

1/2012

| atp | journal |

plus

© Fraunhofer-Gesellschaft



***Modelling of Mechanical
and Mechatronic Systems***

*reviewed slovak professional
magazine for scientific
and engineering issues*

***Modelovanie mechanických
a mechatronických sústav***

*recenzované periodikum
vedeckých a inžinierskych
publikácií*

ISSN 1336-5010

Odborný garant

Dr.h.c. mult. prof. Ing. František Trebuňa, CSc.,
Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta

Technical guarantee

Dr.h.c. mult. prof. Ing. František Trebuňa, CSc.,
Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta

Vydavateľ

HMH s.r.o.
Tavariškova osada 39
841 02 Bratislava 42
IČO: 31356273

Publisher

Spoluzakladateľ

Katedra ASR, EF STU
Katedra automatizácie a regulácie, EF STU
Katedra automatizácie, ChtF STU
PPA CONTROLL, a.s.

Co-founder



Redakčná rada

Draft committee

prof. Ing. Alexík Mikuláš, PhD., FRI ŽU, Žilina
doc. Ing. Dvoran Ján, CSc., FCHPT STU, Bratislava
prof. Ing. Fikar Miroslav, DrSc., FCHPT STU, Bratislava
doc. Ing. Hantuch Igor, PhD., KAR FEI STU, Bratislava
doc. Ing. Hrádický Ladislav, PhD., SJF TU, Košice
prof. Ing. Hulkó Gabriel, DrSc., SJF STU, Bratislava
prof. Ing. Jurišica Ladislav, PhD., FEI STU, Bratislava
doc. Ing. Kachaňák Anton, CSc., SJF STU, Bratislava
prof. Ing. Krokavec Dušan, CSc., KKUI FEI TU Košice
prof. Ing. Madarász Ladislav, PhD., FEI TU, Košice
prof. Ing. Malindžák Dušan, CSc., BERG TU, Košice
prof. Ing. Mészáros Alojz, CSc., FCHPT STU, Bratislava
prof. Ing. Mikleš Ján, DrSc., FCHPT STU, Bratislava
prof. Dr. Ing. Moravčík Oliver, MTF STU, Trnava
prof. Ing. Murgaš Ján, PhD., FEI STU, Bratislava
prof. Ing. Rástočný Karol, PhD., KRIS ŽU, Žilina
prof. Ing. Schreiber Peter, CSc., MTF STU, Trnava
prof. Ing. Skyva Ladislav, DrSc., FRI ŽU, Žilina
prof. Ing. Smieško Viktor, PhD., FEI STU, Bratislava
doc. Ing. Šturcel Ján, PhD., FEI STU, Bratislava
prof. Ing. Taufer Ivan, DrSc., Univerzita Pardubice
prof. Ing. Veselý Vojtech, DrSc., FEI STU, Bratislava
prof. Ing. Žalman Milan, PhD., FEI STU, Bratislava

Ing. Bartošovič Štefan,

generálny riaditeľ ProCS, s.r.o.

Ing. Boďo Vladimír, CSc.,

riaditeľ AXESS, spol. s r.o.

Ing. Csölle Attila,

riaditeľ Emerson Process Management, s.r.o.

Ing. Horváth Tomáš,

riaditeľ HMH, s.r.o.

Ing. Hrica Marián,

riaditeľ divízie A & D, Siemens, s.r.o.

Jiří Kroupa,

riaditeľ kancelárie pre SK, DEHN + SÖHNE

Ing. Murančan Ladislav,

PPA Controll a.s., Bratislava

Ing. Petergáč Štefan,

predseda predstavenstva Datalan, a.s.

Ing. Piliňan Branislav,

sales leader HPS, HONEYWELL s.r.o.

Marcel van der Hoek,

generálny riaditeľ ABB, s.r.o.

Redakcia

Editors office

ATP Journal

Košická 37

821 09 Bratislava 2

tel.: 02/5026 1752 – 5

fax: 02/5026 1757

e-mail: vydavatelstvo@hmh.sk

www.atpjournal.sk

Ing. Anton Gérer

šéfredaktor – editor in chief

gerer@hmh.sk

Ing. Martin Karbovanec

vedúci vydavateľstva – editorial office manager

karbovanec@hmh.sk

Bc. Zuzana Bakošová

marketingová manažérka – marketing manager

mediamarketing@hmh.sk

Ing. Branislav Bložon

odborný redaktor – editor

blozon@hmh.sk

Peter Kanda

DTP grafik – DTP graphic designer

dtp@hmh.sk

Dagmar Votavová

asistentka redakcie – editorial assistant

atp_podklady@hmh.sk

Mgr. Bronislava Chocholová

jazyková redaktorka – text corrector

Datum vydania: máj 2012

Autorské práva HMH, s.r.o., Všetky práva vyhradené

Copyright HMH, Ltd., 2011, All Rights Reserved

ISSN 1336-5010

ATP Journal PLUS 1/2012

Modelovanie a simulácia mechanických a mechatronických systémov

Dynamická analýza modelu mechanického systému v simulačnom prostredí MATLAB/SimMechanics6	
P. Frankovský, D. Hroncová, I. Delyová	
Features of the scheme and operation of the hydraulic jack – amplifier10	
S. Moshkin	
Analýza modelu mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu v simulačnom prostredí MATLAB/Simulink14	
I. Delyová, D. Hroncová, P. Frankovský	
Určovanie modálnych parametrov metódou konečných prvkov a experimentom18	
J. Bocko, T. Harčarík, M. Binda	
Automatické zostavovanie pohybových rovníc a ich využitie pri optimalizácii zložitých mechatronických sústav22	
Z. Bobovský, D. Hroncová, M. Gorlický	
Využitie výkonových grafov pri dynamickej analýze mechanických systémov27	
P. Šarga, A. Gmitterko, M. Pástor	
Simulácia mechanického systému v Matlab/Simulink a SimMechanics33	
D. Hroncová, P. Šarga, A. Gmitterko	
State-Space a Transfer Function pri dynamickej analýze mechanických systémov v MATLAB/Simulink39	
P. Sivák, D. Hroncová	
Semiautomatic mechatronic design: The basis for a creation of models for optimization with genetic programming45	
M. Klucik, L. Jurisica, A. Vitko, J. Hanzel, P. Paszto	
Advanced mathematical model of the tower crane using visual feedback control53	
Ľ. Chovanec, P. Hubinský	
Modelling of the bridge crane feedback control using gyroscopes57	
L. Palkovič, P. Hubinský	

Experimentálne metódy v mechanike a mechatronike

Identifikácia materiálových vlastností plechov pri plastickej deformácii meraním poľa posunutí na ich povrchu62	
F. Šimčák, M. Štamborská, M. Kalina	
Vyšetovanie kmitania dverí automobilu využitím metódy digitálnej obrazovej korelácie66	
M. Hagara, M. Kalina, M. Schrotter	
Odstránenie zvyškových napätí v materiáli tlakovej nádoby71	
K. Masláková, V. Nohajová	
Komparácia napätových a deformačných polí získaných metódou PhotoStress a softvérom ANSYS75	
F. Trebuňa, P. Frankovský, M. Kenderová	
Metóda DIC a jej uplatnenie pri experimentálnej pohybovej analýze79	
M. Pástor, R. Huňady	
Metódy spracovania signálov pri diagnostike porúch ložísk AM84	
P. Kurčík, M. Žalman	

Mobilná robotika

Snake-like robot motion analysis88	
I. Virgala, A. Gmitterko, M. Kelemen, R. Surovec, E. Prada, M. Vacková	
Hyper-redundancia a jej aplikácia v robotike92	
E. Prada, A. Gmitterko, M. Kelemen, R. Surovec, I. Virgala, M. Vacková	
Metódy kinematickej analýzy pre lokomočné štruktúry imitujúce pohyb hada96	
R. Surovec, A. Gmitterko, M. Kelemen, I. Virgala, E. Prada, M. Vacková	
Dvojosový žonglér – návrh riadenia101	
S. Triaška, M. Žalman	
Modelling of the VTOL micro aerial mobile robot104	
A. Chovancová, J. Rodina, P. Hubinský	
Generalized model of the two-wheeled mobile robot108	
J. Rodina, P. Hubinský	
Optimization of Circular Marks Detection for the purpose of Mobile Robot Localization112	
P. Paszto, M. Klucik, J. Hanzel, P. Hubinsky	

Content

Modelling of mechanical and mechatronic systems

Dynamic model analysis of mechanical systems in simulation environment MATLAB/SimMechanics	6
P. Frankovský, D. Hroncová, I. Delyová	
Features of the scheme and operation of the hydraulic jack – amplifier	10
S. Moshkin	
Model analysis of a mechanical system with two degrees of freedom in simulation environment MATLAB/Simulink	14
I. Delyová, D. Hroncová, P. Frankovský	
Determination of modal parameters by means of finite-element method and experimental method	18
J. Bocko, T. Harčarík, M. Binda	
Automatic set up of equations of motion and their application in optimizing complex mechatronic systems	22
Z. Bobovský, D. Hroncová, M. Gorlický	
The use of performance graphs in dynamic analysis of mechanical systems	27
P. Šarga, A. Gmitterko, M. Pástor	
Simulation of a mechanical system in Matlab/Simulink and SimMechanics	33
D. Hroncová, P. Šarga, A. Gmitterko	
State-Space and Transfer Function in dynamic analysis of mechanical systems in MATLAB/Simulink	39
P. Sívák, D. Hroncová	
Semiautomatic mechatronic design: The basis for a creation of models for optimization with genetic programming	45
M. Klucík, L. Jurisica, A. Vitko, J. Hanzel, P. Paszto	
Advanced mathematical model of the tower crane using visual feedback control	53
L. Chovanec, P. Hubinský	
Modelling of the bridge crane feedback control using gyroscopes	57
L. Palkovič, P. Hubinský	

Experimental methods in mechanics and mechatronics

Identification of material features of metal sheets under plastic deformation by means of measurements based on displacement fields on their surface	62
F. Šimčák, M. Štamborská, M. Kalina	
Examination of car door vibrations using digital image correlation method	66
M. Hagara, M. Kalina, M. Schrotter	
Elimination of residual stresses in the material of a pressure vessel	71
K. Masláková, V. Nohajová	
Comparison of stress and strain fields gained by means of PhotoStress method and ANSYS software	75
F. Trebuňa, P. Frankovský, M. Kenderová	
DIC method and its application in experimental motion analysis	79
M. Pástor, R. Huňady	
Methods of signal processing in the diagnostics of AM bearing failures	84
P. Kurčík, M. Žalman	

Mobile robotics

Snake-like robot motion analysis	88
I. Virgala, A. Gmitterko, M. Kelemen, R. Surovec, E. Prada, M. Vacková	
Hyper-redundancy and its application in robotics	92
E. Prada, A. Gmitterko, M. Kelemen, R. Surovec, I. Virgala, M. Vacková	
Methods of kinematic analysis for locomotion structures simulating snake-like movements	96
R. Surovec, A. Gmitterko, M. Kelemen, I. Virgala, E. Prada, M. Vacková	
Two axis balls jugglers - the proposal of the control	101
S. Triaška, M. Žalman	
Modelling of the VTOL micro aerial mobile robot	104
A. Chovancová, J. Rodina, P. Hubinský	
Generalized model of the two-wheeled mobile robot	108
J. Rodina, P. Hubinský	
Optimization of Circular Marks Detection for the purpose of Mobile Robot Localization	112
P. Paszto, M. Klucík, J. Hanzel, P. Hubinsky	

Dynamická analýza modelu mechanického systému v simulačnom prostredí MATLAB/SimMechanics

Peter Frankovský, Ingrid Delyová, Darina Hroncová

Abstrakt

V príspevku je uvedený spôsob modelovania mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu budeného harmonicky premennou silou v simulačnom prostredí MATLAB/SimMechanics. Výsledkom riešenia sú časové priebehy kinematických veličín (posunutie, rýchlosť a zrýchlenie) získané simuláciou v prostredí SimMechanics. Riešenie je porovnané s klasickým riešením dynamických pohybových rovníc v programe MATLAB.

Kľúčové slová: MATLAB/SimMechanics, Simulink, Newtonove pohybové rovnice, kinematická a dynamická analýza.

Úvod

Počítačové modely predstavujú v rozličných oblastiach výskumu, projektovania a riadenia pracovnú metódu mnohonásobne rozširujúcu možnosti praktického využitia teoreticky získaných poznatkov. S rozvojom výpočtovej techniky sa rozšírili i možnosti analytickej formulácie riešených problémov vo všetkých vedných odboroch. Počítačové modely znamenajú novú kvalitu v procese poznania. Riešiteľ môže pomocou zostaveného počítačového modelu experimentovať veľmi podobne ako s laboratórnym pokusným zariadením. Pomocou počítačového modelu môže testovať vlastnosti skúmaného objektu v rôznych prevádzkových podmienkach, za pôsobenia rôznych vonkajších vplyvov a môže veľmi jednoducho napríklad zmenou koeficientov v rovniciach meniť vlastnosti objektu. Pre takto charakterizovaný spôsob experimentovania s počítačovým modelom s cieľom získať nové poznatky o modelovanom objekte sa vžil pojem simulácia.

Počítačové modelovanie viac hmotových mechanických systémov je bežným problémom v inžinierskej praxi. Pri počítačových simuláciách sa pracuje s počítačovým modelom, ktorý je pomocným objektom pomocou ktorého riešime problém pôvodného reálneho objektu. Počítačový model umožňuje na prijateľnej úrovni zložitosti približne zistiť správanie sa pôvodného objektu, ktorým môže byť konštrukcia, mechanizmus resp. zariadenie. K reálnemu objektu sa môže vytvoriť viac modelov, ktoré sa môžu líšiť zložitosťou, náročnosťou a efektívnosťou výpočtu. Štruktúra a parametre modelu riešeného systému majú rozhodujúci vplyv na použiteľnosť získaných výsledkov i cenu analýzy. Ideálnym je čo najjednoduchší model, ktorý má vlastnosti reálnej konštrukcie, stroja alebo zariadenia, ktoré sú z hľadiska sledovaných javov podstatné.

Riešenie reálnych problémov až po číselný výsledok si vyžaduje zjednodušenie fyzikálnej podstaty reálneho systému. Vývoj vedie vďaka novým výpočtovým možnostiam od najjednoduchších modelov k postupnému rešpektovaniu ďalších vplyvov až po veľmi podrobné

modely, ktoré sú riešiteľné len vďaka výkonnej výpočtovej technike.

Sú vyvinuté rôzne programové prostriedky, ktoré pristupujú k tejto úlohe buď riešením pohybových rovníc v symbolickom tvare alebo riešia úlohu numericky na základe modelu pomocou abstraktnej reprezentácie napr. pomocou blokových schém. Tu môžeme zaradiť aj programy Simulink a SimMechanics, ktoré boli vytvorené ako rozšírenie programu MATLAB.

Nadstavba SimMechanics programu MATLAB/Simulink rozširuje jeho možnosti o prostriedky na modelovanie a simuláciu mechanických systémov. Obsahuje knižnice blokov zodpovedajúce reálnym súčastiam mechanických systémov. Nachádzajú sa v ňom bloky predstavujúce telesá, klbové spojenia, pohybové skrutky, tlmiče, pružiny, senzory a akčné členy. Pomocou týchto blokov možno vytvárať modely aj zložitých mechanických systémov.

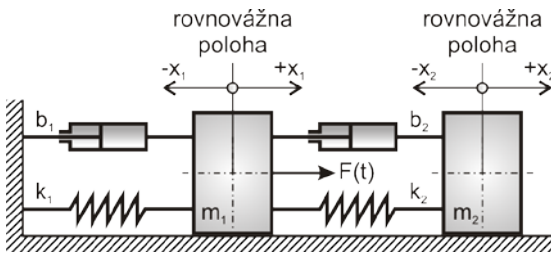
V programe MATLAB sa riešia pohybové rovnice použitím funkcií pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc. V SimMechanics sa riešia mechanické systémy pomocou blokových schém podobne ako v Simulinku. Blokové schémy v SimMechanics sa líšia od blokov v Simulinku tým, že predstavujú fyzické komponenty (napr. pružina a tlmič) a geometrické a kinematické vzťahy priamo. V Simulinku jednotlivé bloky reprezentujú matematické operácie. Fyzické modelovanie v SimMechanics prináša úsporu času pri odvodzovaní pohybových rovníc skúmaného systému.

SimMechanics zachováva schopnosť vo svojich modeloch používať aj bloky zo Simulinku. Bloky možno navzájom kombinovať. To umožňuje vytvárať mechanický model v SimMechanics a k nemu radiáciu časť v Simulinku v jednom spoločnom prostredí.

V príspevku je uvedené riešenie modelu mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu, ktorý predstavujú dve hmoty s hmotnosťami m_1 a m_2 upevnené krámu pružinou tuhosti k_1 a tlmičom so súčiniteľom lineárneho tlmenia b_1 , ktoré sú viazané navzájom pružinou tuhosti k_2 a tlmičom so súčiniteľom lineárneho tlmenia b_2 .

Hmota m_1 je budená vonkajšou silou harmonického charakteru $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$, kde $F_0 = konst$.

Pre model mechanického systému (obr.1) sú riešené kinematické veličiny v programe Matlab a SimMechanics. Výsledkom sú priebehy posunutí, rýchlostí a zrýchlení jednotlivých členov systému.



Obr.1 Mechanický systém
Fig.1 Mechanical system

Riešenie mechanického systému v programe MATLAB

Diferenciálne pohybové rovnice II. rádu mechanického systému

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_1 y_1 - b_1 \dot{y}_1 + k_2 (y_2 - y_1) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + F(t) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -k_2 (y_2 - y_1) - b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \quad (2)$$

sa pre riešenie v programe MATLAB upravujú do tvaru diferenciálnych pohybových rovníc prvého rádu nasledujúcou substitúciou:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1 \\ x_2 &= \dot{y}_1 \\ x_3 &= y_2 \\ x_4 &= \dot{y}_2 \end{aligned} \quad (3)$$

príčom transformujeme diferenciálne rovnice (1) a (2) druhého rádu na štyri diferenciálne rovnice prvého rádu v tvare:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_1} [-(b_1 + b_2)x_2 + b_2 x_4 - (k_1 + k_2)x_1 + k_2 x_3 + F(t)] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{1}{m_2} [b_2 x_2 - b_2 x_4 - k_2 x_3 + k_2 x_1]$$

Po tejto úprave sa prepíše sústava rovníc (4) do M-súboru programu MATLAB v nasledujúcom tvare:

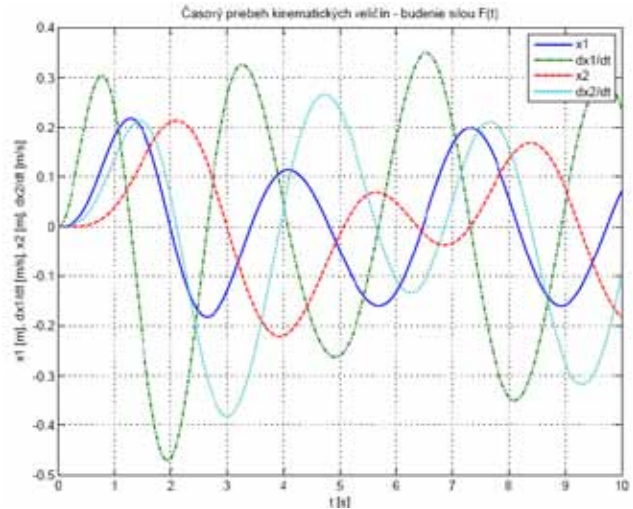
```
function dx=funkciaTDS_2(t,x)
m1=75; m2=150; k1=500; k2=250;
b1=10; b2=50; F=100*sin(2*t);
dx=[x(2); ...
    (-b1 + b2) * x(2) + b2 * x(4) - (k1 + k2)*x(1)+ ...
    k2*x(3) + F)/m1; ...
    x(4); ...
    (b2*x(2)-b2*x(4)-k2*x(3)+k2*x(1))/m2];
```

Pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc (4) má program MATLAB k dispozícii preddefinované funkcie, ktoré sa líšia integračnou metódou. Riešenie požadovaných kinematických veličín sa vykoná po spustení nasledujúceho M-súboru:

```
[t,x]=ode45('funkciaTDS_2',[0 10],[0; 0; 0; 0]);
figure(11)
plot(t,x,'LineWidth',1.5)
```

```
grid on;
title('Časový priebeh kinematických veličín - budenie silou F(t)');
xlabel('t [s]');
ylabel('x1 [m], dx1/dt [m/s], x2 [m], dx2/dt [m/s]');
legend('x1','dx1/dt','x2','dx2/dt');
```

Vykreslenie časového priebehu hľadaných kinematických veličín (obr.2) skúmaného mechanického systému sa vykreslí štandardnou funkciou ode45.



Obr.2 Časový priebeh posunutí a rýchlostí mechanického systému získaný programom MATLAB

Fig.2 Time diagram of displacement and velocity of mechanical system obtained by the MATLAB

Riešenie mechanického systému v prostredí SimMechanics

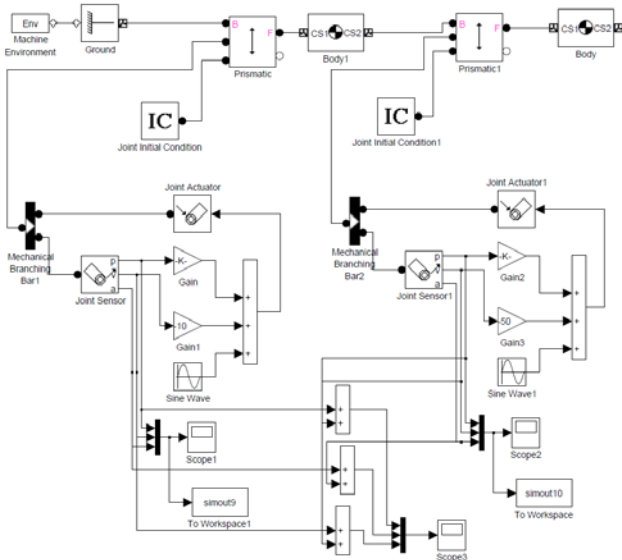
Vytvorenie modelu v prostredí SimMechanics sa líši od práce v prostredí programu MATLAB v tom, že SimMechanics pre modelovanie využíva grafický zápis vo forme blokových schém a program MATLAB je orientovaný na riadkové príkazy. SimMechanics obsahuje knižnicu s preddefinovanými blokmi pre lineárnu a nelineárnu analýzu systému. Z nich sa prepojením vstupov a výstupov vytvorí bloková schéma riešeného modelu. Matematický model mechanizmu je zostavený automaticky pri začiatku simulácie. Po spustení simulácie sa získaný časový priebeh vykreslí graficky pomocou štandardných blokov, alebo sa môže uložiť do pracovného priestoru programu MATLAB, odkiaľ je možné priebehy kinematických veličín vykresliť pomocou funkcie plot.

SimMechanics je vhodným nástrojom na vytváranie blokových schém modelov dynamických systémov. Bloky sú konfigurovateľné užívateľom cez grafické rozhranie analogicky ako v Simulinku. Knižnicu blokov je možné rozšíriť ďalšími blokmi ak to riešený problém vyžaduje. Tieto bloky môžu obsahovať predkonfigurované bloky alebo štandardné funkcie Simulinku. Ide o univerzálny modelovací a simulačný nástroj, ktorý sa uplatňuje v rôznych vedných a technických oblastiach.

