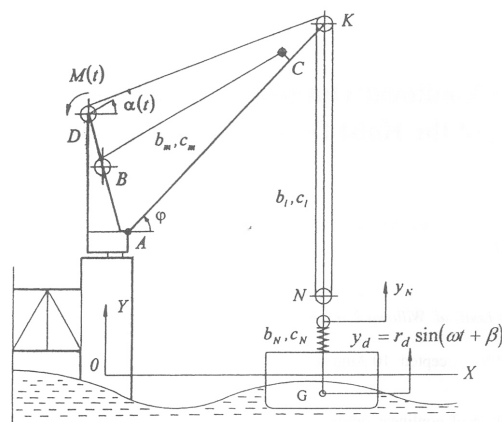
w przedziale $(0, T)$, przy warunkach początkowych (1.3).

Do rozwiązania tak zdefiniowanego zadania optymalizacji można zastosować dowolną metodę. Należy zwrócić uwagę, że dla każdej kombinacji składowych wektora zmiennych decyzyjnych \mathbf{M} konieczne jest całkowanie układu równań ruchu (14). Z nich bowiem wyznacza się wartości wektorów $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}$, które następnie pozwalają obliczyć wartości funkcjonu Ω oraz funkcji ograniczających e_i . We wszystkich prezentowanych dalej przykładach do ich całkowania stosowano metodę Rungego-Kutty 4 rzędu ze stałym krokiem całkowania.

4. Optymalizacja napędu wciągarki żurawia typu onshore

Celem optymalizacji funkcji napędowej obrotu bębna wciągarki żurawia onshore było ograniczenie odkształceń dynamicznych liny nośnej podczas podnoszenia ładunku z jednostki pływającej. Zagadnienie to było prezentowane między innymi w materiałach konferencyjnych [10], w pracy [11] oraz najdokładniej w [12]. W publikacji [11] do dyskretyzacji wysięgnika zastosowano zmodyfikowaną metodę sztywnych elementów skończonych [13],

natomiast w pozostałych dwóch, metodę analizy modalnej [14]. Metoda analizy modalnej umożliwia znaczne zredukowanie liczby stopni swobody wysięgnika przy zachowaniu jego podstawowych częstości i postaci drgań. Równoczesne ograniczenie rozważań do zagadnienia płaskiego pozwoliło uzyskać model żurawia onshore o stosunkowo niewielkiej liczbie współrzędnych uogólnionych – rys. 2, bezpośrednio nadający się do analiz optymalizacyjnych.



Rys. 2. Model żurawia onshore
Fig. 2. Model of an onshore crane

Przyjęto, że statek dostawczy wykonuje jedynie ruch nurzania:

$$y_d = r_d \sin(\omega t + \beta), \quad (15)$$

gdzie r_d, ω, β to odpowiednio amplituda, częstość i kąt przesunięcia fazowego.

Równania ruchu modelu wyprowadzono z równań Lagrange'a II rodzaju uwzględniając między innymi podatność i tłumienie układu linowego oraz połączenia ładunku z pokładem statku, otrzymując:

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{F}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, M), \quad (16)$$

gdzie:

$$\mathbf{q} = [\varphi, \alpha, x_N, y_N, p_1, \dots, p_m]^T,$$

φ – kąt pochylecia wysięgnika,

α – kąt obrotu bębna wciągarki,

x_N, y_N – współrzędne ładunku,

p_1, \dots, p_m – współrzędne wysięgnika, tzw. współrzędne modalne,

m – liczba uwzględnianych postaci drgań własnych wysięgnika.

Szczegółowe wyprowadzenie znajduje się w [12].

Funkcjonał w zadaniu optymalizacji zdefiniowano następująco:

$$\Omega = \max_{t_A \leq t < t_B} \frac{\Delta I_{dyn}}{\Delta I_{stat}}, \quad (17)$$

gdzie:

$\Delta I_{dyn} = \Delta I_{dyn}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ – wydłużenie liny nośnej w warunkach dynamicznych,

ΔI_{stat} – wydłużenie liny nośnej przy jej statycznym obciążeniu ładunkiem,

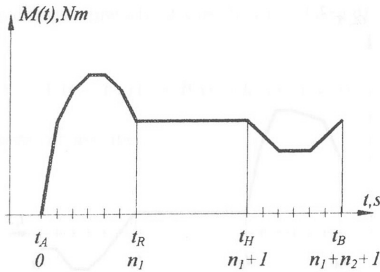
t_A, t_B – czas początku i końca podnoszenia ładunku.