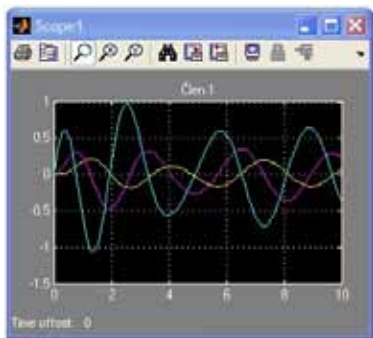
Zostavenie blokovej schémy v SimMechanics

Pomocou blokov z knižníc v SimMechanics a Simulink sa vytvorí bloková schéma (obr.3) a nastavujú sa hodnoty príslušných parametrov modelu. Bloková schéma mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu

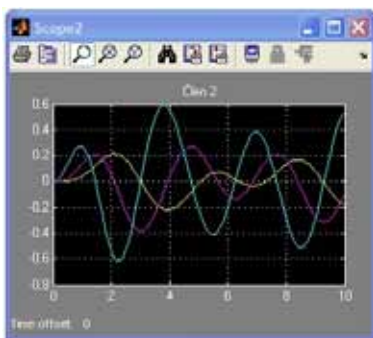
budeneho harmonicky premennou silou je zobrazena na obr.3.



Obr. 3 Bloková schéma v prostredí SimMechanics
Fig. 3 Block diagram in SimMechanics



Obr. 4 Kinetické veličiny na Scope1 pre člen 1
Fig. 4 Kinematic parameters of member 1 in the Scope1



Obr. 5 Kinetické veličiny na Scope2 pre člen 2
Fig. 5 Kinematic parameters of member 2 in the Scope2

Výhodou SimMechanics oproti klasickému prístupu k modelovaniu systémov s viac stupňami voľnosti pohybu je automatická tvorba matematického modelu. Nemusia sa odvodzovať ručne pohybové rovnice. Definuje sa iba geometria a vlastnosti telies a väzieb medzi telesami. Prináša to úsporu času a možnosť riešenia aj zložitejších systémov.

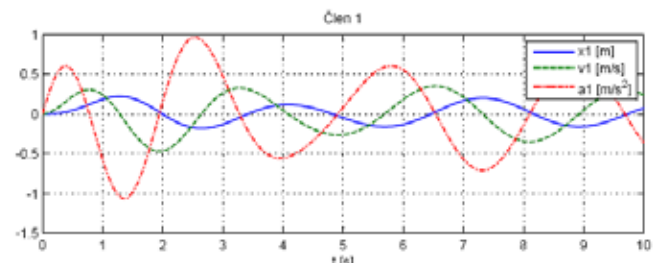
Štandardné bloky v Simulinku majú vstup aj výstup. Spojenia medzi týmito blokmi sa nazývajú signály. Sú nimi vyjadrené vstupy a výstupy matematických funkcií. Vzhľadom na Newtonov zákon akcie a reakcie nie je tento prístup vhodný pre mechanické systémy. Ak teleso A pôsobí na teleso B silou F tak teleso B pôsobí na teleso A silou F , takže sa nedá presne určiť tok signálu. Preto sa v SimMechanics zavádzajú špeciálne spojenia dvoch

členov. Každý blok v SimMechanics má porty na ktoré sa tieto spojenia pripájajú. Tieto porty nie je možné priamo spájať s inými blokmi Simulinku kvôli rôznosti signálov, ktoré do nich vstupujú a vystupujú. Na tento účel slúžia špeciálne bloky - senzory a akčné členy. Tvoria rozhranie medzi blokmi Simulinku a SimMechanics. Akčné členy transformujú vstupné signály na pohybové a silové veličiny. Sensory sa zase používajú na transformáciu mechanických veličín na signály.

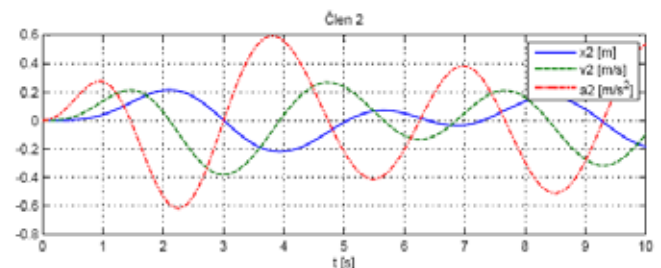
V menu prostredia SimMechanics sa po nastavení parametrov simulácie (čas, perióda vzorkovania, integračná metóda) spustí simulácia. Vykreslenie priebehu kinematických veličín je vykonané pomocou nasledujúceho m-súboru:

```
figure(2)
set(2,'Name','priebeh simout10_F a simout11_F v Simulinku
- simulovany pohyb')
subplot(2,1,1);
plot(simout9.time, simout9.signals.values(:,1:3), ...
'LineWidth', 1.5)
title('Člen 1'),...
legend('x1 [m]', 'v1 [m/s]', 'a1 [m/s^2]')
xlabel('t [s]'),...
grid on
subplot(2,1,2);
plot(simout10.time, simout10.signals.values(:,1:3),...
'LineWidth', 1.5)
title('Člen 2'),...
legend('x2 [m]', 'v2 [m/s]', 'a2 [m/s^2]')
xlabel('t [s]'),...
grid on
```

Výsledkom riešenia sú časové priebehy analyzovaných kinematických veličín jednotlivých členov systému (posunutie, rýchlosť a zrýchlenie) v intervale 0 až 10 sekúnd. Na obr.6 sú zobrazené priebehy kinematických veličín člena 1 a na obr.7 kinematické veličiny člena 2 v závislosti na čase.



Obr. 6 Časový priebeh kinematických veličín člena 1
Fig. 6 Plot of results of kinematic parameters member 1



Obr. 7 Časový priebeh kinematických veličín člena 2
Fig. 7 Plot of results of kinematic parameters member 2

V súlade s očakávaním sú časové priebehy kinematických veličín v Matlabe aj v SimMechanics identické.

Záver

V príspevku bola uvedená ukážka tvorby simulačného modelu a vykreslenie výsledkov riešenia, priebehov kinematických veličín (posunutia, rýchlosti a zrýchlenia) mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu budeného harmonicky premennou silou v simulačnom prostredí MATLAB/SimMechanics.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánných rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja, grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0289/11 a grantového projektu VEGA MŠ SR č. VEGA č. 1/0102/11.

Literatúra

- [1] DELYOVÁ, I., FRANKOVSKÝ, P., HRONCOVÁ, D.: Kinematic analysis of movement of a point of a simple mechanism. In: MMS 2011: Modelling of Mechanical and Mechatronic Systems: proceedings of the 4th international conference: Herľany, Slovakia, 20. - 22. 9. 2011. Košice: TU, 2011 s. 53-58. ISBN 978-80-553-0731-2
- [2] FRANKOVSKÝ, P., DELYOVÁ, I., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu v programe MATLAB. In: Transfer inovácií. č. 21, 2011, s. 71-73., ISSN 1337-7094
- [3] GMITERKO, A.: Mechatronika. Emilena tlačiareň, Košice, 2004. ISBN 80-8073-157-8
- [4] GREPL, R.: Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics. Praha 2007. 152 s. ISBN 978-80-7300-226-8.
- [5] JULIŠ, K.-BREPTA, R.: Mechanika II.díl, Dynamika, Praha, SNTL, 1987.
- [7] KARBAN, P.: Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink, Brno, Computer Press, 2006. ISBN 80-251-1301-9.
- [8] KOZÁK, Š.-KAJAN, S.: Matlab – Simulink I, Bratislava, STU Bratislava, 2006.
- [9] POLÓNI, T., TAKÁCS, G., ROHAL'-ILKIV, B.: Predictive control of Mechatronic Systems with Fast Dynamics. In: Selected Topics on Constrained and Nonlinear Control. Textbook. Bratislava: STU v Bratislave, 2011. ISBN 978-80-968627-4-0. - S. 289-349.
- [10] SEGLA, S., REICH, S.: Optimization and comparison of passive, active, and semi-active vehicle suspension systems, In: Proceedings of the 12th IFToMM World Congress on Mechanism Science, Besancon (France), 2007.
- [11] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Modelling and Optimization of Vehicle suspension with Magnetorheological Dampers, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2011, Ústí nad Labem, 2011. ISBN 978-80-7414-376-2

[13] SHABANA, A.A.: Computational Dynamics (2nd edition), John Wiley & Sons, Inc., New York 2001.

[14] VAVRINČIKOVÁ, V., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie kmitania v prostredí Simulink. Acta Mechanica Slovaca, Košice, 2008, s. 869-876. ISSN 1335-2393.

[15] VAVRINČIKOVÁ, V., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie dynamiky robotov v prostredí SimMechanics. AT&P journal PLUS 1 2009, Bratislava, 2009, s. 60-63. ISSN 1336-5010.

[16] VOLEK, J., SEGLA, Š., SOUKUP, J.: Analytický výpočet vertikálnych posuvů trolejbusu Škoda 21 Tr při přejezdu soustavy překážek dle ČSN ve stanovených bodech. Výzkumná zpráva č. 05/07, FVTM UJEP v Ústí nad Labem, 2007.

[17] ZÁHOREC, O.-CABAN, S.: Dynamika, Košice, Olymp, 2002.

Abstract

The main objective of this article was to show different approaches to mechanical system modeling in MATLAB and SimMechanics. A simple mechanical model is used to show the advantage of physical modeling used in SimMechanics.

Peter Frankovský, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2457
E-mail: peter.frankovsky@tuke.sk

Darina Hroncová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2465
E-mail: darina.hroncova@tuke.sk

Ingrid Delyová, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2467
E-mail: ingrid.delyova@tuke.sk

Features of the scheme and operation of the hydraulic jack - amplifier

Sergey Moshkin

Abstract

This article presents an overview of schemes of pressure amplifiers. Reviewed both positive and negative aspects of their design. Also describes the features of the scheme and the principle of the hydraulic jack – amplifiers, and the possibility of effects on independently located object

Key words: pressure amplifiers, device for pressing the indenter into the body of drill bits, hydraulic jack – amplifier, acting on independently located object.

Introduction

The widespread use of hydraulic converters efforts in practice, made possible by opportunities stepless control of kinematic and force parameters between the input and output links of mechanical systems.

About pressure amplifiers

In 1972 the USSR State Committee decided to recognize the invention and issue to a copyright certificate number 360832. At the same time, it was decided to recognize of this invention forbidden to publicize in the open press.

At present this prohibition removed. The invention of patent number 360832 is as follows. It is well-known theory of communicating vessels.

If the piston rod 1 (Fig. 1 a) cross-section S_1 affect the force F_1 , then below the piston in the hydraulic system pressure occurs

$$p = \frac{F_1}{S_1}$$

piston rod in the second section S_2 , obviously, receives force

$$F_2 = p \cdot S_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1} \quad (1)$$

If the piston rod communicating vessels join together, for example, as shown on Fig. 1, b,

the ratio between the forces and pressures in the hydraulic system changes significantly. Indeed, when you press on the piston by force F_1 (Fig. 1, b) below the lower piston occurs pressure p , which will affect on the top piston. If we look at the balance the top piston with a rod, it will be quite obvious ratio

$$F_2 = p \cdot S_2 \quad (2)$$

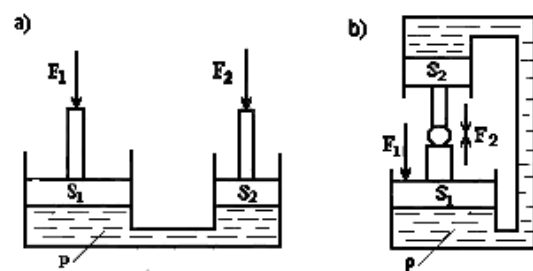


FIG. 1, a Communicating vessels
FIG. 1, b Pressure amplifiers

From an equilibrium condition of the lower piston we can write that

$$F_1 + F_2 = p \cdot S_1 \quad (3)$$

then

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot S_2}{S_1 - S_2} \quad (4)$$

In (4) contains the effect, which was declared by the authors of patent Number 360832. It is the ability to receive force F_2 in theory any number of large, approaching the values of S_2 and S_1 and by decreasing denominator of the fraction.

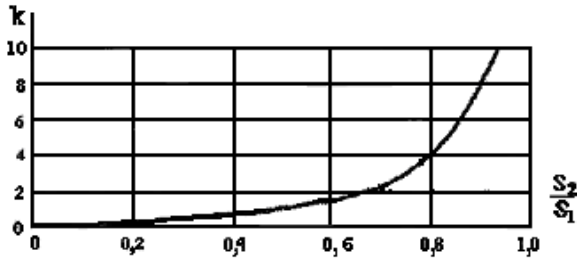


FIG. 2 Diagram of growth amplification factor, depending on the ratio of the pistons areas

amplification factor

$$k = \frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2}{S_1 - S_2} \quad (5)$$

Even at a value of $S_2/S_1 = 0,9$ (Fig. 2) could be achieved $k = 9$, and a value of $S_2/S_1 = 0,98$ we get $k = 49$.

A device for pressing the indenter into the body of drill bits.

Using as a basis hydraulic device presented at figure 1 the author of this article was created together with L. Dvornikov and M. Hohrin the machine for pressing the indenter into the body of drill bits.

The disadvantage of hydraulic device shown in figure 1 is possibility of turning out about their axes. In that case the item will be damaged

Task of the present invention is to eliminate possibility of cranking pistons.

The essence of the mechanism consists in the fact that the geometrical axis of the piston cylinders are located eccentrically relative to a common center line of the rod.

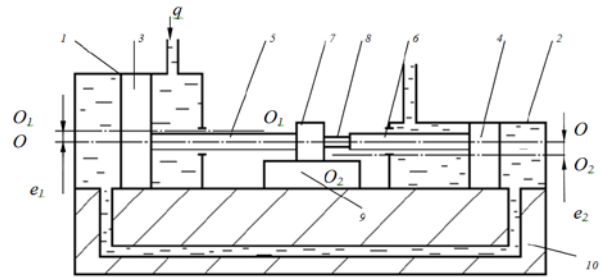


FIG.3 - A device for pressing the indenter into the body of drill bits

The offered device is shown in figure 3. It consists of a hydraulic power cylinder with a piston 3, cylinder 2 with the load piston 4. At the same time the rod 5 of piston 3 and rod 6 of piston 4 are made coaxial and directed towards each other.

Between the rods 5 and 6 is part - the matrix 7 and 8 plunger, pressed into the matrix 7. The matrix 7 is installed in tool tray 9, mounted on the housing unit 10. Channel 11 connects the cylinders 1 and 2, where S_1 and S_2 marked the square of pistons 3 and 4. The axis- OO - is the single geometrical axis rods 5 and 6, the axis O_1O_1 - geometric axis of the cylinder 1, the axis O_2O_2 - geometric axis of the cylinder 2, e_1 - eccentricity between the axes of the OO and O_1O_1 , e_2 - the eccentricity between the axes of the OO and O_2O_2 . Cross sectional area of the piston 3, more the cross-sectional area of the piston 4.

The problem of motionless the object of pressing

It should be noted that these designs have one major drawback - the deformation object can not stay fixedly. This problem can also be solved, by hydraulic press, which the scheme is shown in figure 4.

Press (FIG. 4) consists of a hydraulic cylinder load, fixed rod and the piston cylinder 2, made in one piece with the press table 3 movable rods 4, rigidly connecting the load cylinder and the working cylinder 5, one of the rods at the same time serves as a pipeline 6

The piston rod 7 of the working cylinder functions as pressing plunger, which interacts with the object of pressing 8.

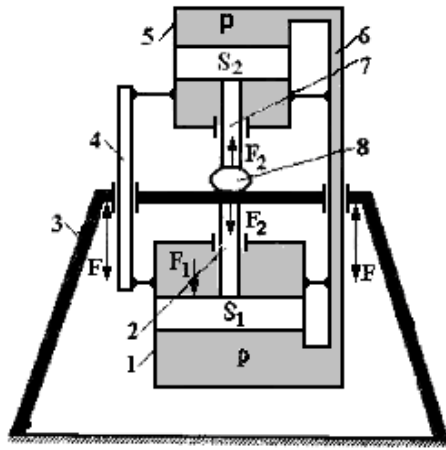


Figure 4 press with fixed table

Press operates follows. When submitting a working fluid in top of load cylinder 1, the latter due to the fact that the rod and the piston 2 is rigidly connected with a table and bed, will move up. Via a cylinder rod 4 carry away a working cylinder 5.

Since the cross-sectional area of the lower cylinder S_1 is taken more cross-sectional area of the upper cylinder S_2 , then the vertical (down) shift rod 7 will be more than shift the load cylinder 1, resulting to the effects rod 7 to the object of pressing 8, ie to implement the workflow.

We find that

$$F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1 - S_2} \quad (6)$$

then

$$k = \frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2}{S_1 - S_2} \quad (7)$$

that exactly corresponds to equation (5).

Hydraulic jack – amplifier

One way of moving, lifting massive objects, pressing is the use of hydraulic jacks, see [1, page 94, Scheme 108]. This hydraulic jack can also be used as a hydraulic press.

But, in this case, the force applied to the object, is directly proportional to pressure q , the created in the cylinder

$$P = q \cdot S \quad (8).$$

The author of the article, together with L Dvornikov was developed hydraulic jack - amplifier, which uses the same principle of amplification, as a pressure transducer [2]. Force

$$P = \frac{F \cdot S_2}{(S_1 - S_2)}, \quad (9)$$

significantly higher the one is defined by equation (8), since the denominator of the formula (9) can be arbitrarily small. Moreover, as opposed to pressure transducer, there is the possibility to effects on the object which has independent location.

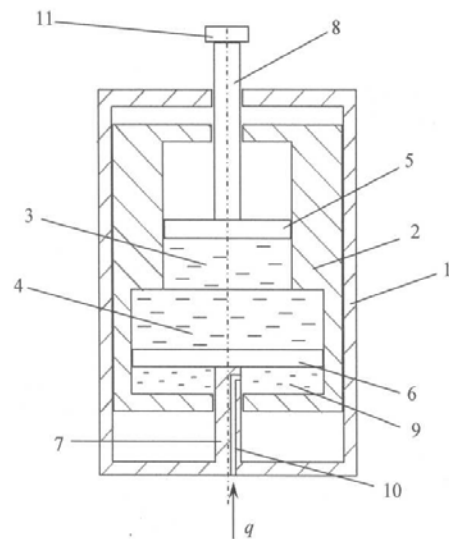


FIG. 5 Hydraulic jack – amplifier

The offered hydraulic jack amplifier is shown in figure 5. It consists of a hydraulic cylinder, the main piston 2 with two internal cylindrical cavities 3 and 4, and additional pistons 5 and 6 with cross-section S_1 and S_2 with rods 7 and 8. The rod 7 is rigidly fixed to the hydraulic cylinder 1. The rod 8 is installed with a possibility to relative motion as the main piston and cylinder relative. The cavities 3 and 4 are filled with energy source (liquid). The arrow q shows the direction of source of energy supply through the channel 10 in the rod side 9. The rod 8 acts directly on the object 11. Device operates as follows. When applying pressure q in the rod cavity 9, an internal force F , acting on the piston 2, then piston 2 starts moving down, leading to the fact that the piston 5 with piston rod 8 is moved upward. Thus, the rod 8 acts on the object 11. The force impact is determined by the function P (9). Thus, there is an opportunity and converting the pressure and influence on in-

dependently located object. Next exercise is to count hydraulic system via MATLAB [6,7,8].

the principle of the hydraulic jack – amplifiers, and the possibility of effects on independently located object

References

- [1]. ARTOBOLEVSKY, I.: Mechanisms in Modern Engineering, Volume 5, Publishing House "Nauka", Moscow, 1976. 848p.
- [2]. SU, author's certificate № 360832 Pressure transducer, B 30 15/16, 1976.
- [3]. ARTOBOLEVSKY, I.: Theory of Mechanisms and Machines: Manual for technical colleges. 4th ed. revised. and add. - Moscow: Nauka 1988. 640p.
- [4]. RU, Patent for invention № 2311999. device for pressing the indenter into the body of drill bits Dvornikov L., Hohrin M. Moshkin S.
- [5]. RU, Patent for invention № 2345253, Hydraulic jack – amplifier, F15B3/00. Dvornikov L., Moshkin S.
- [6] DELYOVÁ, I., FRANKOVSKÝ, P., HRONCOVÁ, D.: Kinematic analysis of movement of a point of a simple mechanism. In: Modelling of Mechanical and Mechatronical Systems, Herľany, Slovakia, 20.- 22. 9. 2011. - Košice: TU, 2011 S. 53-58. ISBN 978-80-553-0731-2
- [7] TREBUŇA, F., et al.: Uplatnenie metód experimentálneho a numerického modelovania mechanických, biomechanických a mechatronických sústav pre zvyšovanie konkurencieschopnosti výrobkov. Košice: TU, SjF, 2008. - 335 s.
- [8] GMITERKO, A., HRONCOVÁ, D., ŠARGA, P.: Modeling Mechanical Systems Using Bond Graphs. In: Modelling of Mechanical and Mechatronical Systems: proceedings of the 4th international conference: Herľany, Slovakia, 20. - 22. 9. 2011. - Košice: Sjf TU, 2011 S. 112-118. ISBN 978-80-553-0731-2

Abstract

This article presents an overview of schemes of pressure amplifiers. Reviewed both positive and negative aspects of their design. Also describes the features of the scheme and

Sergey Moshkin, Ing.

Siberian State Industrial University,
Mechanical faculty
Department of Theory of mechanics and machines and basics of constructions.
Kirova 42
654000 Novokuznetsk, Russia Federation
E-mail: sergey_moshkin@hotmail.com

Analýza modelu mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu v simulačnom prostredí MATLAB/Simulink

Ingrid Delyová, Darina Hroncová, Peter Frankovský

Abstrakt

V príspevku sú porovnané spôsoby modelovania mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu buďeného harmonicky premennou silou v simulačnom prostredí MATLAB/Simulink. Výsledkom riešenia sú časové priebehy kinematických veličín (posunutie, rýchlosť a zrýchlenie) získané v simulačných prostrediach MATLAB a Simulink.

Kľúčové slová: MATLAB/Simulink, Lagrangeove rovnice II. druhu, kinematická a dynamická analýza.

Úvod

Vývoj a inovácia strojných zariadení prináša so sebou požiadavku poznania správania sa mechanického systému v praxi už pred zahájením výroby. Overenie pracovných podmienok na reálnych modeloch je finančne a časovo náročné, preto sa pri určení dynamických vlastností a optimalizácii nových strojných zariadení prechádza do oblasti počítačových simulácií.

Pri počítačových simuláciách sa pracuje s počítačovým modelom, ktorý je pomocným objektom pomocou ktorého riešime problém pôvodného reálneho objektu. Počítačový model umožňuje na prijateľnej úrovni zložitosti približne zistiť správanie sa pôvodného objektu, ktorým môže byť konštrukcia, mechanizmus resp. zariadenie. K reálnemu objektu sa môže vytvoriť viac modelov, ktoré sa môžu líšiť zložitosťou, náročnosťou a efektívnosťou výpočtu. Štruktúra a parametre modelu riešeného systému majú rozhodujúci vplyv na použiteľnosť získaných výsledkov i cenu analýzy. Ideálnym je čo najjednoduchší model, ktorý má vlastností reálnej konštrukcie, stroja alebo zariadenia, ktoré sú z hľadiska sledovaných javov podstatné.

Riešenie reálnych problémov až po číselný výsledok si vyžaduje zjednodušenie fyzikálnej podstaty reálnej systému. V mechanike sú formulované pojmy ako hmotný bod, tuhé teleso, ideálna kvapalina, ideálny plyn a podobne. Vývoj vedie v súlade s okamžitými výpočtovými možnosťami od najjednoduchších modelov k postupnému rešpektovaniu ďalších vplyvov až po veľmi podrobné modely, ktoré sú riešiteľné len vďaka výkonnej výpočtovej technike.

Simulovanie viac hmotových mechanických systémov je bežným problémom v inžinierskej praxi. Existujú rôzne programové prostriedky, ktoré pristupujú k tejto úlohe buď riešením pohybových rovníc v symbolickom tvare alebo riešia úlohu numericky na základe modelu pomocou abstraktnej reprezentácie napr. pomocou blokových schém. Do tejto druhej kategórie spadajú aj programy Simulink a SimMechanics, ktoré boli vytvorené ako rozšírenie programu MATLAB.

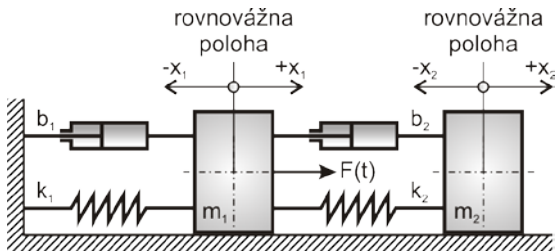
Nadstavba SimMechanics programu MATLAB/Simulink rozširuje jeho možnosti o prostriedky na modelovanie a simuláciu mechanických systémov. Obsahuje knižnice blokov zodpovedajúce reálnym súčastiam mechanických systémov. Nachádzajú sa v ňom bloky predstavujúce telesá, kĺbové spojenia, pohybové skrutky, tlmiče, pružiny, senzory a akčné členy. Pomocou týchto blokov možno vytvárať modely zložitých mechanických systémov.

V programe MATLAB sa riešia pohybové rovnice použitím funkcií pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc. V nadstavbe SimMechanics sa riešia mechanické systémy pomocou blokových schém podobne ako v Simulinku. Blokové schémy v nadstavbe SimMechanics sa líšia od blokov v Simulinku tým, že predstavujú fyzické komponenty (napr. pružina a tlmič) a geometrické a kinematické vzťahy priamo. V Simulinku však bloky reprezentujú matematické operácie. Fyzické modelovanie v SimMechanics je preto intuitívnejšie, šetrí čas a znižuje prácnosť pri odvodení pohybových rovníc skúmaného systému.

Nadstavba SimMechanics si však zachováva schopnosť vo svojich modeloch používať aj bloky zo Simulinku, možno ich navzájom kombinovať. To dáva možnosť vytvárať mechanický model v SimMechanics a k nemu riadiacu časť v Simulinku v jednom spoločnom prostredí.

V príspevku je uvedené riešenie modelu mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu, ktorý predstavujú dve hmoty s hmotnosťami m_1 a m_2 upevnené k rámu pružinou tuhosti k_1 a tlmičom so súčiniteľom lineárneho tlmenia b_1 , ktoré sú viazané navzájom pružinou tuhosti k_2 a tlmičom so súčiniteľom lineárneho tlmenia b_2 . Hmoty m_1 je buďená vonkajšou silou harmonického charakteru $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$, kde $F_0 = konst$.

Pre model mechanického systému (obr.1) boli riešené kinematické veličiny v programe Matlab, Simulink a SimMechanics. Výsledkom sú priebehy posunutí, rýchlostí a zrýchlení jednotlivých členov systému.



Obr.1 Mechanický systém

Fig.1 Mechanical system

Riešenie mechanického systému v programe MATLAB

Diferenciálne pohybové rovnice II. rádu mechanického systému

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_1 y_1 - b_1 \dot{y}_1 + k_2 (y_2 - y_1) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + F(t) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -k_2 (y_2 - y_1) - b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \quad (2)$$

sa pre riešenie v programe MATLAB upravujú do tvaru diferenciálnych pohybových rovníc prvého rádu nasledujúcou substitúciou:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1 \\ x_2 &= \dot{y}_1 \\ x_3 &= y_2 \\ x_4 &= \dot{y}_2 \end{aligned} \quad (3)$$

pričom transformujeme diferenciálne rovnice (1) a (2) druhého rádu na štyri diferenciálne rovnice prvého rádu v tvare:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_1} [-(b_1 + b_2)x_2 + b_2 x_4 - (k_1 + k_2)x_1 + k_2 x_3 + F(t)] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_2} [b_2 x_2 - b_2 x_4 - k_2 x_3 + k_2 x_1] \end{aligned} \quad (4)$$

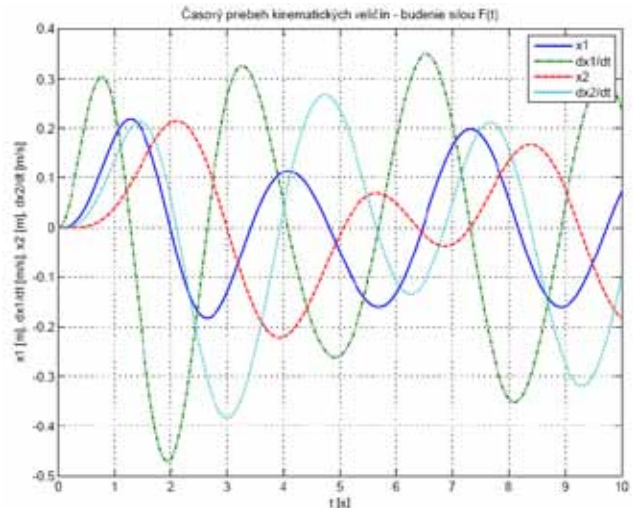
Po tejto úprave sa prepíše sústava rovníc (4) do M-súboru programu MATLAB v nasledujúcom tvare:

```
function dx=funkciaTDS_2(t,x)
m1=75; m2=150; k1=500; k2=250;
b1=10; b2=50; F=100*sin(2*t);
dx=[x(2); ...
    (-b1 + b2) * x(2) + b2 * x(4) - (k1 + k2)*x(1)+ ...
    k2*x(3) + F)/m1; ...
    x(4); ...
    (b2*x(2)-b2*x(4)-k2*x(3)+k2*x(1))/m2];
```

Pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc (4) má program MATLAB k dispozícii preddefinované funkcie, ktoré sa líšia integračnou metódou. Riešenie požadovaných kinematických veličín sa vykoná po spustení nasledujúceho M-súboru:

```
[t,x]=ode45('funkciaTDS_2',[0 10],[0; 0; 0; 0]);
figure(11)
plot(t,x,'LineWidth',1.5)
grid on;
title('Časový priebeh kinematických veličín - budenie silou F(t)');
xlabel('t [s]');
ylabel('x1 [m], dx1/dt [m/s], x2 [m], dx2/dt [m/s]');
legend('x1','dx1/dt','x2','dx2/dt');
```

Vykreslenie časového priebehu hľadaných kinematických veličín (obr.2) skúmaného mechanického systému získame štandardnou funkciou ode45.



Obr.2 Časový priebeh posunutí a rýchlostí mechanického systému získaný programom MATLAB

Fig.2 Time diagram of displacement and velocity of mechanical system obtained by the MATLAB

Riešenie mechanického systému v prostredí Simulink

Vytvorenie modelu v prostredí Simulink sa líši od práce v prostredí programu MATLAB v tom, že Simulink pre modelovanie využíva grafický zápis vo forme blokových schém a program MATLAB je orientovaný na riadkové príkazy. Simulink obsahuje knižnice s preddefinovanými blokmi pre lineárnu a nelineárnu analýzu systému. Z nich sa prepojením vstupov a výstupov vytvorí bloková schéma riešeneho modelu. Po spustení simulácie sa získaný časový priebeh vykreslí graficky pomocou štandardných blokov, alebo sa môže uložiť do pracovného priestoru programu MATLAB, odkiaľ je možné priebehy kinematických veličín vykresliť pomocou funkcie plot.

Simulink je vhodným nástrojom na vytváranie blokových schém modelov dynamických systémov. Ide o univerzálny modelovací a simulačný nástroj, ktorý sa uplatňuje v rôznych vedných a technických oblastiach. V súčasnosti existuje niekoľko špecializovaných knižníc, ktoré rozširujú jeho možnosti v danom vednom odbore.

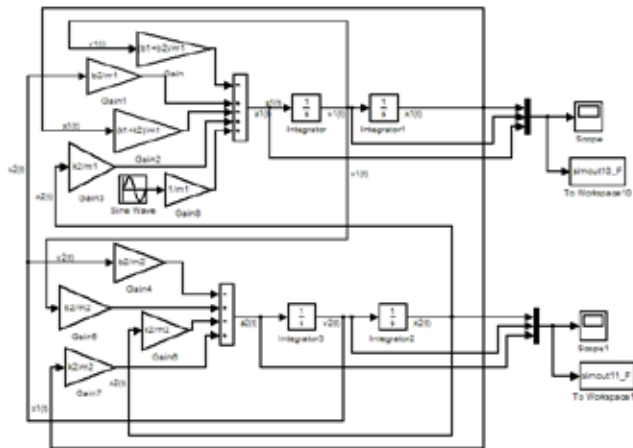
Zostavenie blokovej schémy

Na základe odvodených pohybových rovníc (1) a (2) sa po ich úprave do tvaru

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [-(b_1 + b_2)\dot{y}_1 + b_2 \dot{y}_2 - (k_1 + k_2)y_1 + k_2 y_2 + F(t)] \quad (5)$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2 \dot{y}_1 - b_2 \dot{y}_2 - k_2 y_2 + k_2 y_1] \quad (6)$$

zostaví bloková schéma v prostredí Simulink. Bloková schéma mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu budeneho harmonicky premennou silou je zobrazená na obr.3.

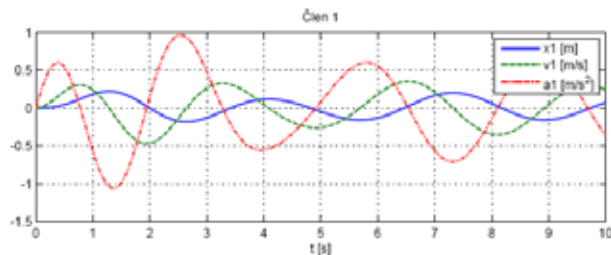


Obr. 3 Bloková schéma v prostredí Simulink
Fig. 3 Block diagram in Simulink

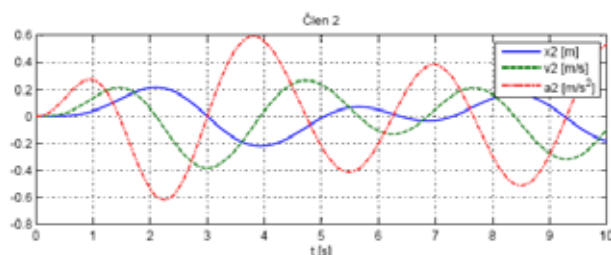
V menu prostredia Simulink sa po nastavení parametrov simulácie (čas, perióda vzorkovania, integračná metóda) spustí simulácia. Vykreslenie priebehu kinematických veličín je vykonané pomocou nasledujúceho m-súboru:

```
figure(14)
set(14,'Name','priebeh simout10_F a simout11_F v Simulinku - simulovany pohyb')
subplot(2,1,1);
plot(simout10_F.time, simout10_F.signals.values(:,1:3),
'LineWidth', 1.5)
title('Člen 1'),...
legend('x1 [m]','v1 [m/s]','a1 [m/s^2]')
xlabel('t [s]'),...
grid on
subplot(2,1,2);
plot(simout11_F.time, simout11_F.signals.values(:,1:3),
'LineWidth', 1.5)
title('Člen 2'),...
legend('x2 [m]','v2 [m/s]','a2 [m/s^2]')
xlabel('t [s]'),...
grid on
```

Výsledkom riešenia sú časové priebehy analyzovaných kinematických veličín jednotlivých členov systému (posunutie, rýchlosť a zrýchlenie) v intervale 0 až 10 sekúnd. Na obr.4 sú zobrazené priebehy kinematických veličín člena 1 a na obr.5 kinematické veličiny člena 2 v závislosti na čase.



Obr. 4 Časový priebeh kinematických veličín člena 1
Fig. 4 Plot of results of kinematic parameters member 1



Obr. 5 Časový priebeh kinematických veličín člena 2
Fig. 5 Plot of results of kinematic parameters member 2

Záver

V príspevku bola uvedená ukážka tvorby simulačného modelu a vykreslenie výsledkov riešenia, priebehov kinematických veličín mechanického systému s dvoma stupňami voľnosti pohybu budeného harmonicky premennou silou v simulačnom prostredí MATLAB/Simulink. Simulácie programu MATLAB je možné využiť i pri hydraulických systémov [12, 13].

Podakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánných rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0289/11.

Literatúra

- [1] DELYOVÁ, I., FRANKOVSKÝ, P., HRONCOVÁ, D.: Kinematic analysis of movement of a point of a simple mechanism. In: MMaMS 2011: Modelling of Mechanical and Mechatronic Systems: proceedings of the 4th international conference: Herľany, Slovakia, 20. - 22. 9. 2011. Košice: TU, 2011 s. 53-58. ISBN 978-80-553-0731-2
- [2] FRANKOVSKÝ, P., DELYOVÁ, I., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu v programe MATLAB. In: Transfer inovácií. č. 21, 2011, s. 71-73., ISSN 1337-7094
- [3] KARBAN, P.: Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink, Brno, Computer Press, 2006. ISBN 80-251-1301-9.
- [4] KOZÁK, Š.- KAJAN, S.: Matlab – Simulink I, Bratislava, STU Bratislava, 2006.
- [5] POLÓNI, T., TAKÁCS, G., ROHAL'ILKIV, B.: Predictive control of Mechatronic Systems with Fast Dynamics. In: Selected Topics on Constrained and Nonlinear Control. Textbook. Bratislava: STU v Bratislave, 2011. ISBN 978-80-968627-4-0. - S. 289-349.
- [6] SEGLA, S., REICH, S.: Optimization and comparison of passive, active, and semi-active vehicle suspension systems, In: Proceedings of the 12th IFToMM World Congress on Mechanism Science, Besancon (France), 2007.
- [7] SHABANA, A.A.: Computational Dynamics (2nd edition), John Wiley & Sons, Inc., New York 2001.
- [8] STEJSKAL, V.- VALÁŠEK, M.: Kinematics and dynamics of Machinery, Marcel Dekker, Inc., New York 1996.
- [9] VAVRINČIKOVÁ, V., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie kmitania v prostredí Simulink. Acta Mechanica Slovaca, Košice, 2008, s. 869-876. ISSN 1335-2393.
- [10] VOLEK, J., SEGLA, Š., SOUKUP, J.: Analytický výpočet vertikálnych posuvů trolejbusu Škoda 21 Tr při přejezdu soustavy překážek dle ČSN ve stanovených bodech. Výzkumná zpráva č. 05/07, FVTM UJEP v Ústí nad Labem, 2007.
- [11] ZÁHOREC, O., CABAN, S.: Dynamika, Košice, Olymp, 2002.
- [12] DVORNIKOV, L., MOSHKIN, S.: RU, Patent for invention № 2345253, Hydraulic jack – amplifier, F15B3/00.
- [13] DVORNIKOV, L., HOHRIN, M., MOSHKIN S.: RU, Patent for invention № 2311999. device for pressing the indenter into the body of drill bits

Abstract

The main objective of this article was to show different approaches to mechanical system modeling in MATLAB and SimMechanics. A simple mechanical model is used to show the advantage of physical modeling used in SimMechanics.

Ingrid Delyová, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2467
E-mail: ingrid.delyova@tuke.sk

Darina Hroncová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2465
E-mail: darina.hroncova@tuke.sk

Peter Frankovský, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2457
E-mail: peter.frankovsky@tuke.sk

Určovanie modálnych parametrov metódou konečných prvkov a experimentom

Jozef Bocko, Tomáš Harčarik, Michal Binda

Abstrakt

Predkladaný článok je zameraný na určovanie modálnych parametrov pomocou metódy konečných prvkov (MKP). MKP v súčasnosti predstavuje veľmi efektívnu a rýchlu metódu riešenia rôznych problémov mechaniky, vrátane statických a dynamických úloh. Určovať modálne parametre experimentálnou metódou je v niektorých prípadoch praxe zložitú kvôli sťaženým podmienkam merania systému počas prevádzky, alebo kvôli vysokým finančným nákladom experimentálneho merania. Ak však prevádzkové podmienky systému dokážeme presne popísať, potom vieme určiť modálne parametre numerickým modelovaním jednoducho a efektívne. Pri simulovaní dynamických dejov je znalosť matematickej časti metódy konečných prvkov nevyhnutná.

Kľúčové slová: MKP, modálna analýza, kmitanie

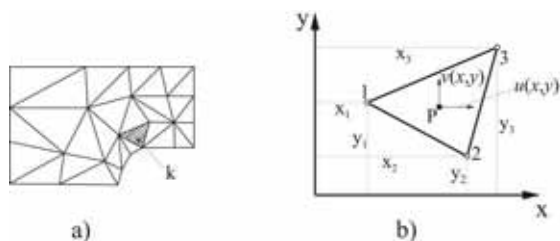
Úvod

Reálne technické systémy majú určité dynamické vlastnosti, od ktorých závisí jeho správanie (kmitanie, zrýchlenie, atď.) pri dynamických dejoch. Medzi najdôležitejšie dynamické vlastnosti patria modálne parametre (vlastné frekvencie, vlastné tvary, matica tuhosti, matica tlmenia a matica hmotnosti). Tieto parametre závisia od rozmerov, tvaru, hmotnosti, materiálových vlastností a okrajových podmienok systému.

Tento príspevok popisuje základy metódy konečných prvkov a jej použitie pri numerickej analýze určovania modálnych parametrov v niektorom z dostupných programov založených na tejto metóde.

1. Dynamické rovnice metódy konečných prvkov

V súčasnosti je metóda konečných prvkov veľmi populárna pri riešení rôznych typov problémov, vrátane tých dynamických. V MKP predstavuje interpolácia hľadaných funkcií dôležitý krok. Metóda samotná je založená na rozdelení skúmanej oblasti na prvky s konečnými rozmermi, teda konečné prvky (Obr. 1).



Obr.1 a) Skúmaná oblasť rozdelená na konečné prvky;
b) Trojuholníkový konečný prvok rovinatej oblasti
Fig.1 a) Computed area divided to finite elements;
b) Triangular finite element in plane system

Pri formulácii problému sa obmedzíme na dynamiku kontinua. Úhrnnú potenciálnu energiu Π daného systému (pre prípad malých deformácií) môžeme vyjadriť rovnicou

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \tau_{ij} \varepsilon_{ij} dV - \int_V F_i u_i dV - \int_S T_i u_i dS - \int_V \rho \ddot{u}_i u_i dV, \quad (1)$$

kde τ_{ij} sú zložky tenzora napätosti, ε_{ij} zložky tenzora deformácií, T_i zložky vektora povrchových síl, u_i zložky vektora posunutí a F_i sú zložky vektora objemových síl. Pomocou variačnej rovnice

$$\delta \Pi = 0 \quad (2)$$

dostaneme po úprave vzťah

$$M \ddot{d} + K d = F, \quad (3)$$

kde M je matica hmotnosti systému, K je matica tuhosti systému. Rovnica (3) je bez uvažovania tlmenia. Vzťah s uvažovaním matice tlmenia C je vyjadrený vzťahom

$$M \ddot{d} + C \dot{d} + K d = F. \quad (4)$$

1.1 Vlastné kmitanie lineárnych sústav

Určenie rovnice vlastného kmitania netlmenej sústavy vychádza zo vzťahu (4). Pri netlmenom vlastnom kmitaní neuvažujeme zotrvačné sily F a vynecháme člen $C \dot{d}$. Rovnica má potom tvar

$$M \ddot{d} + K d = 0. \quad (5)$$

Riešenie rovnice hľadáme v tvare

$$d(t) = y \sin \omega t. \quad (6)$$

Vypočítaním $\ddot{\mathbf{d}}$ a dosadením do (5) dostaneme základnú rovnicu pre riešenie vlastného kmitania

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{y} = \mathbf{0}. \quad (7)$$

Triviálne riešenie predchádzajúcej rovnice nemá v našom prípade zmysel. Aby rovnica (7) mala netriviálne riešenie, musí platiť

$$\det(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) = 0. \quad (8)$$

Ak matice \mathbf{M} a \mathbf{K} majú n riadkov a n stĺpcov, potom z podmienky (9) vieme vypočítať n vlastných frekvencií ω_i a n vlastných tvarov \mathbf{y}_i . Vlastné frekvencie zoradíme podľa veľkosti, t.j. $\omega_1 \leq \omega_2 \leq \dots \leq \omega_n$. Vzťah (7) vieme zapísať v maticovom tvare vlastného kmitania

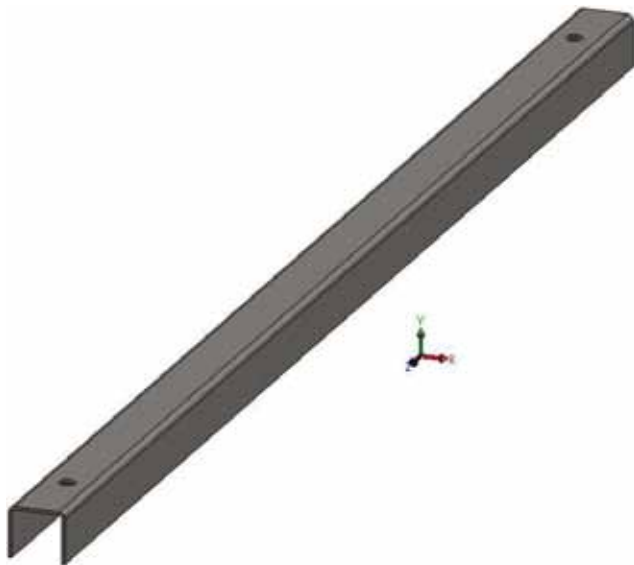
$$\mathbf{K}\mathbf{Y} = \mathbf{\Omega}^2 \mathbf{M}\mathbf{Y}, \quad (9)$$

kde $\mathbf{\Omega}^2$ je diagonálna matica obsahujúca kvadráty vlastných frekvencií a \mathbf{Y} obsahuje vektory \mathbf{y}_i usporiadané po stĺpcoch.

2. Realizácia modálnej analýzy metódou konečných prvkov

2.1 MKP model

Geometrický model nosníka s profilom v tvare „U“ bol vytvorený v prostredí SolidWorks 2009 na základe reálneho nosníka (Obr. 2).



Obr.2 Geometrický model nosníka v prostredí SW 2009
Fig.2 Geometry of the beam model in SW 2009

Model bol diskretizovaný s použitím štvorstenných (tetrahedral) objemových konečných prvkov (Obr. 3). Formulácia okrajových zodpovedala podmienkam pri experimentálnom meraní. Parametre boli určované pri tzv. voľnom uložení – free-free. Horný rozsah pre meranie vlastných tvarov a frekvencií bol nastavený na 1600 Hz.