Postanowiono zaproponować dwa podejścia do poszukiwania optymalnego napędu wciągarki poszukując:

1. moment napędowy M działający na bęben wciągarki,
2. przyspieszenie obrotowe bębna wciągarki $\ddot{\alpha}$

W obu przypadkach założono, że przedział czasu $\langle t_A, t_B \rangle$ zostanie podzielony na trzy fazy (rys. 3):

- $\langle t_A, t_R \rangle$ – faza rozruchu, podzielona na n_1 podprzedziałów,
- $\langle t_R, t_H \rangle$ – faza rozruchu ustalonego, w której wartość momentu M lub przyspieszenia kąowego $\ddot{\alpha}$ jest stała,
- $\langle t_R, t_B \rangle$ – faza hamowania, podzielona na n_2 podprzedziałów.



Rys. 3. Założony przebieg czasowy momentu M
Fig. 3. Assumed time course of moment M

Jednocześnie muszą być spełnione warunki:

- a) ładunek musi być podniesiony na określoną wysokość:

$$y_N(t_B) \geq y_{\min}, \tag{18}$$

- b) na końcu cyklu podnoszenia wciągarka musi się zatrzymać:

$$\dot{\alpha}(t_B) = 0, \tag{19}$$

- c) wartość momentu M nie może przekraczać wartości dopuszczalnych z technicznego punktu widzenia:

$$M_{\min} \leq M(t) \leq M_{\max}. \tag{20}$$

Ad 1.

Założono, że moment $M(t)$ dla $t \in \langle t_A, t_B \rangle$ będzie odcinkowo zamieniał się liniowo (rys. 3), a zatem zamiast funkcji sklejaných trzeciego stopnia jak w (8), zastosowane zostaną funkcje stopnia pierwszego:

$$M(t) = M_{i-1} + \frac{M_i - M_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}(t - t_{i-1}) \tag{21}$$

dla $t \in \langle t_{i-1}, t_i \rangle$; $i = 1, 2, \dots, n_1 + n_2 + 1$.

Ostatecznie zadanie optymalizacji w tym przypadku zostało sformułowane następująco:

Znaleźć $n = n_1 + n_2 + 1$ wartości momentu M :

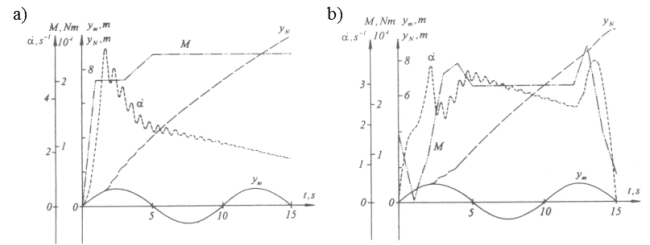
$$M_0, M_1, \dots, M_{n_1}, M_{n_1+2}, \dots, M_{n_1+n_2+1},$$

które:

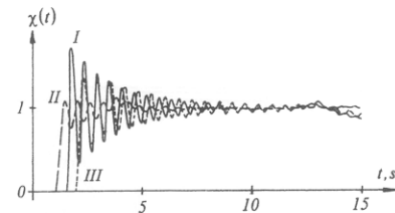
- minimalizują funkcjonal (17),
- zapewniając spełnienie warunków (18)÷(20),
- zapewniając spełnienie układu równań różniczkowych (16).

Jest więc to zadanie nieliniowej optymalizacji wielowartościowej, które rozwiązano metodą Hook'a-Jeeves'a [9]. Przykładowe wyniki obliczeń numerycznych zamieszczono na rys. 4 i 5. Rys. 4a) przedstawia przebiegi czasowe wybranych wartości dla przybliżenia początkowego (wybranego arbitralnie), rys. 4b) wyniki po optymalizacji, natomiast rys. 5 względne odkształcenie liny przed

po optymalizacji. Należy zwrócić uwagę, że na rys 5. przedstawiono wyniki przy założeniu sztywnego wysięgnika ($m = 0$) oraz uwzględnieniu jego podatności ($m = 3$). Wartości danych przyjętych do obliczeń znajdują się w [12].