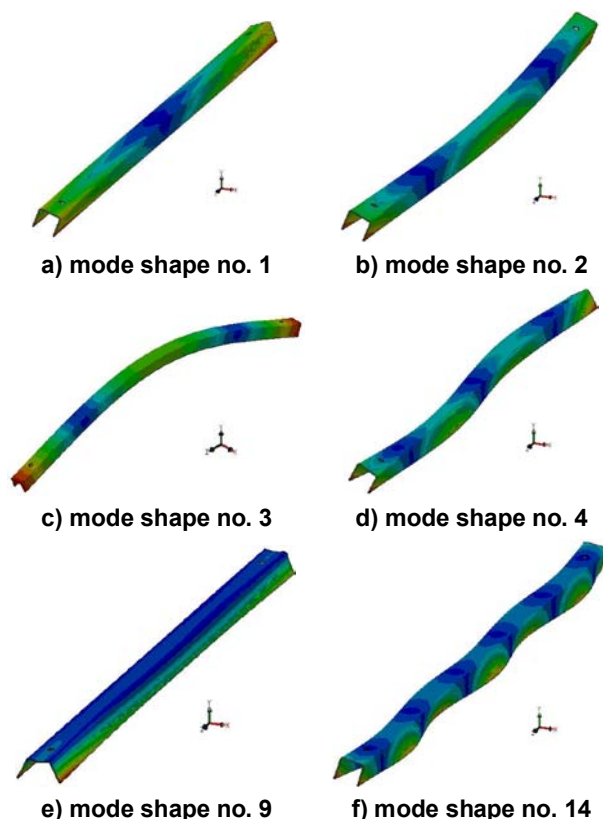
Obr.3 Geometrický model nosníka v prostredí SW 2009
Fig.3 Geometry of the beam model in SW 2009

Výsledky MKP analýzy

Výsledky numerickej analýzy sú zobrazené v Tab.1, kde môžeme vidieť hodnoty prvých dvadsaťjeden vlastných frekvencií nosníka. Obr. 4 znázorňuje vybrané vlastné tvary.

Vlastný tvar č.	1	2	3	4	5	6	7
Vlastná frekvencia [Hz]	124,25	163,75	218,62	339,28	547,04	589,97	593,42
Vlastný tvar č.	8	9	10	11	12	13	14
Vlastná frekvencia [Hz]	873,33	1 080,10	1 083,90	1 106,30	1 116,20	1 147,70	1 175,20
Vlastný tvar č.	15	16	17	18	19	20	21
Vlastná frekvencia [Hz]	1 227,50	1 254,60	1 335,70	1 368,00	1 426,60	1 446,50	1 528,00

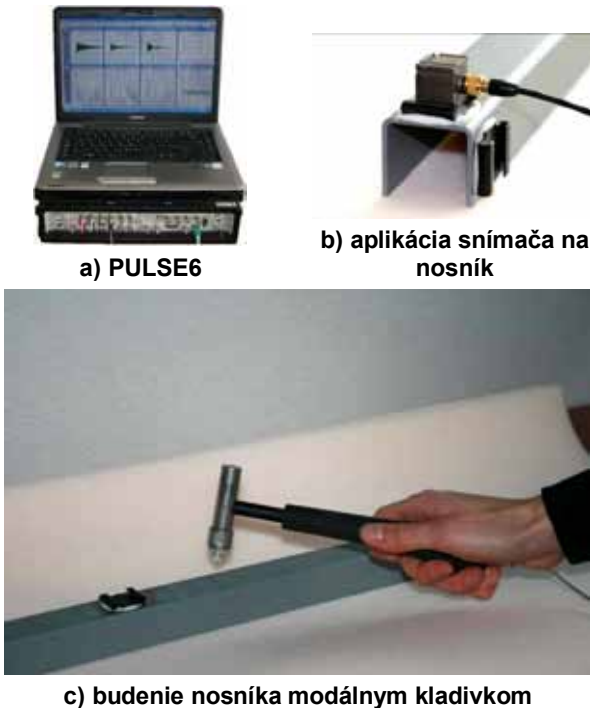
Tab.1 Hodnoty vlastných frekvencií získaných analýzou MKP



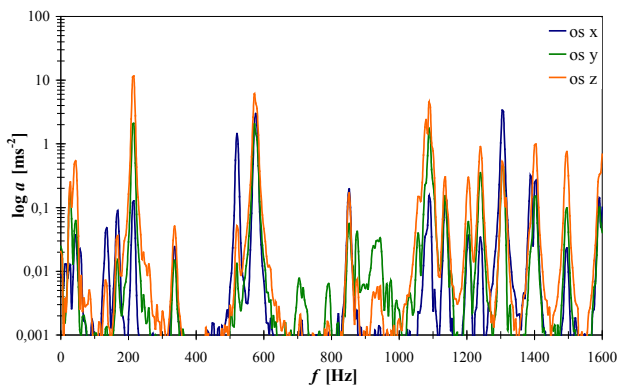
Obr.4 Vybrané vlastné tvary „U“ nosníka
Fig.4 Some mode shapes of the „U“ beam

3. Verifikácia výsledkov MKP analýzy experimentom

Experimentálne meranie bolo vykonané meracím systémom PULSE 6. Snímač zrýchlenia bol aplikovaný na konci nosníka. Obr. 5 znázorňuje realizáciu samotného experimentu. Nosník bol budený v strede jeho dĺžky. Namerané údaje boli spracované programom LabShop od firmy Brüel & Kjaer. Na Obr. 6 je znázornené frekvenčné spektrum nosníka.



Obr.5 Realizácia experimentu
Fig.5 Pictures of realized experiment



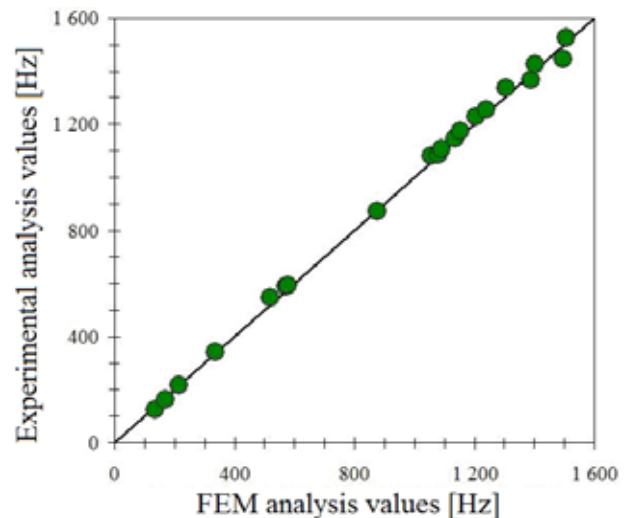
Obr.6 Frekvenčné spektrum kmitania nosníka
Fig.6 Frequency spectrum of the beam vibration

Vlastné frekvencie získané experimentom sú porovnávané s výsledkami numerickej analýzy. Z Tab.2 je vidieť, že výsledky oboch analýz sa približne zhodujú. MKP analýza teda poskytuje adekvátne výsledky v relatívne krátkom čase.

VI. frek. MKP [Hz]	VI. frek. Experim. [Hz]	odchýlka [%]	VI. frek. MKP [Hz]	VI. frek. Experim. [Hz]	odchýlka [%]
124	135	-8,38	1 106	1 090	1,49
164	168	-2,6	1 116		
219	215	1,81	1 148	1 137	0,9
339	336	0,97	1 175	1 152	1,97
547	520	4,94	1 228	1 204	1,91
590	572	3,05	1 255	1 240	1,16
593	578	2,67	1 336	1 305	2,31
	853		1 368	1 388	-1,46
873	876	-0,31	1 427	1 404	1,58
	947		1 447	1 496	-3,42
1 080	1 056	2,23	1 528	1 508	1,31
1 084	1 080	0,36			

Tab.2 Porovnanie výsledkov oboch analýz

Na Obr. 7 sú znázornené medzi vypočítanými a nameranými hodnotami vlastných frekvencií.



Obr.7 Odchýlka nameraných a vypočítaných hodnôt
Fig.7 Deflection of measured and computed eigenfrequencies

Záver

MKP ponúka možnosť realizovať rôzne typy analýz. Okrem modálnej analýzy vieme riešiť aj iné dynamické problémy, ako napr. dynamická odozva rázu, pádová skúška, alebo určovanie doby životnosti systému pri cyklickom namáhaní. Ak vieme autenticky simulovať reálne prevádzkové podmienky systému, môžeme používať MKP analýzu namiesto experimentálnych meraní so všetkými jej výhodami.

PodĎakovanie

Tento článok je podporovaný grantovými projektmi VEGA reg. č. 1/1205/12 Numerické modelovanie mechatronických sústav a VEGA reg. č. 1/0289/11 Využitie experimentálnych metód pri vývoji metódik identifikácie a predikcie porúch nosných prvkov mechanických sústav.

Literatúra

- [1] DVORNIKOV L., MOSHKIN S., RU Patent for invention N2345253: Hydraulic jack – amplifier, F15B3/00.
- [2] EDMUNDS, H. G., Mechanical Engineering Foundations of Engineering Science, USA: Halsted Press, 1981, ISBN 0-470-27253-8

[3] IVANČO, V., KUBÍN, K., KOSTOLNÝ, K., Metóda konečných prvkov I, Košice: Elfa, 1994, ISBN 80-96731-4-0

[4] TREBUŇA F., ŠIMČÁK F., Pružnosť, pevnosť a plasticnosť v strojárstve, Košice, EMILENA, 2005, ISBN 80-8073-276-0

Abstract

This paper deals with determining of modal parameters by using Finite Element Method (FEM). FEM is a very effective method for solving of variety engineering problems including static and dynamic analysis. In some cases in practice is quite difficult to determine modal parameters because of hard working conditions of a system or significant expenses of an experimental measurement. If engineers know accurate properties and working conditions of the system, they can do numerical simulation on PC easily and effectively. However, understanding of mathematical part of FEM is also necessary.

Prof. Ing. Jozef Bocko, CSc.
Technická univerzita v košiciach

Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9/B
042 00 Košice
Tel.: +421 55 602 2920
E-mail: jozef.bocko@tuke.sk

Ing. Tomáš Harčarik
Technická univerzita v košiciach

Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9/B
042 00 Košice
Tel.: +421 55 602 2468
E-mail: tomas.harcarik@tuke.sk

Ing. Michal Binda
Technická univerzita v košiciach

Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9/B
042 00 Košice
Tel.: +421 55 602 2468
E-mail: michal.binda@tuke.sk

Automatické zostavovanie pohybových rovníc a ich využitie pri optimalizácii zložitých mechatronických sústav

Zdenko Bobovský, Darina Hroncová, Miroslav Gorlický

Abstrakt

V práci je popísaný algoritmus na automatické zostavovanie pohybových rovníc. Pri ich zostavovaní sa používajú Lagrangeove rovnice II.druhu a transformačné matice základných pohybov. Tento prístup je vhodný pri počítačovej simulácii otvorených kinematických reťazcov s ľubovoľným počtom stupňov voľnosti a s ľubovoľnou kombináciou väzieb. Práca zároveň predkladá vzorový príklad využitia týchto rovníc pri návrhu a optimalizácii kráčajúceho servisného robota pre didaktické účely.

Kľúčové slová: otvorené kinematické reťazce, kinematická a dynamická analýza, Lagrangeove rovnice

Úvod

Stroje a zariadenia sú vo všeobecnosti sústavy telies, ktoré sú navzájom pospájané rôznymi väzbami. Podľa spôsobu ako sú telesá spojené vznikajú sústavy s rôznym rozsahom pohyblivosti. Mechanizmy priemyselných robotov a manipulátorov a servisných robotov predstavujú navzájom spojené sústavy telies, ktoré vytvárajú rôzne druhy kinematických reťazcov. Mechanizmy robotov sú najčastejšie vytvárané ako otvorené respektíve zmiešané kinematické reťazce. Dva členy, ktoré sú navzájom pohyblivo viazané, a to tak, že pohyblivosť jedného voči druhému je obmedzená, tvoria kinematickú dvojicu. Jednotlivé členy kinematických reťazcov sú navzájom spojené translantnými alebo rotačnými kinematickými dvojicami. Pri navrhovaní mechanizmov je potrebný spoľahlivý výpočet príslušných mechanických veličín, ktoré potom umožňujú ďalšie dimenzovanie jednotlivých častí.

Prvá časť príspevku sa zaoberá teóriou jednoduchých otvorených kinematických reťazcov, ktorá sa využíva pri kinematickej a dynamickej analýze rôznych manipulátorov a robotov. V druhej časti sa zaoberá aplikáciou softwarových prostriedkov pri návrhu a optimalizácii zložitých mechatronických sústav. Keďže zostavovanie a nasledovné riešenie matematických modelov je náročné.

Nástup výpočtovej techniky viedol k rozvoju počítačových metód aj v oblasti zložitých priestorových mechanických sústav, čo postupne viedlo k ich počítačovému navrhovaniu (CAD). V oblasti počítačovej analýzy, syntézy a optimalizácie mechanických sústav (MBS – multibody systems) v súčasnosti existuje veľmi bohatá literatúra, v ktorej môže čitateľ nájsť podrobný popis mnohých maticových počítačových metód statickej, kinematickej a dynamickej analýzy, metódy numerického riešenia matematických modelov (diferenciálnych, algebro-diferenciálnych a iných), ale tiež aj popis metód riadenia a optimalizácie napr. literatúru [1] až [4]. V príspevku je popísaný spôsob zostavovania pohybových rovníc otvorených kinematických reťazcov pomocou Lagrangeových rovníc II. druhu v maticovom tvare a transformačných matic základných pohybov, na základe

ktorého je možná počítačová simulácia otvorených kinematických reťazcov s ľubovoľným počtom stupňov voľnosti a s ľubovoľnou kombináciou väzieb.

Systém je uvažovaný ako sústava tuhých telies, kinematické dvojice ako ideálne bez pasívnych odporov a bez vôli. Pomocou transformačných matic základných pohybov [1] sa vytvorí ľubovoľný tvar modelu manipulátora, pre ktorý sa zostaví sústava príslušných pohybových rovníc. Zostavené pohybové rovnice sa môžu ďalej riešiť pomocou numerických metód.

Použitie označenie

q - zovšeobecnená súradnica,

\dot{q} - zovšeobecnená rýchlosť,

Q - zovšeobecnená sila,

B_i - transformačná matica určujúca vzťah medzi súradnicovým systémom člena i a základom 0 ,

r_i - rozšírený vektor polohy ťažiska člena i v súradnicovom systéme tohoto člena,

B_i^j - parciálna derivácia matice B_i podľa q_j ,

B_i^{jk} - parciálna derivácia matice B_i^j podľa q_k ,

$s(.)$ - stopa matice $(.)$,

I_i - matica momentov zotrvačnosti člena i ,

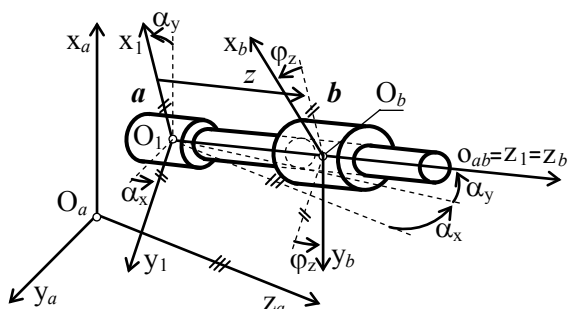
m_i - hmotnosť člena i ,

g - gravitačné zrýchlenie.

Zostavenie pohybových rovníc

Pohyb jednoduchých otvorených priestorových kinematických reťazcov, ku ktorým patria často aj mechanizmy priemyselých robotov a manipulátorov, sa vyšetruje na základe teórie súčasných pohybov.

Poloha každého člena je určená v globálnom súradnicovom systéme pomocou lokálnych súradnicových systémov spojených s jednotlivými členmi $O_{i-1}, x_{i-1}, y_{i-1}, z_{i-1}$. Súradnicový systém i -tého člena O_i, x_i, y_i, z_i vzhľadom na súradnicový systém $(i-1)$ -vého člena $O_{i-1}, x_{i-1}, y_{i-1}, z_{i-1}$ je posunutý respektíve pootočený okolo osi predchádzajúceho člena. Táto transformácia sa robí pomocou transformačných matíc základných pohybov [1]. Napríklad v telese b , je zvolený súradnicový systém tak, že os pohybu $o_{ab} = z_b$ (obr.1). Súradnicový systém telesa b pôvodne splyval so systémom telesa a . Do svojej všeobecnej polohy sa dostal premiestnením do polohy $O_1, x_1, y_1, z_1 = o_{ab}$ a posunutím v smere osi $o_{ab} = z_b$ o dĺžku z a ešte pootočením okolo tejto osi o uhol φ_z . Uvedená dvojica má 2° voľnosti a za súradnice zvolíme posunutie z v smere osi o_{ab} a pootočenie φ_z okolo tejto osi. Potom transformačná matica je v tvare $T_{ab} = T_1 T_{Z3}(z) T_{Z6}(\varphi_z)$, kde matica T_1 bude v tvare $T_1 = T_{Z1}(x_0) T_{Z2}(y_0) T_{Z3}(z_0) T_{Z4}(\alpha_x) T_{Z5}(\alpha_y)$, lebo systém 1 pôvodne splyval so systémom a a do svojej polohy sa dostal posunutím o x_0, y_0, z_0 v smere osí x_a, y_a, z_a , pootočením okolo posunutej osi x_a o uhol α_x a pootočením okolo okamžitej polohy osi $y_a = y_1$ o uhol α_y (obr.1).



Obr.1 Súradnicové systémy

Každý pohyb telesa sa dá zložiť z príslušných základných pohybov a transformačná matica T_{ab} takého zloženého pohybu sa vyjadří ako súčin transformačných matíc základných pohybov. Konštantné posunutia a pootočenia v kinematickej dvojici sú opísané konštantnými transformačnými maticami základných pohybov. Všetky transformačné matice kinematických dvojíc s jedným stupňom voľnosti pohybu sú dané súčinom dvoch matíc, konštantnej matice a premennej matice. Derivácie transformačných matíc základných pohybov možno nahradit násobením týchto matíc maticovým diferenciálnym operátorom označeným $D_{Z1}, D_{Z2}, D_{Z3}, D_{Z4}, D_{Z5}, D_{Z6}$ [1].

Pri riešení dynamiky kinematických reťazcov sa využívajú Lagrangeove rovnice II. druhu. Na jednoznačné určenie okamžitej polohy je potrebné poznať n zovšeobecnených súradníc q_1, q_2, \dots, q_n . Po príslušných úpravách sa zostavia pohybové rovnice v tvare [2]:

$$\sum_{i=k}^n \sum_{j=1}^i S(\mathbf{B}_i^j \mathbf{I}_i \mathbf{B}_i^{kT}) \ddot{q}_j + \quad (1)$$

$$\sum_{i=k}^n \sum_{j,l=1}^i S(\mathbf{B}_i^j \mathbf{I}_i \mathbf{B}_i^{lT}) \dot{q}_j \dot{q}_l - g \left(\Theta_3, \sum_{i=k}^n m_i \mathbf{B}_i^k \mathbf{r}_i \right) = Q_k,$$

alebo

$$\sum_{i=1}^n a_{0k}^i \ddot{q}_i + \sum_{j=1}^n \sum_{l=j}^n a_{1kl}^{ij} \dot{q}_j \dot{q}_l + a_{2k} = Q_k, \quad k=1, \dots, n. \quad (2)$$

Sústava n viazaných nelineárnych diferenciálnych rovníc (2) vyjadrujúca dynamické vlastnosti manipulátora sa môže vyjadriť rovnicou:

$$\mathbf{A}_0 \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{a}_q + \mathbf{a}_g = \mathbf{a}_F, \quad (3)$$

po úprave:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \bar{\mathbf{a}}_F - \bar{\mathbf{a}}_q - \bar{\mathbf{a}}_g, \quad (4)$$

kde:

$$\bar{\mathbf{a}}_F = \mathbf{A}_0^{-1} \mathbf{a}_F, \quad (5)$$

$$\bar{\mathbf{a}}_q = \mathbf{A}_0^{-1} \mathbf{a}_q, \quad (6)$$

$$\bar{\mathbf{a}}_g = \mathbf{A}_0^{-1} \mathbf{a}_g. \quad (7)$$

Jednotlivé koeficienty v rovnici (2) majú tvar:

$$a_{0k}^i = \sum_{l=\max(i,k)}^n S(\mathbf{B}_i^l \mathbf{I}_l \mathbf{B}_i^{kT}), \quad (8)$$

$$a_{1kl}^{ij} = \sigma_{ji} \sum_{l=\max(i,j,k)}^n S(\mathbf{B}_i^j \mathbf{I}_j \mathbf{B}_i^{kT}),$$

$$\sigma_{ji} = \begin{cases} 1 & ak \ j = i \\ 2 & ak \ j \neq i \end{cases} \quad i, j, k = 1, \dots, n \quad (9)$$

$$a_{2k} = g S \left(\Theta_3 \left(\sum_{i=k}^n m_i \mathbf{B}_i^k \mathbf{r}_i \right)^T \right). \quad (10)$$

kde:

a_{0k}^i - sú koeficienty týkajúce sa zrýchlení v kinematických dvojiciach,

a_{1kl}^{ij} - sú koeficienty týkajúce sa rýchlostí v kinematických dvojiciach,

a_{2k} - sú koeficienty zohľadňujúce gravitáciu,

$$\Theta_3 = [0, 0, 1, 0]^T,$$

Podľa [2] je:

$$\mathbf{B}_i = \mathbf{T}_1 \mathbf{T}_2 \dots \mathbf{T}_i = \prod_{k=1}^i \mathbf{T}_k, \quad i = 1, \dots, n \quad (11)$$

transformačná matica určujúca vzťah medzi súradnicovým systémom člena i a vztáznym súradnicovým systémom,

$$\dot{\mathbf{B}}_i = \sum_{j=1}^n \frac{\partial \mathbf{B}_i}{\partial q_j} \dot{q}_j = \sum_{j=1}^n \mathbf{B}_i^j \dot{q}_j, \quad (12)$$

je derivácia matice \mathbf{B}_i podľa času,

$$\mathbf{B}_i^j = \frac{\partial \mathbf{B}_i}{\partial q_j}, \quad i, j = 1, \dots, n \quad (13)$$

je parciálna derivácia matice \mathbf{B}_i^j podľa q_j

$$\mathbf{B}_i^{jk} = \frac{\partial \mathbf{B}_i^j}{\partial q_k}, \quad i, j, k = 1, \dots, n \quad (14)$$

je parciálna derivácia matice \mathbf{B}_i^j podľa q_k .

Z vlastností transformačných matíc \mathbf{T}_i dostávame vzťahy:

$$\begin{aligned} \mathbf{B}_i^j &= \mathbf{T}_1 \dots \mathbf{T}_{j-1} \mathbf{D}_j \mathbf{T}_j \mathbf{T}_{j+1} \dots \mathbf{T}_i, \quad \text{ak } j \leq i, \\ \mathbf{B}_i^j &= 0, \quad \text{ak } j > i, \\ \mathbf{B}_i^{jk} &= \mathbf{T}_1 \dots \mathbf{T}_{j-1} \mathbf{D}_j \mathbf{T}_j \dots \mathbf{T}_{k-1} \mathbf{D}_k \mathbf{T}_k \dots \mathbf{T}_i, \quad \text{ak } j < k \leq i \\ \mathbf{B}_i^{jk} &= \mathbf{T}_1 \dots \mathbf{T}_{j-1} \mathbf{D}_j^2 \mathbf{T}_j \dots \mathbf{T}_i, \quad \text{ak } j = k \leq i \\ \mathbf{B}_i^{jk} &= 0, \quad \text{ak } j > i \text{ a } k > i \end{aligned} \quad (52)$$

kde: $\mathbf{D}_j, \mathbf{D}_k$ - sú maticové diferenciálne operátory.

Koeficienty týkajúce sa zrýchlenia sú vyjadrené symetrickou maticou \mathbf{A}_0 typu $n \times n$:

$$\mathbf{A}_0 = \begin{pmatrix} a_{01}^1 & a_{01}^2 & \dots & a_{01}^i & \dots & a_{01}^n \\ a_{02}^1 & a_{02}^2 & \dots & a_{02}^i & \dots & a_{02}^n \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ a_{0k}^1 & a_{0k}^2 & \dots & a_{0k}^i & \dots & a_{0k}^n \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ a_{0n}^1 & a_{0n}^2 & \dots & a_{0n}^i & \dots & a_{0n}^n \end{pmatrix} \quad (16)$$

$k, i = 1, \dots, n$.

Vektor zovšeobecných zrýchlení má tvar:

$$\ddot{\mathbf{q}} = [\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dots, \ddot{q}_k, \dots, \ddot{q}_n]^T, \quad k = 1, \dots, n \quad (17)$$

Všetkých $n \times n$ výrazov v sústave rovníc (2), ktoré sa týkajú zrýchlenia, sa môže vyjadriť rovnicou:

$$\mathbf{a}_{\ddot{\mathbf{q}}} = \mathbf{A}_0 \ddot{\mathbf{q}} \quad (18)$$

Koeficienty týkajúce sa rýchlosti v k -tej z n rovníc sústavy (2) môžu byť vyjadrené zvlášť symetrickou maticou $n \times n$ označenou \mathbf{A}_{1k} a definovanou nasledovne:

$$\mathbf{A}_{1k} = \begin{pmatrix} 2a_{1k}^{11} & a_{1k}^{12} & a_{1k}^{13} & \dots & a_{1k}^{1n} \\ a_{1k}^{12} & 2a_{1k}^{22} & a_{1k}^{23} & \dots & a_{1k}^{2n} \\ a_{1k}^{13} & a_{1k}^{23} & 2a_{1k}^{33} & \dots & a_{1k}^{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{1k}^{1n} & a_{1k}^{2n} & a_{1k}^{3n} & \dots & 2a_{1k}^{nn} \end{pmatrix}, \quad k = 1, \dots, n. \quad (19)$$

Vektor zovšeobecných rýchlostí má tvar:

$$\dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_k, \dots, \dot{q}_n]^T, \quad k = 1, \dots, n. \quad (20)$$

Všetkých $\sum_{i=1}^n i$ výrazov, ktoré sa týkajú rýchlosti v k -tej z n rovníc sústavy (2) sa môže napísať osobitne v tvare:

$$\frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{A}_{1k} \dot{\mathbf{q}} \quad (21)$$

Na výraz daný rovnicou (18) sa môže pozerat' ako na člen v n rozmernom stĺpcovom vektore označenom $\mathbf{a}_{\ddot{\mathbf{q}}}$:

$$\mathbf{a}_{\ddot{\mathbf{q}}} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{A}_{11} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{A}_{12} \dot{\mathbf{q}} \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{A}_{1k} \dot{\mathbf{q}} \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{A}_{1n} \dot{\mathbf{q}} \end{pmatrix}, \quad k = 1, \dots, n. \quad (22)$$

Koeficienty zohľadňujúce gravitáciu sa môžu ďalej vyjadriť n rozmerným stĺpcovým vektorom $\mathbf{a}_{\mathbf{g}}$ [3]:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{g}} = [a_{21}, a_{22}, \dots, a_{2k}, \dots, a_{2n}]^T, \quad k = 1, \dots, n. \quad (23)$$

Zovšeobecnené sily Q_k pôsobiace v kinematických dvojiciach $k = 1, \dots, n$ sú vyjadrené n rozmerným vektorom $\mathbf{a}_{\mathbf{F}}$:

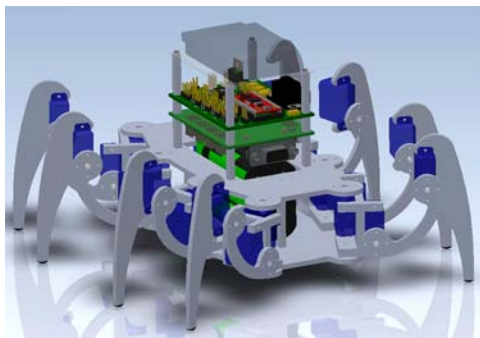
$$\mathbf{a}_{\mathbf{F}} = [Q_1, Q_2, \dots, Q_k, \dots, Q_n]^T, \quad k = 1, \dots, n. \quad (24)$$

Pre dané zovšeobecnené sily \mathbf{Q}_k ($k = 1, \dots, n$) po integrovaní rovníc (4) získame aktuálny pohyb manipulátora vyjadrený vzťahmi s časovo sa meniacimi zovšeobecnenými premennými $\mathbf{q}_k, \dot{\mathbf{q}}_k, \ddot{\mathbf{q}}_k$ ($k = 1, \dots, n$).

Z rovníc (4) vyplýva, že v prípade súčasného pohybu niekoľkých kinematických dvojíc, pohyb v jednej kinematickej dvojici má dynamický vplyv na pohyb ostatných kinematických dvojíc a silová dvojica resp. sila vyvedená v určitej kinematickej dvojici má dynamický vplyv na pohyb ostatných kinematických dvojíc. Pretože dynamické koeficienty sú závislé na hodnotách premenných v kinematickej dvojici, efekt dynamickej väzby medzi pohybmi rôznych kĺbov bude závislý na aktuálnom manipulátore a na konfigurácii členov počas pohybu. Koeficienty a_{2k} , zohľadňujúce gravitáciu, sú závislé na vzájomnej polohe členov. Ostatné dynamické koeficienty sú závislé aj na pohybovom stave členov. Zotrvačnosť celého člena je daná koeficientmi a_{0k}^i na diagonále matice \mathbf{A}_0 . Dynamické koeficienty a_{0k}^i keď $i = k$ popisujú mechanickú štruktúru manipulátora. Na základe uvedeného postupu je možné vytvoriť algoritmus zostavenia a riešenia pohybových rovníc otvoreného kinematického reťazca.

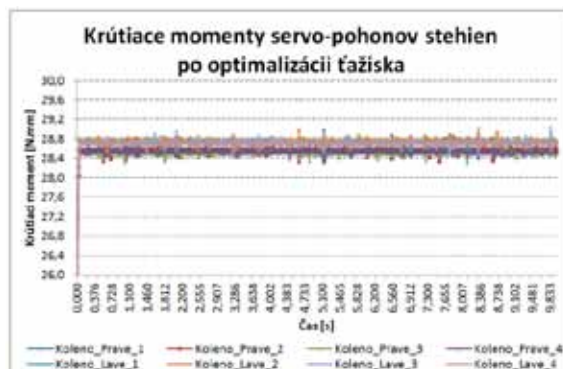
Aplikácia pohybových rovníc pri návrhu a optimalizácii

Tieto automatické logaritmy sa využívajú v softwarových produktoch na výpočet dynamiky viazaných sústav. Jedným z nich je aj nadstavba programu SolidWorks® CosmosMotion. V programe SolidWorks® sa na realizovanie viazaných sústav využívajú väzby. Tieto väzby môžu počas simulácie zastávať reálne fyzikálne vlastnosti ako sú napr.: trenie, pružnosť, tmenie, atď. Taktiež je ďalej možné na jednotlivé väzby aplikovať sily alebo aj momenty síl, aby sa virtuálny model svojimi vlastnosťami a reakciami na prostredie, priblížil k vlastnostiam a reakciám v reálnom prostredí. Tento program sme využili pri návrhu kráčajúceho servisného robota a jeho optimalizácii. Na obr. 2 je znázornený CAD virtuálny model 8 nohého servisného robota[7], ktorý konštrukčne vychádza z biologických princípov osemnohých živočíchov.

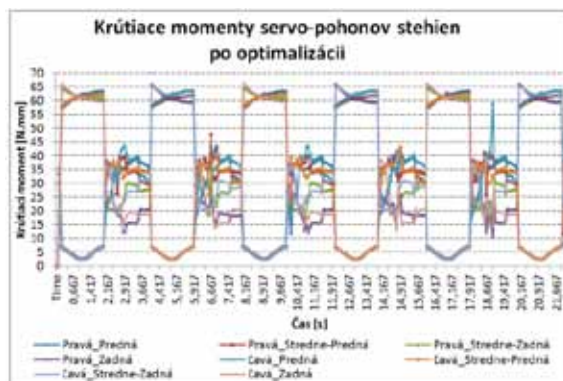


Obr.2 CAD model servisného robota

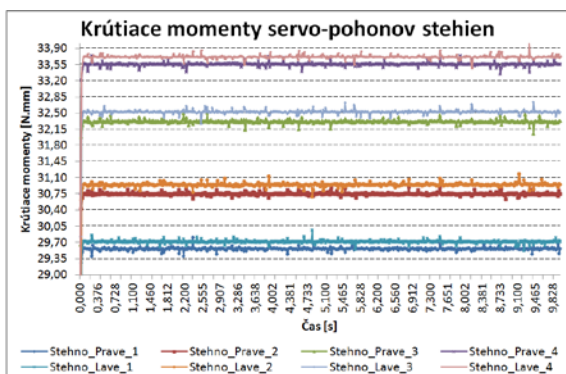
Servisný robot je vybavený servomotormi v počte 24 ks. Takto má 24° voľnosti pohybu, 3° pre každú nohu a kombináciou pohybov jednotlivých motorov dochádza k pohybu celého zariadenia. Z dôvodu náročnosti konštrukcie a pohybov. Bol celý návrh vykonaný v softwarových produktoch. Tam bol uvedený model testovaný na rôzne typy chôdze po štandardných typoch povrchov. Zisťovali sa dynamické účinky pri týchto pohyboch a to potrebné krútiace momenty pre jednotlivé motory a reakcie v miestach spojenia jednotlivých častí. Prvotné simulácie ukázali nesprávne uloženie ťažiska servisného robota, čo spôsobilo nesymetrické rozloženie síl v zariadení obr. 3. a jeho vysoká hmotnosť, ktorá by viedla k zníženiu životnosti motorov servisného robota obr. 4. Na základe týchto údajov došlo k úprave polohy ťažiska a optimalizácii tvaru a hmotnosti robota. Tým sa docielilo symetrické zaťaženie motorov obr.5. a zníženie hodnôt požadovaného krútiaceho momentu obr. 6, pri pohybe servisného robota.



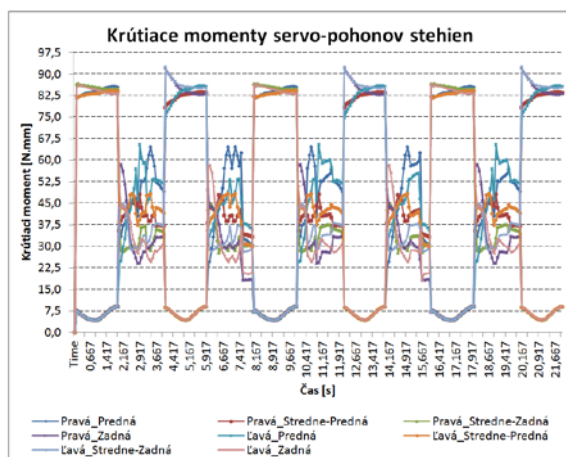
Obr. 5 Symetrické rozloženie zaťaženie



Obr. 6 Znížené hodnoty potrebných krútiacich momentov jednotlivých motorov

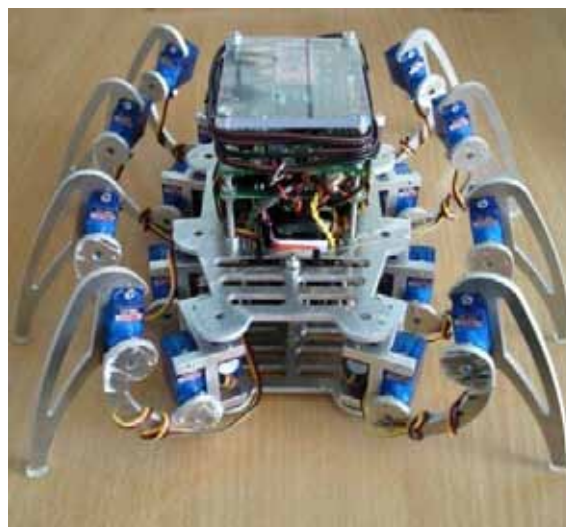


Obr. 3 Potrebné krútiace momenty jednotlivých motorov



Obr. 4 Potrebné krútiace momenty motorov pred optimalizáciou

Výsledkom využitia softwarových prostriedkov so schopnosťou automaticky zostavovať pohybové rovnice sú zložité mechatronické zariadenia, ako napr. 8 nohý kráčajúci servisný robot obr. 7, ktorého návrh by bol inak časovo veľmi náročný.



Obr. 7 Výsledný tvar 8 nohého servisného robota

Záver

V práci je opísaný postup dynamickej analýzy priestorových otvorených kinematických reťazcov. Na základe teórie základných matíc sa zostaví model kinematického reťazca a pomocou teórie Lagrangeových rovníc II.druhu sa vygeneruje sústava pohybových rovníc. Zostavenú sústavu nelineárnych diferenciálnych rovníc je možné riešiť numerickými metódami a získajú sa charakteristiky pohybu jednotlivých kinematických dvojíc – poloha, rýchlosť

a zrýchlenie v určitých časových intervaloch. Tieto algoritmy a postupy sa využívajú v softwarových prostriedkoch slúžiacich na dynamickú analýzu zložitých mechanizmov. Ktorých čas návrh a optimalizácie je následne kratší.

Prínos práce je hlavne didaktický. Predovšetkým v odboroch Aplikovaná mechanika a mechatronika uvedený postup prezentuje možnosť konkrétnej realizácie maticových numerických algoritmov pre automatizované generovanie matematických modelov a tiež ich numerické riešenie pomocou už existujúcich softwarových produktov alebo tvorbou vlastných softwarov pre výpočet dynamických účinkov počas pohybu zložitých mechanizmov.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu: "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060), s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0289/11 a za podpory projektu Stimuly - Projekt aplikovaného výskumu "Komplexný modulárny robotický systém strednej kategórie s vyššou inteligenciou".

Literatúra

- [1] BRÁT, V.: Maticové metódy v analýze prostorových väzaných systému, Praha, Academia 1981.
- [2] KOZLOV, V.V.- MAKARIČEV, V.P.- TIMOFEJEV, A.V.- JUREVIČ, E.I.: Dynamika riadenia robotov, Moskva, Nauka 1984.
- [3] BEJCZY, A.K.: Robot Arm Dynamics and Control, California, NASA, 1974.
- [4] STEJSKAL, V.- VALÁŠEK, M.: Kinematics and dynamics of Machinery, Marcel Dekker, Inc., New York 1996.
- [5] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Optimalizácia odpruženia zadného kolesa motocykla, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2009, Ústí nad Labem, 2009. ISBN 978-80-7414-153-9
- [6] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Modelling and Optimization of Vehicle suspension with Magnetorheological Dampers, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and

Deformable Bodies 2011, Ústí nad Labem, 2011. ISBN 978-80-7414-376-2

[7] GORLICKÝ, M.: Diplomová práca, 2009, Košice.

Abstract

The main objective of this work is to describe an algorithm for automatic formulation of dynamic equations. Proposed solution is based on use of transformation matrices and the Lagrangian formulation method. This approach is suitable for computer modeling of open-chain structures with any number of degrees of freedom and with any combination of types of joint. The work also presents an example of the use of these equations in the design and optimization of walking service robot for educational purposes

Ing. Zdenko Bobovský, PhD.

TU Košice
Strojnícka fakulta
Katedra technickej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
040 01 Košice
zdenko.bobovsky@tuke.sk

Ing. Darina Hroncová

TU Košice
Strojnícka fakulta
Katedra technickej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
040 01 Košice
darina.hroncova@tuke.sk

Ing. Miroslav Gorlický

TU Košice
Strojnícka fakulta
Katedra automatizácie, riadenia a komunikačných rozhraní
Letná 9
040 01 Košice
miroslav.gorlicky@tuke.sk

Využitie výkonových grafov pri dynamickej analýze mechanických systémov

Patrik Šarga, Alexander Gmitterko, Miroslav Pástor

Abstrakt

Príspevok opisuje použitie metodológie výkonových grafov pri modelovaní dynamických systémov. Ako príklad je použitý model mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu.

Kľúčové slová: mechatronika, výkonový graf, dynamický systém, stavové veličiny, stavové rovnice, bloková schéma

Úvod

Pri návrhu mechatronických systémov mnohí autori využívajú opis mechatronických systémov a ich komponentov pomocou väzbových grafov nazývaných aj výkonové grafy, v anglickej literatúre pomenovaných Bond Graphs. Uvedená metóda nachádza väčšie uplatnenie v oblasti mechatroniky, ale v príspevku je opísané využitie výkonových grafov aj pre oblasť mechaniky. Ukázaný je postup modelovania mechanického systému s jedným stupňom voľnosti uvedenou metódou. Cieľom je na zvolenom príklade jednoduchého modelu demonštrovať možnosti a výhody modelovania mechanického systému výkonovými grafmi. Na rozdiel od klasického modelovania, kde sa najskôr vytvoria rovnice pre jednotlivé komponenty a na základe nich sa vytvorí simulačná schéma, metóda výkonových grafov využíva opačný postup.

Modelovaný systém sa najprv rozloží na podsystemy a ich vzájomné väzby sa znázornia orientovaným grafom. Vznikne najprv grafická simulačná schéma, z ktorej je potom uvedeným postupom zostavený matematický model, ktorého ďalšia počítačová simulácia je možná v rôznych programových prostrediach.

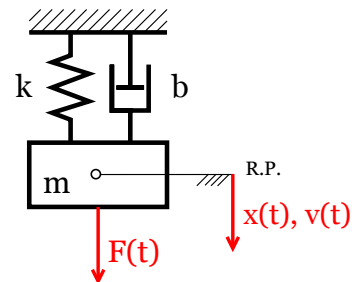
Postup použitia grafickej formulácie väzbových, resp. výkonových grafov je vysvetlený v jednotlivých častiach príspevku.

Uvedeným formalizmom tvorby výkonových grafov je postupne zostavený výkonový graf riešeného dynamického systému a následne sú zostavené jeho stavové rovnice. Tie sa potom môžu ďalej riešiť v dostupných programoch napríklad Matlab/Simulink.

Postup tvorby výkonového grafu

V nasledujúcej časti je opísaný postup tvorby výkonového grafu pre model lineárneho mechanického systému s jedným stupňom voľnosti uvedeného na obr. 1. Systém je vytvorený dokonale tuhým telesom hmotnosti m pripevneným o pevný rám pomocou pružiny tuhosti k a tlmičom s lineárnym viskóznym tlmením b tak, že teleso môže vykonávať priamočiary pohyb v smere osi pružiny a tlmiča. Počí-

tame s budením mechanického systému harmonicky premenennou silou $F(t)$. Bude nás zaujímať odozva mechanického systému s jedným stupňom voľnosti na budenie systému silou $F(t)$, ktorá bude známou funkciou času.



Obr.1 Mechanický systém s jedným stupňom voľnosti pohybu s budiacou silou $F(t)$

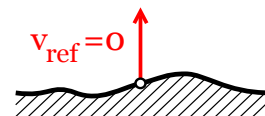
Fig.1 Damped mass-spring system with one degree of freedom

Postup tvorby výkonového grafu je opísaný postupne v jednotlivých krokoch.

Krok 1.: Identifikujeme všetky prvky systému (obr. 1):

Induktor – m	($I:m$),
Kapacitor – k	($C:k$),
Rezistor – b	($R:b$),
Zdroj úsilia $e – F(t)$	($SE: F(t)$),

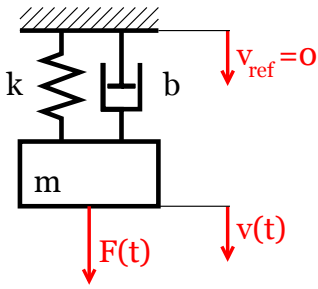
Krok 2.: Vyznačíme referenčnú rýchlosť $v_{ref} = 0$ s kladnou orientáciou smeru (obr. 2).



Obr.2 Vyznačenie referenčnej rýchlosti

Fig.2 Reference velocity

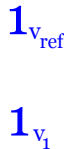
Krok 3.: Identifikujeme všetky body s odlišnou rýchlosťou a zakreslíme ich (obr. 3).



Obr.3 Vyznačenie bodov s odlišnou rýchlosťou

Fig.3 Marking points with different velocity

Krok 4.: Vyznačíme tieto rýchlosti graficky pomocou uzlov typu 1. Označíme si rýchlosť $v_1=v(t)$ (obr. 4).

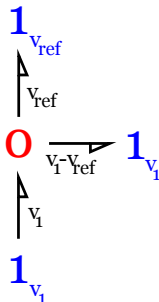


Obr.4 Vyznačenie rýchlostí v uzloch typu 1

Fig.4 First skeleton of Bond Graph

Krok 5.: Identifikujeme rozdiely rýchlostí potrebné na pripojenie brán všetkých prvkov zistených v kroku 1. Určíme rozdiely rýchlostí $v_1-v_{ref} = v_1$

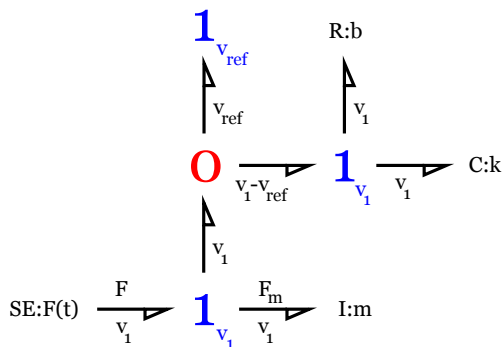
Krok 6.: Doplníme uzly typu 0 a skonštruujeme rozdiely rýchlostí využitím uzla typu 0 podľa nasledujúceho obrázku (obr. 5). Uzlová štruktúra je teraz pripravená a je možné pripojiť jednotlivé prvky definované v prvom kroku.



Obr.5 Pripojenie uzlov typu 0

Fig.5 Connecting the junctions of type 0

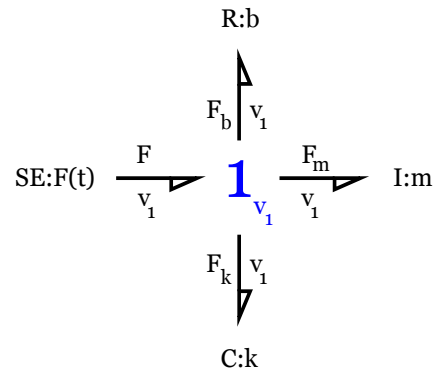
Krok 7.: Pripojíme brány všetkých prvkov zistených v prvom kroku k uzlom typu 1, ktoré odpovedajú daným rýchlostiam (obr. 6).



Obr.6 Pripojenie brán všetkých prvkov

Fig.6 Connecting the gates of all elements

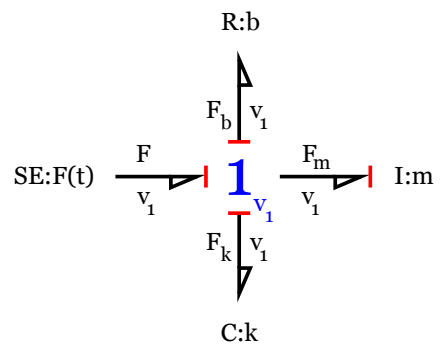
Krok 8.: Zjednodušíme výsledný výkonový graf aplikovaním pravidiel zjednodušenia.



Obr.7 Zjednodušený výkonový graf

Fig.7 Simplified Bond Graph

Krok 9.: V zjednodušenom grafe (obr. 7) vyznačíme integračnú kauzalitu. Najprv vyznačíme kauzalitu pri zdroji úsilia, potom vyznačíme integračnú kauzalitu pri induktore a kapacitore a nakoniec podľa pravidiel pre kauzalitu v uzle typu 1 určíme kauzalitu v rezistore (obr. 8).