Rys. 4. a) przebiegi dla przybliżenia początkowego momentu M ,
b) przebiegi dla zoptymalizowanego przebiegu momentu M
Fig. 4. a) courses for initial approximation of moment M ,
b) courses for optimised moment M



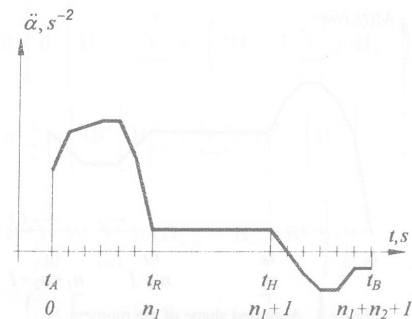
Rys. 5. Odształcenie względne liny dla optymalizowanego momentu M :
I – początkowe przybliżenie, II – optymalizacja dla $m = 0$,
III – optymalizacja dla $m = 3$
Fig. 5. Relative deformation of the rope for optimised moment M :
I – initial approximation, II – optimisation for $m = 0$,
III – optimisation for $m = 3$

Ad 2.

W tym wariancie wektor zmiennych decyzyjnych można przedstawić jako:

$$\mathbf{a} = [a_1, \dots, a_{n_1+n_2+1}]^T \tag{22}$$

gdzie $a_i = \ddot{\alpha}(t_i)$, $i = 1, \dots, n_1 + n_2 + 1$.



Rys. 6. Założony przebieg czasowy przyspieszenia $\ddot{\alpha}$
Fig. 6. Assumed time course of acceleration $\ddot{\alpha}$

Jego elementami są zatem przyspieszenia kąowe bębna wciągarki. Założono, że w poszczególnych podprzedziałach przyspieszenie będzie zmieniać się liniowo (rys. 6), w związku z czym przebieg kąa obrotu bębna $\alpha = \alpha(t)$ jest zdefiniowany wielomianem trzeciego stopnia. Zadanie optymalizacji można tym razem określić jako:

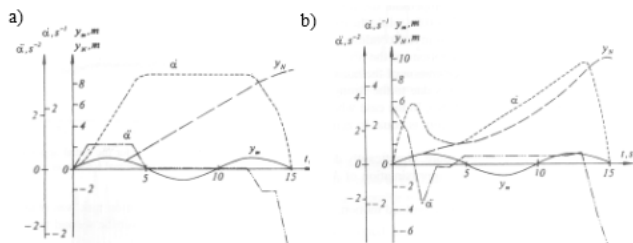
Znaleźć $n = n_1 + n_2 + 1$ wartości przyspieszenia kąowego $\ddot{\alpha}$:

$$\ddot{\alpha}_0, \ddot{\alpha}_1, \dots, \ddot{\alpha}_{n_1}, \ddot{\alpha}_{n_1+2}, \dots, \ddot{\alpha}_{n_1+n_2+1}$$

które:

- minimalizują funkcjonal (17),
- zapewniając spełnienie warunków (18)÷(20),
- zapewniając spełnienie układu równań różniczkowych (16).

Rys. 7, 8 przedstawiają analogiczne jak w wariancie 1 wykresy.

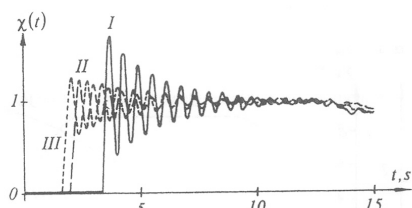


Rys. 7. a) przebiegi dla przybliżenia początkowego przyspieszenia,

b) przebiegi dla zoptymalizowanego przyspieszenia

Fig. 7. a) courses for initial approximation of acceleration,

b) courses for optimised acceleration



Rys. 8. Odształcenie względne liny dla zoptymalizowanego przyspieszenia:

I – początkowe przybliżenie, II – optymalizacja dla $m = 0$,

III – optymalizacja dla $m = 3$

Fig. 8. Relative deformation of the rope for optimised acceleration:

I – initial approximation, II – optimisation for $m = 0$,

III – optimisation for $m = 3$

5. Literatura

- [1] Sakawa Y., Shindo Y., Hashimoto Y.: Optimal control of a rotary crane, *Journal of Optimization Theory and Applications*, Vol. 35, No. 4, 1981, pp. 535-557.