Obr.8 Výsledný výkonový graf

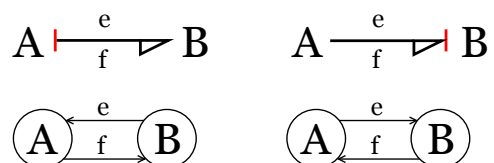
Fig.8 The complete Bond Graph

Prechod od výkonového grafu k stavovej schéme

Stavové schémy sú zvláštnym prípadom blokových schém. Na rozdiel od výkonového grafu, v ktorom je znázornený tok výkonu je v stavovej schéme znázornený prenos signálov (fyzikálnych veličín) reprezentovaný výkonovými a energetickými veličinami, ktoré všeobecne označujeme e (úsilie), f (tok), p (zovšeobecnená hybnosť), q (zovšeobecnená súradnica). Zvláštnosť stavových schém spočíva v tom, že celá dynamika je modelovaná elementárnymi akumulátormi energie t.j. integrátormi. Ďalšími blokmi stavových schém sú blok pre násobenie konštantou a súčtový člen.

Prechod od výkonového grafu k stavovej schéme je možné vykonať v troch krokoch. Celý postup je demonštrovaný na riešenom príklade.

Krok 1.: Všetky symboly uzlov výkonového grafu zakrúžkujeme a jednotlivé hrany výkonového grafu sa nahradia párom signálových hrán s kauzalitou v súlade s výkonovým grafom na obr. 8.

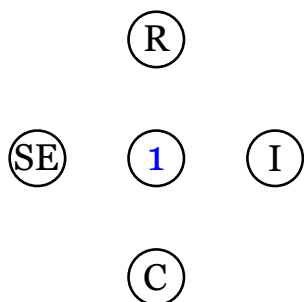


Obr.9 Príklad výkonového grafu

Fig.9 Example of Bond Graph

Úprava výkonového grafu s výkonovými hranami na výkonový graf z dvojicou signálových hrán je na obr. 9.

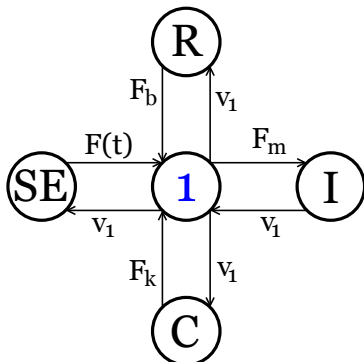
Podľa výkonového grafu na obr. 8 zakrúžkujeme ďalej symboly uzlov (obr. 10).



Obr.10 Vyznačenie symbolov uzlov a prvkov výkonového grafu

Fig.10 Indicated by the symbol junctions and elements of Bond Graph

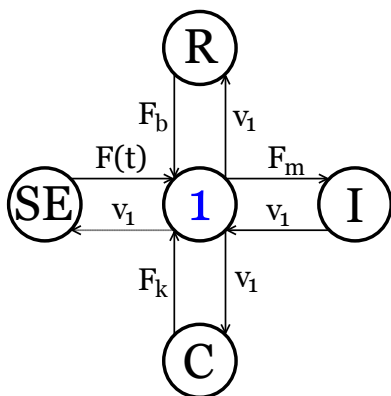
Krok 2.: Hrany výkonového grafu nahradíme párom signálových hrán a zakrúžkované symboly uzlov pospájame týmito pámi signálových hrán. Orientáciu signálových hrán robíme v súlade s vyznačenou kauzalitou (obr. 8) ako ukazuje nasledujúci obrázok (obr. 11).



Obr.11 Rozčlenenie výkonových hrán na dvojicu signálových hrán vo výkonovom grafe

Fig.11 Bond Graph with two signal edges

V prípade, že uvažujeme ideálny zdroj sily výkonový graf s dvojicou signálových hrán bude v tvare na obr. 12.



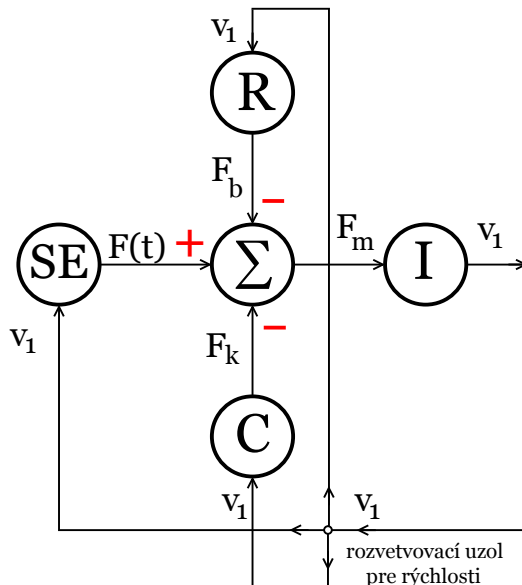
Obr.12 Výkonový graf s dvojicou signálových hrán pri ideálnom zdroji úsilia

Fig.12 Bond Graph with two signal edges in case of ideal effort

Krok 3.: Všetky zakrúžkované uzly nahradíme blokovou štruktúrou.

Uzol typu 1 vo výkonovom grafe nahradíme blokovou schémou nasledovne. V uzle typu 1 (obr. 11) spočítame úsilia, nahradíme ho súčtovým členom. Do súčtového člena vstupuje $F(t)$, F_k , a F_b lebo majú kauzálnu značku pri uzle

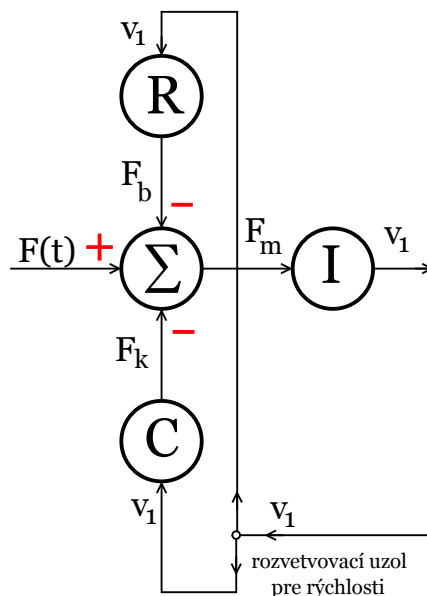
typu 1 a vystupuje z neho úsilie F_m . Úsilie e_2 vstupuje do induktora I . Pre toky platí rovnosť $f_1=f_2=f_3=f_4$. Pridáme rozvetvovací uzol pre rýchlosti.



Obr.13 Blokovaná schéma

Fig.13 Block diagram

V prípade ideálneho zdroja úsilia (sily) bude blokovaná schéma v tvare (obr. 14):



Obr.14 Blokovaná schéma s ideálnym zdrojom úsilia

Fig.14 Block diagram in case of ideal effort

Ak je výstupné úsilie na výkonovej hrane orientovanej od uzla, potom sa ostatné úsilia na väzbách orientovaných do uzla berú ako kladné. Pokiaľ by šípka išla opačne, považujeme znamienka sa zmení.

Pre induktor platí integrálna kauzalita a podľa tab. 1 bude zapojenie znázornené v blokovej schéme na obr. 15, respektíve v prípade ideálneho zdroja úsilia v blokovej schéme na obr. 16.

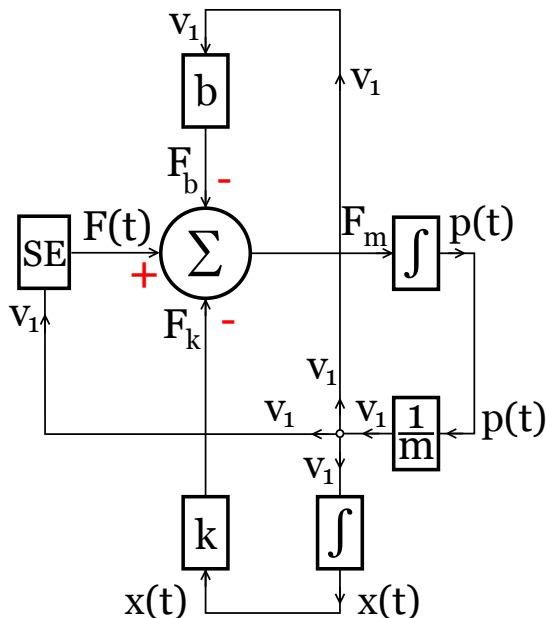
Aplikovaním pravidiel uvedených v tab. 1 zostavíme z blokovej schémy na obr. 13, blokujúcu schému znázornenú na ďalšom obrázku (obr. 15). V blokovej schéme na obr. 14 uvažujeme s ideálnym zdrojom sily $F(t)$ a blokujúca schéma je potom na obr. 16.

Typ prvku v blokovej schéme	Zapojenie prvku v blokovej schéme

Tab.1 Typy prvkov výkonového grafu induktor I , rezistor R a kapacitor C a ich zobrazenie s dvojicou signálových hrán a zobrazenie v blokovej schéme

Tab.1 Types of elements in Bond Graph

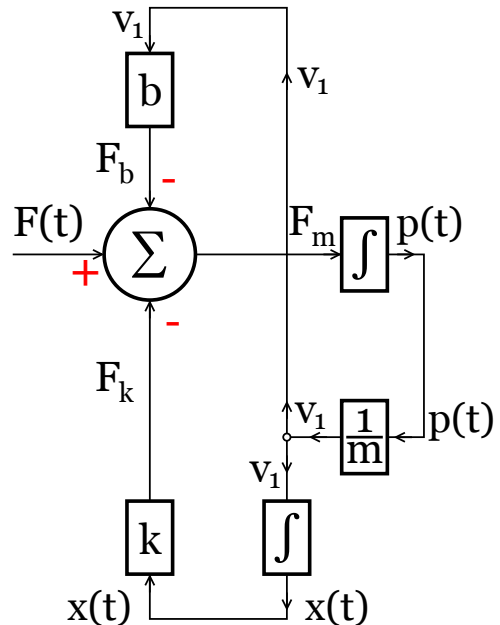
Znamienko pri súčtovom člene pri úsilí F_b na signálovej hrane vo výkonovom grafe na obr. 13 je záporné, nakoľko orientácia výkonovej hrany vo výkonovom grafe na obr. 8 je opačná ako orientácia signálovej hrany úsilia F_b vo výkonovom grafe na obr. 11. Podobne pre úsilie F_k znamienko pri súčtovom člene na signálovej hrane vo výkonovom grafe obr. 13 je záporné, nakoľko orientácia výkonovej hrany vo výkonovom grafe na obr. 8 je opačná ako orientácia signálovej hrany úsilia F_k vo výkonovom grafe na obr. 11.



Obr.15 Bloková schéma mechanického systému s jedným stupňom voľnosti

Fig.15 Block diagram of damped mass-spring system with one degree of freedom

Ak uvažujeme ideálny zdroj úsilia potom bude blokovaná schéma v tvare na obr. 16:



Obr.16 Bloková schéma mechanického systému s jedným stupňom voľnosti s ideálnym zdrojom úsilia

Fig.16 Block diagram of damped mass-spring system with one degree of freedom in case of ideal effort

Voľba stavových premenných

Stavové premenné dynamického systému sú energetické premenné, t.j. zovšeobecnené súradnice (posunutie, dráha) a zovšeobecnené hybnosti.

Okamžitá hodnota týchto premenných reprezentuje tzv. stav dynamického systému. Takýmito veličinami sú iba tie veličiny, ktoré opisujú okamžitý stav elementárnych akumulátorov energie a v stavovej schéme sú to výstupy integrátorov. Na týchto výstupoch sú zovšeobecnené posunutia alebo hybnosti (obr. 15 resp. obr. 16).

Za stavovú veličinu je možné zvoliť aj akúkoľvek inú veličinu, ktorá je od výstupu integrátora priamo odvodená cez konštantu alebo nelineárnu ale jednoznačnú funkciu. Za stavové veličiny potom spravidla volíme príslušné úsilie e namiesto zovšeobecnenej súradnice q a tok f miesto zovšeobecnenej hybnosti p .

Zostavenie stavových rovníc

Zostavenie stavových rovníc z blokovej schémy na obr. 16 vykonáme v troch krokoch. Za stavové veličiny sú najprv zvolené posunutie $x(t)$ a hybnosť $p(t)$.

Krok 1.: Určíme vstupné veličiny a energetické stavové veličiny. Vstupnými veličinami sú všetky zdroje úsilia a tokov uvedené vždy v stavovej schéme. Stavovými veličinami sú výstupné veličiny integrátorov.

Pre riešenie úlohu budú vstupná veličina a stavové veličiny určené nasledovne.

VSTUPNÁ VELIČINA: $F(t)$ - budiaca sila .

STAVOVÉ VELIČINY : 1. $x(t)$ - posunutie,

2. $p(t)$ - hybnosť .

Krok 2.: Napíšeme začiatočnú formuláciu stavových rovníc. Na ľavej strane stavových rovníc sú všetky derivácie stavových veličín a na pravej strane stavových rovníc je uvedená kombinácia stavových veličín. Na pravej strane budú uvedené veličiny úsilia alebo toku, ktoré sú totožné s touto deriváciou. Formulácia stavových rovníc bude pri rýchlosti $v(t)=v_1$ v tvare:

$$\frac{dp(t)}{dt} = F_m(t) \quad (1)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} = v(t) \quad (2)$$

Krok 3.: Vyjadríme si veličiny na pravej strane stavových rovníc ako funkciu stavových veličín a vstupných veličín. Sila F_m a rýchlosť $v(t)$ sú podľa orientácie signálových hrán v súčtovom člene a pri zohľadnení znamienok v blokovej schéme na obr. 16 určené nasledovne:

$$\begin{aligned} F_m(t) &= F(t) - F_b - F_k = \\ &= F(t) - b \cdot v(t) - k \cdot x(t) = \\ &= -k \cdot x(t) - b \cdot \frac{1}{m} \cdot p(t) + F(t) \end{aligned} \quad (3)$$

$$v(t) = \frac{1}{m} \cdot p(t) \quad (4)$$

kde $F(t)$ – sila je vstupná veličina,
 $p(t)$, $x(t)$ – hybnosť a posunutie sú stavové veličiny,
 $p(t) = m \cdot v(t)$.

Stavové rovnice budú v tvare:

$$\frac{dp(t)}{dt} = -\frac{b}{m} \cdot p(t) - k \cdot x(t) + F(t) \quad (5)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} = \frac{1}{m} \cdot p(t) + 0 \cdot x(t) + 0 \cdot F(t) \quad (6)$$

Stavové rovnice systému zapíšeme v maticovom tvare:

$$\begin{bmatrix} \frac{dp(t)}{dt} \\ \frac{dx(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{m} & -k \\ \frac{1}{m} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p(t) \\ x(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F(t) \quad (7)$$

Za stavovú veličinu môžeme zvoliť aj posunutie $x(t)$ a rýchlosť $v(t)$. Postup zostavenia stavových rovníc je po úprave pre nové stavové veličiny opísaný ďalej.

VSTUPNÁ VELIČINA: $F(t)$ – budiaca sila .

STAVOVÉ VELIČINY: 1. $v(t)$ – rýchlosť,

2. $x(t)$ – posunutie .

Keď rovnice (5) a (6) pre hybnosť $p(t) = m \cdot v(t)$ ďalej upravíme:

$$\frac{d(m \cdot v(t))}{dt} = -b \cdot v(t) - k \cdot x(t) + F(t) \quad (8)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} = v(t) \quad (9)$$

potom stavové rovnice pre stavové premenné $v(t)$ a $x(t)$ napíšeme po úprave v tvare:

$$\frac{dv(t)}{dt} = -\frac{b}{m} \cdot v(t) - \frac{k}{m} \cdot x(t) + \frac{1}{m} \cdot F(t) \quad (10)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} = v(t) \quad (11)$$

resp. zapíšeme stavové rovnice pre stavové premenné $v(t)$ a $x(t)$ v maticovom tvare:

$$\begin{bmatrix} \frac{dv(t)}{dt} \\ \frac{dx(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v(t) \\ x(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F(t) \quad (12)$$

Získali sme sústavu diferenciálnych rovníc prvého rádu so stavovými premennými rýchlosťou $v(t)$ a posunutím $x(t)$.

Ako ďalšie stavové veličiny si môžeme zvoliť úsilia – silu F_b a silu F_k , ktoré si vieme napísať v tvare:

$$F_b = b \cdot v_1 = b \cdot \frac{1}{m} \cdot p(t) \quad (13)$$

$$F_k = k \cdot x(t) \quad (14)$$

Riešenie stavových rovníc je ďalej možné využitím existujúceho množstva programov napríklad Matlab/Simulink.

Záver

Väčšina bežne používaných programových systémov pre simuláciu dynamických systémov vyžaduje ako vstupné dáta model vo forme rovníc v podobe blokovej schémy (napr. Matlab/Simulink). Zostaviť rovnice alebo nakresliť blokový diagram však nie je u zložitejších systémov jednoduché. Preto je výhodné použiť výkonový väzbový graf ako medzičlánok, z ktorého je zostavenie rovníc a nakreslenie blokovej schémy už menej náročné.

Výkonový graf sa väčšinou zostavuje ľahšie a možno z neho lepšie vyčítať dynamické vlastnosti systému, než zo stavových rovníc alebo iného grafického modelu špeciálne určeného pre elektrické, mechanické či iné systémy. Túto výhodu oceníme aj vo vzťahu k signálovej blokovej schéme. Konštrukcia výkonového grafu zložitých systémov veľmi často pomáha k pochopeniu fyzikálnej podstaty ich činnosti.

Metodológia výkonových grafov a algoritmovaný postup tvorby opisujúcich diferenciálnych rovníc je užitočný pri analýze dynamických sústav s transformáciou rôznych foriem energie (zmiešaných systémov – mechanickej, elektrickej, hydraulickej a iných) vyskytujúci sa v mechatronických sústavách a tu nachádza aj najväčšie uplatnenie[6], [8].

Príspevok s jeho jednotlivými časťami môže byť po náležitom zvládnutí metodológie výkonových grafov a algoritmu tvorby opisujúcich jednoduchých diferenciálnych rovníc, prínosom pri riešení zložitých mechanických sústav pomocou stavového opisu.

Prínos práce je hlavne didaktický. Predovšetkým v odbore Mechatronika. Uvedený postup prezentuje možnosť konkrétnej realizácie teórie výkonových grafov.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektov: “Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve” (ITMS: 26220120060) a “ Výskum modulov pre inteligentné robotické systémy” (ITMS: 26220220141), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj

financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0265/10 a grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0289/11.

Literatúra

- [1] BREEDVELD, P. C., DAUPHIN-TANGUY, G.: Bond Graphs for Engineers. Elsevier Science Publishers, Amsterdam. 1992.
- [2] BREEDVELD, P. C.: Essential Features of Bond Graph Modelling. IEE Digest No.1990/063, pp.1/1-4. 1990.
- [3] BREEDVELD, P. C., ROSENBERG, R. C., ZHOU, T.: Bibliography of Bond Graph Theory and Application. J. of the Franklin Institute, 328(5/6), pp.1067-1109. 1991.
- [4] GMITERKO, A.: Mechatronika. Emilena tlačiareň, Košice, 2004. ISBN 80-8073-157-8
- [5] HORÁČEK, P.: Systémy a modely. Vydavateľstvi ČVUT. Praha 1999. ISBN 80-01-01923-3
- [6] JURIŠICA, L., KLÚČIK, M.: Robot s kombinovaným podvozkom. In: AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - č. 1 : Mechatronické systémy, 2006, s. 86-92
- [7] KARNOPP D. C., MARGOLIS D. L., ROSENBERG R. C.: System dynamics - Modeling and simulation of mechatronic systems. John Willey & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2005. ISBN-13-978-0-471-70965-7
- [8] KLÚČIK, M., JURIŠICA, L.: Návrh mechatronických systémov. In: AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - č. 1, 2007, s. 317-329
- [9] MAIXNER, L.: Mechatronika. Computer Press, Brno, 2006. ISBN 80-251-1299-3
- [10] THOMA, J. U.: Introduction to Bond Graphs and Their Applications. Pergamon Press, Oxford. 1975.
- [11] BOENINK, J.F.: Introduction to Physical Systems Modelling with Bond Graphs, <http://www.ce.utwente.nl>
- [12] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Optimalizácia odpruženia zadného kolesa motocykla, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2009, Ústí nad Labem, 2009. ISBN 978-80-7414-153-9
- [13] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Modelling and Optimization of Vehicle suspension with Magnetorheological Dampers, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2011, Ústí nad Labem, 2011. ISBN 978-80-7414-376-2

Abstract

The work shows the use of Bond Graph formalism for modeling dynamic systems. As an example a mechanical model of 1 DOF is solved by this approach at the level of its physical behavior. In contrast with the classical method, where the equations for individual components are created first and then the simulation scheme is derived on their basis, the described method uses the reverse procedure.

Patrik Šarga, Ing. PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2466
E-mail: patrik.sarga@tuke.sk

Alexander Gmitterko, prof. Ing. PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2389
E-mail: alexander.gmitterko@tuke.sk

Miroslav Pástor, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2457
E-mail: miroslav.pastor@tuke.sk

Simulácia mechanického systému v Matlab/Simulink a SimMechanics

Darina Hroncová, Patrik Šarga, Alexander Gmitterko

Abstrakt

V príspevku je opísané riešenie mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu klasickým spôsobom v Matlabe, ako aj pomocou modelovania v Simulinku a SimMechanics.

Kľúčové slová: bloková schéma, stavové rovnice, pohybové rovnice, Matlab, Simulink, SimMechanics

Úvod

Vývoj a inovácia strojných zariadení prináša so sebou požiadavku poznania správania sa systému v praxi už pred započatím výroby. Overenie pracovných podmienok na reálnych modeloch je finančne a časovo náročné, preto sa pri výbere, overovaní a optimalizácii nových strojných zariadení prechádza do oblasti počítačových simulácií.

Pri počítačových simuláciách sa pracuje s počítačovým modelom, ktorý je pomocným objektom pomocou ktorého riešime problém pôvodného reálneho objektu. Počítačový model umožňuje na prijateľnej úrovni zložitosti približne zistiť správanie sa pôvodného objektu, ktorým môže byť konštrukcia, mechanizmus resp. zariadenie. K reálnemu objektu sa môže vytvoriť viac modelov, ktoré sa môžu líšiť zložitou, náročnou a efektívnou výpočtu. Štruktúra a parametre modelu riešeného systému majú rozhodujúci vplyv na použiteľnosť získaných výsledkov i cenu analýzy. Ideálom je čo najjednoduchší model, ktorý rešpektuje tie vlastnosti reálnej konštrukcie, stroja alebo zariadenia, ktoré sú z hľadiska sledovaných javov podstatné.

Snaha o riešenie reálnych problémov až po číselný výsledok si vyžaduje zjednodušenie fyzikálnej reality. V mechanike sú formulované pojmy ako hmotný bod, tuhé teleso, ideálna kvapalina, ideálny plyn a podobne. Vývoj vedie v súlade s okamžitými výpočtovými možnosťami od najjednoduchších modelov k postupnému rešpektovaniu ďalších vplyvov až po veľmi podrobné modely, ktoré sú riešiteľné len vďaka výkonnej výpočtovej technike.

Simulovanie viachmotových mechanických systémov je bežným problémom v inžinierskej praxi. Existujú rôzne programové prostriedky, ktoré pristupujú k tejto úlohe buď riešením rovníc v symbolickom tvare alebo riešia úlohu numericky na základe modelu pomocou abstraktnejšej reprezentácie napr. pomocou blokových schém. Do tejto druhej kategórie spadá aj Matlab/Simulink a SimMechanics.

Nová nadstavba SimMechanics programového systému MATLAB/Simulink rozširuje možnosti Simulinku o prostriedky na modelovanie a simuláciu mechanických systémov. Obsahuje knižnicu blokov zodpovedajúce reálnym súčastiam mechanických sústav. Nachádzajú sa tu bloky predstavujúce telesá, klbové spojenia, pohybové skrutky, tlmiče,

pružiny, senzory a akčné členy. Pomocou týchto blokov možno vytvárať aj modely zložitých mechanických sústav.

V Matlabe sa riešia pohybové rovnice priamo použitím funkcií na numerické riešenie diferenciálnych rovníc. V SimMechanics sa riešia mechanické systémy pomocou blokových schém podobne ako v Simulinku. Blokové schémy v SimMechanics sa líšia od blokov Simulinku tým, že predstavujú fyzické komponenty (napr. pružina a tlmič) a geometrické a kinematické vzťahy priamo. Na rozdiel od toho bloky v Simulinku reprezentujú matematické operácie. Fyzické modelovanie v SimMechanics je preto intuitívnejšie, šetrí čas a znižuje prácnosť pri odvodzovaní pohybových rovníc systému.

SimMechanics však zachováva schopnosť vo svojich modeloch používať aj bloky zo Simulinku. Toto dáva možnosť napríklad vytvárať mechanický model v SimMechanics a k nemu riadiacu časť v Simulinku v jednom spoločnom prostredí. Simulácia riešených modelov je vykonaná v prostredí Matlab, Simulink a SimMechanics.

V tomto článku sa rieši model mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu v programoch Matlab, Simulink a SimMechanics. Výsledkom sú priebehy kinematických veličín mechanického systému v jednotlivých programoch.

Mechanický systém s jedným stupňom voľnosti – riešenie v Matlabe

V tejto časti je opísané riešenie pohybových rovníc mechanického systému s jedným stupňom voľnosti. Zostavená pohybová rovnica po numerickom riešení v programe Matlab metódou Runge-Kutta poskytuje informáciu o priebehu posunutia, rýchlosti a zrýchlenia v závislosti na čase. Priebehy veličín sú graficky znázornené. Výpočet je urobený pre model budený harmonicky premennou silou a následne je simulovaný pohyb pri vlastnom kmitaní bez budenia. Znázornené sú priebehy veličín pri budení harmonickou silou s jej rôznymi frekvenciami aj s frekvenciou rovnou vlastnej uhlovej frekvencii kedy dôjde k rezonancii. Riešené sú aj prípady vlastného kmitania pri podkritickom, kritickom a nadkritickom tlmení mechanickeho systému. Priebehy výchyliek pri vlastnom kmitaní pri rôznych hodnotách súčini-

teľa lineárneho tlmenia b sú graficky znázornené v grafe kvôli porovnaniu správania sa mechanického systému.

Výpočet nehomogénnej lineárnej diferenciálnej rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti je najprv vykonané v programe Matlab a potom aj v Simulinku a SimMechanics. V programe Matlab sa riešia stavové rovnice v maticovom tvare:

$$\begin{bmatrix} \frac{dv(t)}{dt} \\ \frac{dx(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v(t) \\ x(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F(t) \quad (1)$$

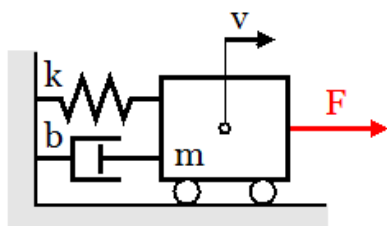
Pre zápis v Matlabe použijeme tvar diferenciálnych rovníc prvého rádu:

$$\frac{dx(t)}{dt} = v(t) \quad (2)$$

$$\frac{dv(t)}{dt} = -\frac{b}{m} \cdot v(t) - \frac{k}{m} \cdot x(t) + \frac{1}{m} \cdot F(t) \quad (3)$$

Vypočítané sú kinematické veličiny mechanického systému (obr. 1) pre zadané parametre:

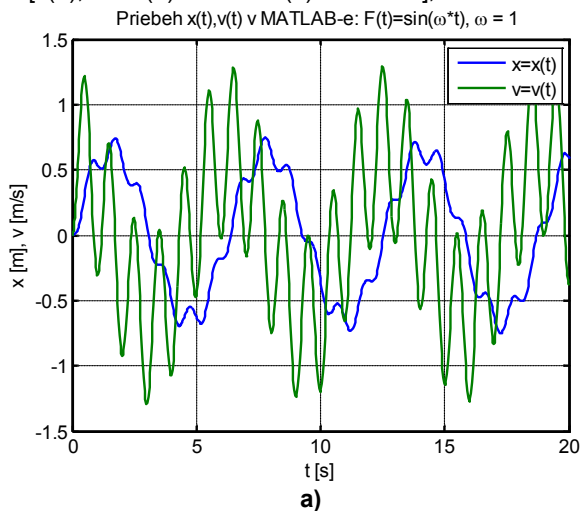
$m = 4$ [kg], $b = 0$ [N/(m/s)], $k = (4\pi)^2$ [N/m], $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$, $F_0 = 100$ [N], uhlová rýchlosť $\omega = 1$, $\omega = \pi$, $\omega = 2\pi$ a začiatočné podmienky $x(0) = 0$ [m], $v(0) = 0$ [m/s] v časovom intervale $0 \leq t \leq 20$.



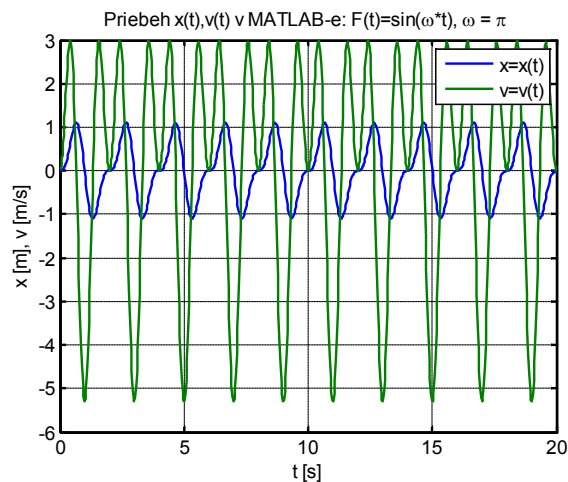
Obr.1 Mechanický systém s jedným stupňom voľnosti
Fig.1 Mechanical system with one degree of freedom

Tvar m-súborov v programe Matlab je nasledovný:

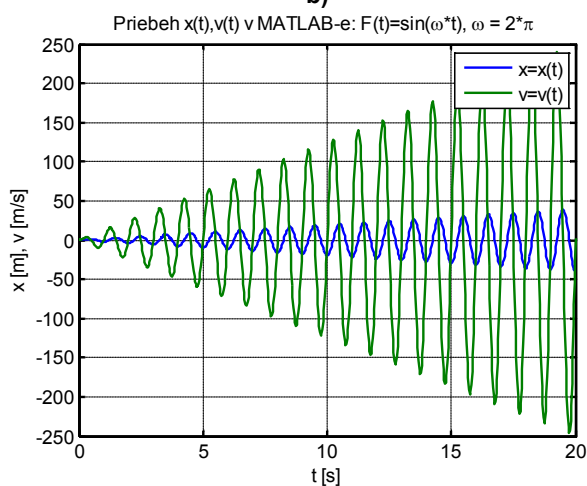
```
function dx=funkciaTDS_F(t,x)
m=4; k=(4*pi)^2; b=0;
F0=100;
omega=pi;
F=F0*sin(omega*t);
dx=[x(2); -k * x(1) / m - b * x(2) / m + F/m];
```



a)



b)



c)

Obr.2 Výsledky simulácie v Matlabe a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$
Fig.2 Simulation results in Matlab a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

M-súbor pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc pomocou metódy Runge-Kutta:

```
[t,x]=ode45(@funkciaTDS_F,[0 20],[0.0;0.0]);
% [0 20] - doba simulácie, [0;0] - začiatočné podmienky
% ode45 - metóda Runge-Kutta štvrtého rádu
figure(1)
plot(t,x)
title('Pribeh x(t),v(t) v MATLAB-e: F=sin(\omega*t), \omega = \pi');
xlabel('t [s]'); ylabel('x [m], v [m/s]');
grid on;
legend('x=x(t)', 'v=v(t)');
```

Tvar kinematických veličín riešeného systému získame v grafickej podobe (obr. 2).

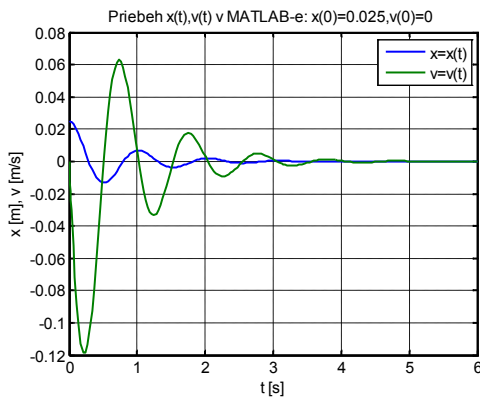
Pri vlastnom kmitaní sa definuje začiatočná podmienka pre posunutie $x_0 = 0,025$ [m] a rýchlosť $v_0 = 0$ [m/s]. M-súbor v Matlabe je v tvare:

```
[t,x]=ode45(@funkciaTDS,[0 6],[0.025;0.0]);
% [0 6] - doba simulácie, [0.025;0] - začiatočné podmienky
% ode45 - metóda Runge-Kutta štvrtého rádu
figure(2)
plot(t,x)
title('Pribeh x(t),v(t); MATLAB: x(0)=0,025;v(0)=0');
xlabel('t [s]'); ylabel('x [m], v [m/s]');
grid on;
legend('x=x(t)', 'v=v(t)');
```

V Matlabe sa určí funkcia pre zadané parametre $m=4$; $k=(4\pi)^2$; $b=10$; $F_0=0$; $\omega=0$ v tvare:

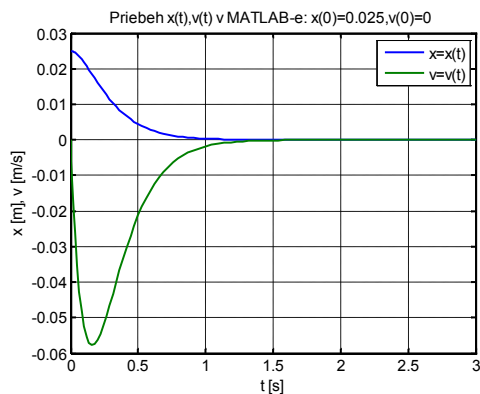
```
function dx=funkciaTDS(t,x)
m=4; k=(4*pi)^2; b=10;
F0=0;
omega=0;
F=F0*sin(omega*t);
dx=[x(2); -k * x(1) / m - b * x(2) / m + F/m];
```

V prípade *podkritického tlmenia* pri $\delta < \omega_0$ a zadaní nasledujúcich parametrov: $m=4$ [kg], $k=(4\pi)^2$ [N/m], $b=10$ [N/(m/s)], je tlmenie malé, systém koná tlmený kmitavý pohyb. Priebhy kmitania sú znázornené na obr. 3.



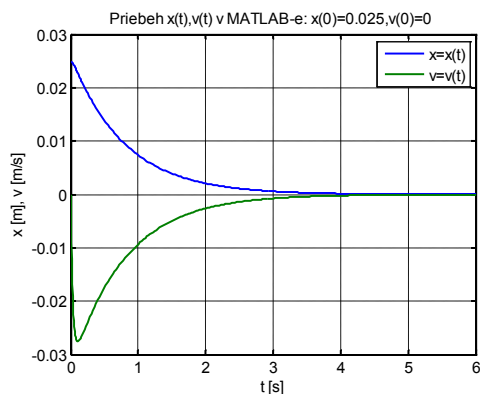
Obr.3 Výsledky simulácie – podkritické tlmenie
Fig.3 Simulation results – sub - critical damping

V prípade *kritického tlmenia* pri $\delta = \omega_0$ a zadaní nasledujúcich parametrov: $m=4$ [kg], $k=(4\pi)^2$ [N/m], $b=50,2656$ [N/(m/s)], je tlmenie kritické, systém koná hraničný aperiodický pohyb ide o aperiodické správanie na hranici aperiodicity. Priebhy kmitania sú znázornené na obr. 4.



Obr.4 Výsledky simulácie – kritické tlmenie
Fig.4 Simulation results - critical damping

V prípade *nadkritického tlmenia* pri $\delta > \omega_0$ a zadaní nasledujúcich parametrov: $m=4$ [kg], $k=(4\pi)^2$ [N/m], $b=130$ [N/(m/s)], je tlmenie veľké, systém koná aperiodický pohyb. Priebhy kmitania sú znázornené na obr. 5.



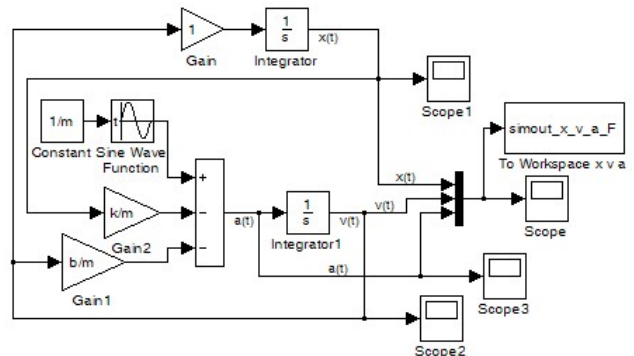
Obr.5 Výsledky simulácie – nadkritické tlmenie
Fig.5 Simulation results – super - critical damping

Riešenie mechanického systému v prostredí Simulink

V tejto časti sa opisuje určenie odozvy mechanického systému na budenie harmonicky premennou silou $F(t)$. Pri riešení v Simulinku sa z diferenciálnych rovníc prvého rádu (2) a (3) zostaví bloková schéma na obr. 6.

Riešenie nehomogénnej diferenciálnej rovnice v programe Simulink je urobené pre mechanický systém (obr. 1) s parametrami:

$m = 4$ [kg], $b = 0$ [N/(m/s)], $k = (4\pi)^2$ [N/m], $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$, $F_0 = 100$ [N], uhlová rýchlosť $\omega = 1$, $\omega = \pi$, $\omega = 2\pi$ a začiatočné podmienky $x(0) = 0$ [m], $v(0) = 0$ [m/s], v časovom intervale $0 \leq t \leq 20$.

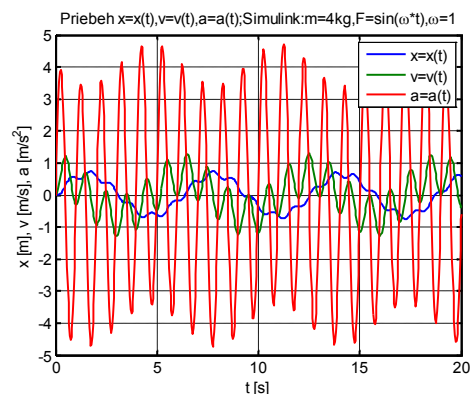


Obr.6 Bloková schéma v Simulinku
Fig.6 Block diagram in Simulink

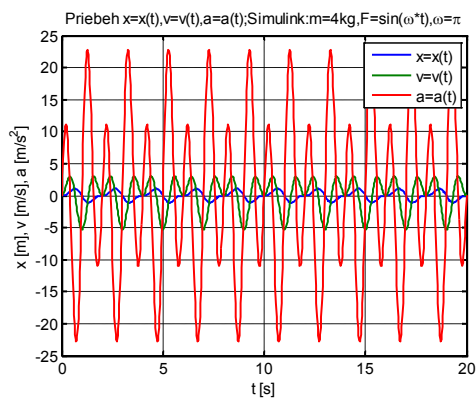
Po zadaní hodnôt v príkazovom riadku Matlab-u a spustení riešenia získame priebhy posunutia, rýchlosti a zrýchlenia v závislosti na čase na výstupných blokoch Scope, Scope1, Scope2, Scope3.

Grafické znázornenie výsledkov riešenia je urobené v Matlabe (obr. 7).

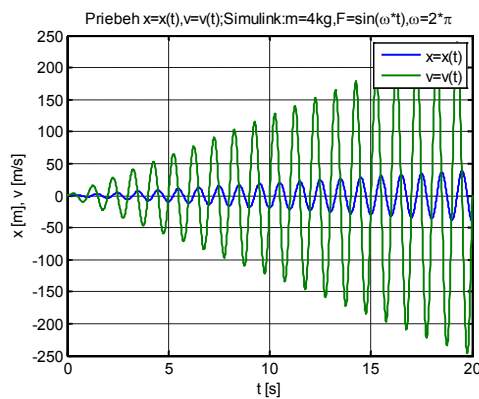
```
% Vykreslenie priebehu kinematických veličín
figure(3)
set(3,'Name','priebeh x(t), v(t), a(t) v Simulinku')
plot(ScopeData.time,ScopeData.signals.values(:,1:3),...
'LineWidth', 2)
title('Pribeh
x=x(t),v=v(t),a=a(t),Simulink:m=4kg,F=sin(\omega*t),...
\omega=2*\pi'),
legend('x=x(t)', 'v=v(t)', 'a=a(t)'),
xlabel('t [s]'),
ylabel('x [m], v [m/s], a [m/s^2]'),
grid on
```



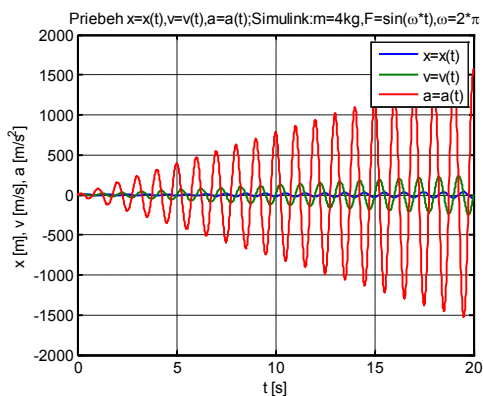
a)



b)



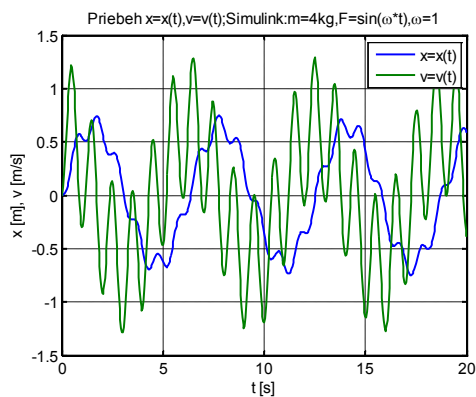
c)



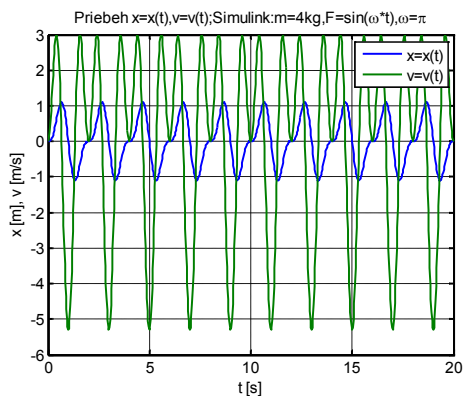
c)

Obr.7 Výsledky simulácie a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$
Fig.7 Simulation results a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

Priebehy výchylky a rýchlosti pri rôznych uhlových frekvenciách sú v tvare (obr. 8):



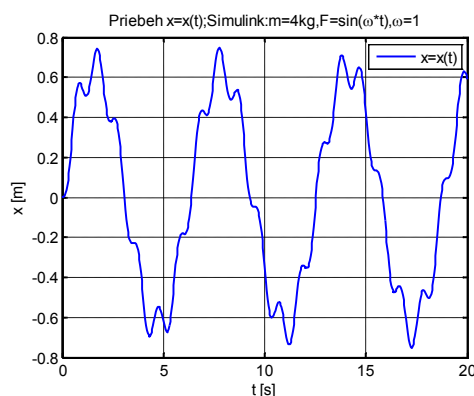
a)



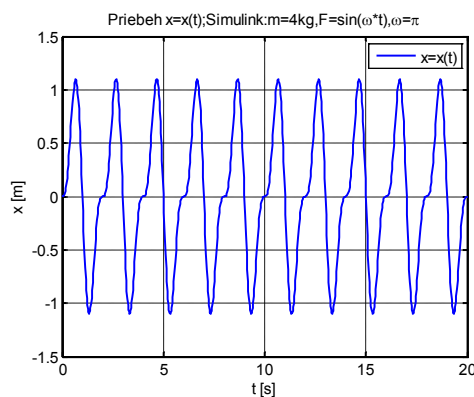
b)

Obr.8 Výsledky simulácie a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$
Fig.8 Simulation results a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

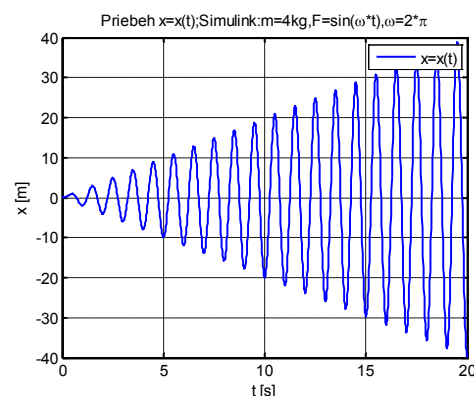
Priebehy posunutí pri $\omega=1$ (obr. 9), $\omega=\pi$ (obr. 10), $\omega=2\pi$ (obr. 11) sa graficky znázornia v tvare:



Obr.9 Priebeh výchylky v Simulinku ($\omega=1$)
Fig.9 History of displacement in Simulink ($\omega=1$)



Obr.10 Priebeh výchylky v Simulinku ($\omega=\pi$)
Fig.10 History of velocity in Simulink ($\omega=\pi$)



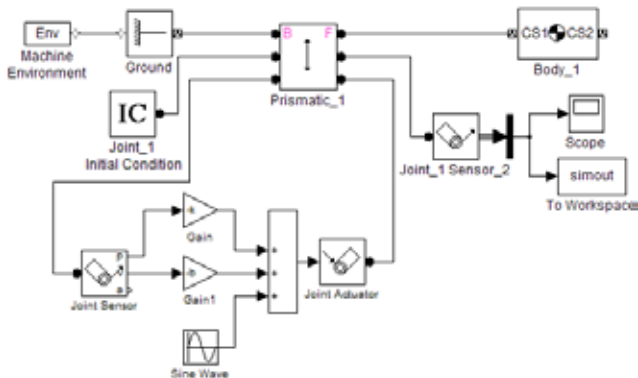
Obr.11 Priebeh výchylky v Simulinku ($\omega=2\pi$)
Fig.11 History of acceleration in Simulink ($\omega=2\pi$)

Výsledky riešenia v Simulinku (obr. 8) sú podľa očakávania zhodné s výsledkami riešenia v programe Matlab (obr. 2).