- [2] Hara K., Yamamoto T., Kobayashi A., Okamoto M.: Jib crane control to suppress load swing, *International Journal of Systems and Science*, No. 20(5), 1989, pp. 715-731.
- [3] Parker G. G., Petterson B., Dohrmann C., Robinett R. D.: Command shaping for residual vibration free crane maneuvers, in *Proc. of the American Control Conference*, Seattle, 1995, pp. 934-938.
- [4] Tanizumi K., Yoshimura T., Hino J., Sakai T.: Modelling of dynamic behaviour and control of truck cranes (sway and velocity control of truck cranes with hydraulic system in swing operation), *Transactions of the Japan Society of Mech. Eng.*, 61, 1995, pp. 540-556, 4629-4637.
- [5] Kłosiński J.: Sterowanie ruchami roboczymi żurawi samojezdnych zapewniające pozycjonowanie przenoszonego ładunku, *ZN Politechniki Łódzkiej Filii w Bielsku-Białej, Rozprawy Naukowe, Zeszyt 35, nr 55, Rozprawa habilitacyjna*, Bielsko-Biała, 2000.
- [6] Masoud Z. N.: A control system for the reduction of cargo pendulation of ship-mounted cranes, *Virginia Polytechnic Institute and State University, Doctoral Thesis*, Blacksburg, USA, 2000.
- [7] Ellermann K., Kreuzer E., Markiewicz M.: Nonlinear Dynamics of Floating Cranes, *Nonlinear Dynamics* 27 (2), 2002, pp. 107-183.
- [8] Moustafa K. A. F., Gad E. H., El-Moneer A. M. A., Ismail M. I. S.: Modeling and Cable Vibration Control of Overhead Cranes with Flexible Variable-Length Cable, *Tenth Conference on Nonlinear Vibrations, Stability, and Dynamics of Structures*, 2004, Virginia, abstract [na:] www.esm.vt.edu/~anayfeh/ (25.01.2006).
- [9] Kręglewski T., Rogowski T., Rusczyński A., Szymanowski J.: *Metody optymalizacji w języku Fortran*, PWN, Warszawa, 1984.
- [10] Osiński M., Wojciech S.: Same problems of dynamic analysis and control of an off-shore crane, *Proc. of 5th International Conference of Crane and Textile Machines*, Gdańsk, 1996, pp. 114-125.
- [11] Osiński M., Wojciech S.: Optymalne sterowanie wciągarką żurawia, *Dozór Techniczny*, 1 (157), 1995, str. 1-5.
- [12] Osiński M., Wojciech S.: Application of Nonlinear Optimisation Methods to Input Shaping of the Hoist Driver of an Off-shore Crane, *Nonlinear Dynamics*, 17, 1998, pp. 369-386.
- [13] Wittbrodt E., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: *Dynamics of flexible multibody systems. Rigid Finite Element Method*, Springer, 2006.
- [14] Maczynski A., Wojciech S.: Application of The Modal Analysis to Modelling of The Crane Telescoping Jib, *Engineering Mechanics*, Vol. 11, 2004, No.1, 1-14.

Artykuł recenzowany

INFORMACJE

Cennik publikacji artykułów technicznych w miesięczniku naukowo-technicznym PAK

ARTYKUŁ TECHNICZNY	w skali odcieni szarości [ceny netto]	kolor [ceny netto]
Jedna strona	500,00	700,00
Dwie strony	650,00	850,00
Trzy strony	800,00	1 000,00
Cztery strony	950,00	1 150,00
pięć stron i więcej	cena do indywidualnego uzgodnienia	

Artykuł techniczny należy przygotować zgodnie z obowiązującymi wytycznymi znajdującymi się na stronie internetowej: www.pak.info.pl.