Riešenie v SimMechanics

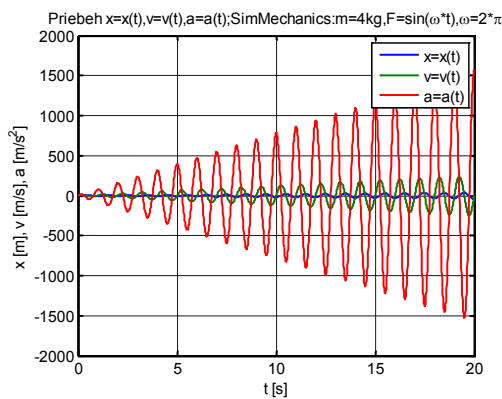
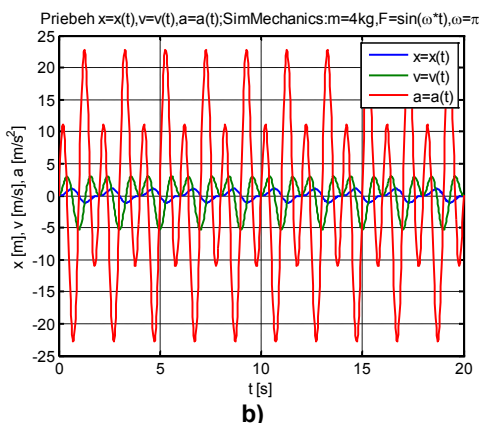
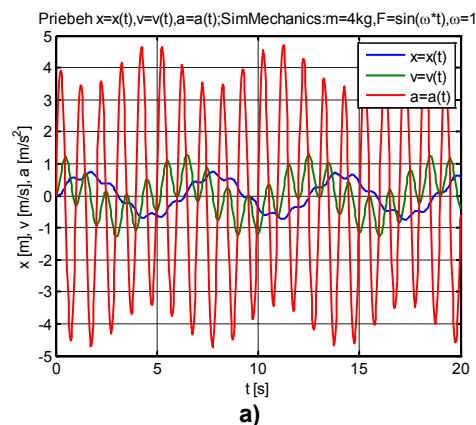
V tejto časti je opísaná simulácia odozvy nehomogénnej diferenciálnej rovnice v programe SimMechanics.

Rieši sa systém pre nasledujúce parametre:
 $m = 4$ [kg], $b = 0$ [N/(m/s)], $k = (4\pi)^2$ [N/m], $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$,
 $F_0 = 100$ [N], uhlová rýchlosť bude $\omega = 1$, $\omega = \pi$, $\omega = 2\pi$
 a začiatočné podmienky $x(0) = 0$ [m], $v(0) = 0$ [m/s]
 v časovom intervale $0 \leq t \leq 20$.



Obr.12 Schéma v SimMechanics
 Fig.12 Block diagram in SimMechanics

Grafické znázornenie priebehov posunutia, rýchlosti a zrýchlenia v SimMechanics sú zobrazené v tvare na obr. 13.



Obr.13 Výsledky simulácie v SimMechanics pri a) $\omega=1$
 b) $\omega=\pi$ c) $\omega=2\pi$
 Fig.13 Results of simulation in SimMechanics for a) $\omega=1$
 b) $\omega=\pi$ c) $\omega=2\pi$

Opäť sú výsledky riešenia v SimMechanics (obr. 13) podľa očakávania zhodné s riešením v programe Matlab (obr. 2) a Simulink (obr. 8).

Záver

V príspevku je opísané zostavenie pohybových rovníc mechanického systému s jedným stupňom voľnosti v programe Matlab/Simulink a jeho toolbuxe SimMechanics. Riešenie pohybovej rovnice v programe Matlab metódou Runge-Kutta poskytuje informáciu o priebehu posunutia, rýchlosti a zrýchlenia v závislosti na čase. Priebehy kinematických veličín sú graficky znázornené. Výpočet je urobený pre model budený harmonicky premennou silou a tiež je simulovaný pohyb pri vlastnom kmitaní s tlmením. Znázornené sú priebehy veličín pri budení harmonickou silou pri jej rôznych frekvenciách. Mechanický systém je budený aj silou s budiacou frekvenciou rovnou vlastnej uhlovej frekvencii, kedy dôjde k rezonancii. Uvedené sú aj prípady vlastného kmitania pri podkritickom, kritickom a nadkritickom tlmení mechanickej sústavy. Riešenia sú urobené v Matlabe, v Simulinku a v SimMechanics, čím je názorne ukázaná metódika riešenia v jednotlivých prostrediach programu MATLAB/Simulink s ich výhodami a možnosťami použitia[3], [5].

Prínos práce je hlavne didaktický. Predovšetkým v odbore Mechatronika uvedený postup prezentuje možnosť konkrétnej realizácie riešenia pohybových rovníc jednoduchého modelu mechanického systému v programe Matlab, Simulink a SimMechanics.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektov: "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060) a " Výskum modulov pre inteligentné robotické systémy" (ITMS: 26220220141), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0265/10 a grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0289/11.

Literatúra

[1] FRANKOVSKÝ, P., DELYOVÁ, I., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie mechanického systému s jedným stupňom

voľnosti pohybu v programe MATLAB. In: Transfer inovácií. č. 21, 2011, s. 71-73., ISSN 1337-7094

[2] GREPL, R.: Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics. Praha 2007. 152 s. ISBN 978-80-7300-226-8.

[3] JURIŠICA, L., KLÚČIK, M.: Robot s kombinovaným podvozkom. In: AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - Č. 1 : Mechatronické systémy (2006), s. 86-92

[4] KARBAN, P.: Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink, Brno, Computer Press, 2006. ISBN 80-251-1301-9.

[5] KLÚČIK, M., JURIŠICA, L.: Návrh mechatronických systémov. In: AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - č. 1, 2007, s. 317-329

[6] KOZÁK, Š.- KAJAN, S.: Matlab – Simulink I, Bratislava, STU Bratislava, 2006.

[7] SHABANA, A.A.: Computational Dynamics (2nd edition), John Wiley & Sons, Inc., New York 2001.

[8] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Modelling and Optimization of Vehicle suspension with Magnetorheological Dampers, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2011, Ústí nad Labem , 2011. ISBN 978-80-7414-376-2

[9] VAVRINČÍKOVÁ, V., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie kmitania v prostredí Simulink. Acta Mechanica Slovaca, Košice, 2008, s. 869-876. ISSN 1335-2393.

[10] VOLEK, J., SEGLA, Š., SOUKUP, J.: Analytický výpočet vertikálných posuvů trolejbusu Škoda 21 Tr při přejezdu soustavy překážek dle ČSN ve stanovených bodech. Výzkumná zpráva č. 05/07, FVTM UJEP v Ústí nad Labem, 2007.

[11] ZÁHOREC, O.- CABAN, S.: Dynamika, Košice, Olymp, 2002.

Abstract

The main objective of this article was to show different approaches to mechanical system modeling in Matlab. A simple mechanical model is used to show the advantage of physical modelling used in Simulink and SimMechanics.

Darina Hroncová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2465
E-mail: darina.hroncova@tuke.sk

Patrik Šarga, Ing. PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2466
E-mail: patrik.sarga@tuke.sk

Alexander Gmiterko, prof. Ing. PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2389
E-mail: alexander.gmiterko@tuke.sk

State-Space a Transfer Function pri dynamickej analýze mechanických systémov v Matlab/Simulink

Peter Sivák, Darina Hroncová

Abstrakt

V príspevku sa opisuje riešenie stavových rovníc v stavovom priestore pomocou bloku State-Space v programe Matlab/Simulinku. Rieši sa mechanický systém s jedným stupňom voľnosti pohybu. Výpočet kinematických veličín systému použitím bloku State-Space sa porovnáva s riešením pomocou bloku Transfer Fcn v Simulinku. Pohybové rovnice mechanického systému sú odvodené Lagrangeovými rovnicami II. druhu a Hamiltonovými rovnicami. Kontrola riešenia je realizovaná klasicky riešením sústavy diferenciálnych rovníc v programe Matlab metódou Runge-Kutta.

Kľúčové slová: bloková schéma, stavové rovnice, pohybové rovnice, Matlab, Simulink, State-Space, Transfer Fcn

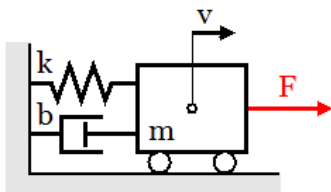
Úvod

V prvej časti príspevku je odvodená pohybová rovnica jednoduchého mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu použitím Lagrangeových rovníc II. druhu. Pomocou Hamiltonových rovníc sa určia stavové rovnice mechanického systému.

Cieľom je opísať použitie blokov State-Space a Transfer Fcn pri riešení dynamických systémov v programe Matlab/Simulink. Kontrola výpočtu sa robí priamym riešením v Matlabe. Výsledkom sú priebehy kinematických veličín mechanického systému.

Mechanický systém s jedným stupňom voľnosti

V jednotlivých častiach príspevku je opísané zostavenie pohybovej rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti (Obr. 1) aplikovaním Lagrangeových rovníc II. druhu a Hamiltonových rovníc.



Obr. 1 Mechanický systém s jedným stupňom voľnosti
Fig. 1 Mechanical system with one degree of freedom

Zostavená pohybová rovnica po numerickom riešení v programe Matlab metódou Runge-Kutta poskytuje informáciu o priebehu posunutia, rýchlosti a zrýchlenia v závislosti na čase. Výpočet je urobený pre model budený harmonicky premennou silou.

Uvažujeme mechanický systém s jedným stupňom voľnosti pohybu, ktorý tvorí teleso hmotnosti m upevnené pomocou pružiny tuhosti k a tlmiča so súčiniteľom lineárneho tlmenia b o pevný rám. Systém vykonáva priamočiary pohyb v smere osi pružiny a tlmiča. Hmotnosť pružiny zanedbáme. Mechanický systém je budený harmonicky premennou silou $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$. Teleso vykonáva priamočiary vynútený kmitavý pohyb.

Určenie pohybovej rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti aplikáciou Lagrangeových rovníc II. druhu

Pri zostavení pohybovej rovnice priamočiareho vynúteného kmitania lineárnej sústavy pomocou Lagrangeových rovníc II. druhu je nutné vyjadriť kinetickú energiu, potenciálnu energiu systému a disipatívnu funkciu. Pre mechanický systém na obr. 1 je zovšeobecnená súradnica $q = x$ a zovšeobecnená rýchlosť $\dot{q} = \dot{x}$.

$$\text{Kinetická energia} \quad E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2, \quad (1)$$

$$\text{potenciálna energia} \quad E_p = \frac{1}{2} k x^2, \quad (2)$$

$$\text{disipatívna funkcia} \quad D = \frac{1}{2} b \dot{x}^2, \quad (3)$$

zovšeobecnená budiaca sila $Q_b = F(t)$,

kde x - je veľkosť posunutia telesa,

\dot{x} - je veľkosť rýchlosti telesa,

$F(t)$ - je budiaca sila.

Lagrangeova rovnica II. druhu je v tvare

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x} = - \frac{\partial E_p}{\partial x} - \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} + Q_b. \quad (4)$$

Po vykonaní príslušných parciálnych derivácií a ich dosadení do rovnice (4) získame pohybovú rovnicu

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + k x = F(t), \quad (5)$$

odkiaľ pre veľkosť zrýchlenia bude platiť

$$\ddot{x} = - \frac{b}{m} \dot{x} - \frac{k}{m} x + \frac{1}{m} F(t). \quad (6)$$

Rovnica je z matematického hľadiska nehomogénnou lineárnou diferenciálnou rovnicou 2. rádu s konštantnými koeficientami.

Určenie stavových rovníc mechanického systému použitím Hamiltonových rovníc

Pri určení stavových rovníc sa vhodne využívajú Hamiltonove rovnice. Hamiltonova funkcia $H=H(q,p)$ zahŕňa kinetickú a potenciálnu energiu

$$H = E_k + E_p. \quad (7)$$

Hamiltonove rovnice sú vyjadrené

$$\frac{\partial q}{\partial t} = \frac{\partial H}{\partial p}, \quad (8)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = - \frac{\partial H}{\partial q}. \quad (9)$$

Stavovými premennými mechanického systému z obr. 1 sú posunutie q a hybnosť p . Kinetická energia mechanického systému je vyjadrená pomocou hybnosti v tvare

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{q}^2 = \frac{1}{2} m \left(\frac{p}{m} \right)^2 = \frac{p^2}{2m}, \quad (10)$$

kde \dot{q} - rýchlosť telesa,

p - hybnosť, $p = m \dot{q}$.

Potenciálna energia $E_p = \frac{1}{2} k q^2. \quad (11)$

Rayleighova disipatívna funkcia $R = \frac{1}{2} b \dot{q}^2. \quad (12)$

Zovšeobecnená sila lineárneho (viskózneho) tlmenia je vyjadrená pomocou Rayleighovej disipatívnej funkcie vzťahom

$$Q = - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}}, \quad (13)$$

po dosadení $Q = - \frac{\partial \left(\frac{1}{2} b \dot{q}^2 \right)}{\partial \dot{q}} = - b \dot{q}. \quad (14)$

Zovšeobecnená sila $Q_F = F(t). \quad (15)$

Hamiltonova funkcia daného systému je v tvare

$$H = E_k + E_p, \quad (16)$$

$$H = \frac{p^2}{2m} + \frac{1}{2} k q^2. \quad (17)$$

Parciálne derivácie Hamiltonovej funkcie

$$\frac{\partial H}{\partial p} = \frac{p}{m}, \quad (18)$$

$$\frac{\partial H}{\partial q} = k q. \quad (19)$$

Stavové rovnice mechanického systému získame v tvare

$$\frac{d q(t)}{d t} = \frac{\partial H}{\partial p}, \quad (20)$$

$$\frac{d p(t)}{d t} = - \frac{\partial H}{\partial q} + Q + Q_F, \quad (21)$$

$$\text{kde } Q = - b \dot{q} = - b \frac{p}{m}, \quad Q_F = F(t). \quad (22)$$

Stavové rovnice mechanického systému

$$\frac{d q(t)}{d t} = \frac{1}{m} p(t), \quad (23)$$

$$\frac{d p(t)}{d t} = - k q(t) - b \frac{1}{m} p(t) + F(t). \quad (24)$$

Stavové rovnice v maticovom tvare

$$\begin{bmatrix} \frac{d q(t)}{d t} \\ \frac{d p(t)}{d t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m} \\ -k & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q(t) \\ p(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot F(t). \quad (25)$$

Vektor stavu

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} q(t) \\ p(t) \end{bmatrix}, \quad \text{resp. } \mathbf{X} = [q(t), p(t)]^T. \quad (26)$$

Takto odvodené stavové rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti boli funkciami stavových premenných – posunutia $q(t)$ a hybnosti $p(t)$.

Pri zámene stavovej premennej $p(t)$ za stavovú premennú $v(t)$ získame úpravou pre $p(t)=m \cdot v(t)$ stavové rovnice

$$\frac{d q(t)}{d t} = v(t), \quad (27)$$

$$\frac{d v(t)}{d t} = - \frac{k}{m} q(t) - \frac{b}{m} v(t) + \frac{1}{m} F(t). \quad (28)$$

Stavové rovnice v maticovom tvare

$$\begin{bmatrix} \frac{d q(t)}{d t} \\ \frac{d v(t)}{d t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q(t) \\ v(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \cdot F(t). \quad (29)$$

Vektor stavu

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} q(t) \\ v(t) \end{bmatrix}, \quad \text{resp. } \mathbf{X} = [q(t), v(t)]^T. \quad (30)$$

Tým sme získali stavové rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti so stavovými premennými – posunutím $q(t)$ a rýchlosťou $v(t)$.

Riešenie mechanického systému s jedným stupňom voľnosti – v stavovom priestore pomocou bloku State – Space v Simulinku

Výpočet pohybovej rovnice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti je vykonaný v programe Matlab/Simulink pomocou blokov State-Space a Transfer Function. Riešia sa stavové rovnice v maticovom tvare

$$\begin{bmatrix} \frac{dx(t)}{dt} \\ \frac{dv(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ v(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \cdot F(t). \quad (31)$$

Pre stavové rovnice

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t), \quad (32)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u}(t), \quad (33)$$

upravené do tvaru

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \mathbf{A} \cdot \begin{bmatrix} x \\ v \end{bmatrix} + \mathbf{B} \cdot F(t) \quad (34)$$

$$y = \mathbf{C} \cdot \begin{bmatrix} x \\ v \end{bmatrix} + \mathbf{D} \cdot F(t), \quad (35)$$

sú jednotlivé matice mechanického systému s jedným stupňom voľnosti

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C} = [1 \quad 0], \quad \mathbf{D} = [0], \quad (36)$$

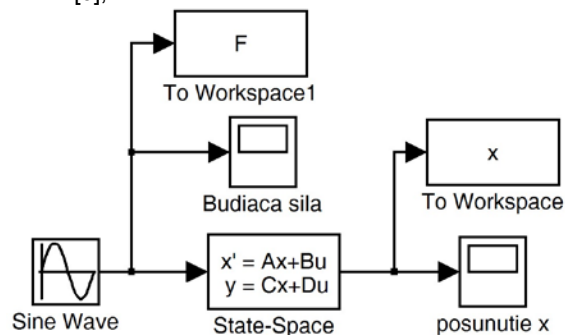
kde vstupom $u(t)$ je budiaca sila $F(t)$ a výstupom $y(t)$ je posunutie $x(t)$

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \cdot F(t), \quad (37)$$

$$y = [1 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ v(t) \end{bmatrix} + [0] \cdot \frac{F(t)}{m}. \quad (38)$$

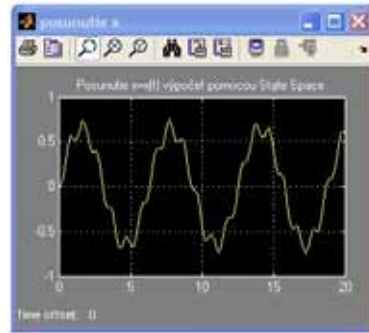
Po zostavení blokovej schémy v Simulinku na (Obr. 2) a zadání príslušných parametrov systému: $m = 4$ [kg], $b = 0$ [N/(m/s)], $k = (4\pi)^2$ [N/m], $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$, $F_0 = 100$ [N], uhlová rýchlosť $\omega = 1$, $\omega = \pi$, $\omega = 2\pi$, začiatkové podmienky $x(0) = 0$ [m], $v(0) = 0$ [m/s] sa vypočítajú v časovom intervale $0 \leq t \leq 20$ [s] kinematické veličiny mechanického systému. V Matlabe definujeme veľkosti jednotlivých matic

```
>> A=[0 1; -(k/m) -(b/m)];
>> B=[0; 1/m];
>> C=[1 0];
>> D=[0];
```

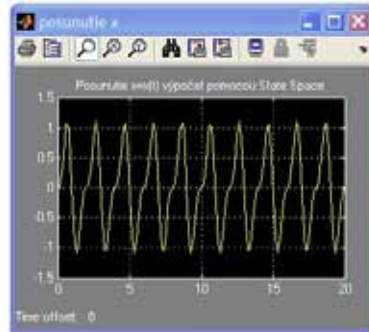


Obr.2 Bloková schéma v Simulinku
Fig.2 The block diagram in Simulink

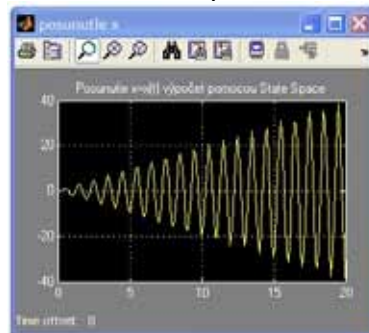
Výstupy zobrazené v bloku Scope – posunutie x , pri rôznych frekvenciách budiacej sily $\omega=1$, $\omega=\pi$, $\omega=2\pi$ sú znázornené na obr. 3.



a)



b)

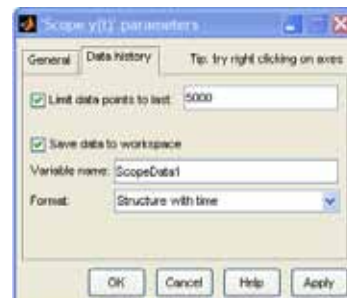


c)

Obr.3 Výsledky simulácie v Simulinku riešením pomocou State – Space a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

Fig.3 Simulation results in Simulinku with State - Space a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

Pre grafické zobrazenie výsledkov riešenia sa využíva blok Scope (Obr. 2). Po kliknutí na ikonu Parameters (Obr. 3), sa otvorí okno zobrazené na obr. 4.



Obr.4 Nastavenie parametrov v bloku Scope
Fig.4 Setting parameters in the block Scope

V okne sa definuje meno premennej (Variable name) na uloženie dát do pracovného priestoru (ScopeData1). Dáta sa môžu ukladať vo formátoch: Structure with time, Structure a Array. Po realizácii simulácie v Simulinku sa vykreslí požadovaný priebeh kinematických veličín uložených vo formáte Structure with time v Matlabe

```
>>ScopeData1.time, ScopeData1.signals.values
>>plot(ScopeData1.time,ScopeData1.signals.values,'b','Line Width', 1.5)
```

Prenos mechanického systému a použitie bloku Transfer Fcn v Simulinku

Po definovaní prenosu systému

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}, \quad (39)$$

kde $Y(s)$ – je obraz výstupu systému $y(t)$,

$U(s)$ – je obraz vstupu - budiacej sily $F(t)$

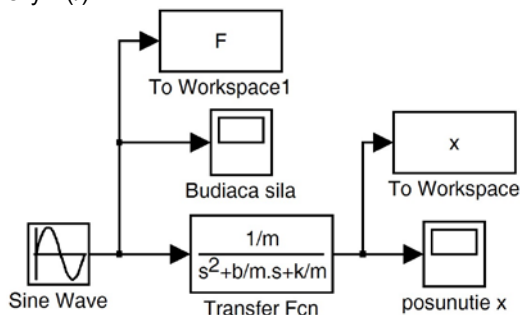
a pre nulové začiatkové podmienky $y(0)=0, v(0)=0$, zapíšeme po úprave pohybovú rovnicu (5) v tvare

$$mY(s)s^2 + bY(s)s + kY(s) = U(s). \quad (40)$$

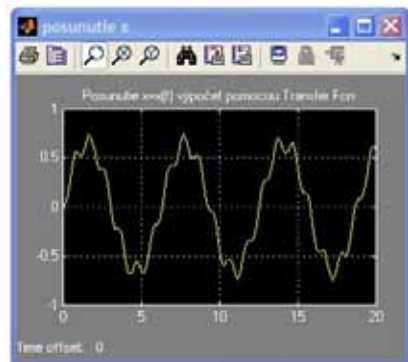
Potom prenos systému

$$G(s) = \frac{1/m}{s^2 + (b/m)s + k/m}. \quad (41)$$

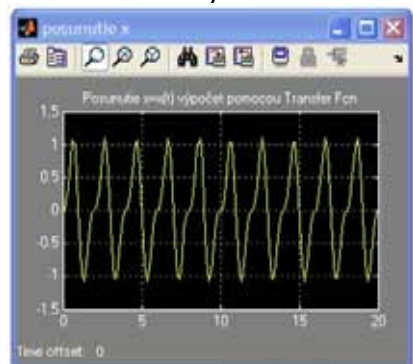
Po zostavení blokovej schémy v Simulinku (Obr. 5) je výsledkom riešenia mechanického systému pomocou prenosovej funkcie (Transfer Fcn) výstup $y(t)$, ktorým je posunutie mechanického systému z obr. 1. Na obr. 6 a), b) a c) sú znázornené posunutia $x(t)$ pri rôznych frekvenciách budiacej sily $F(t)$.



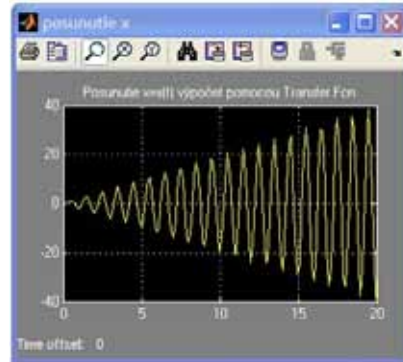
Obr.5 Bloková schéma v Simulinku – Transfer Fcn
Fig.5 The block diagram in Simulink – Transfer Fcn



a)



b)

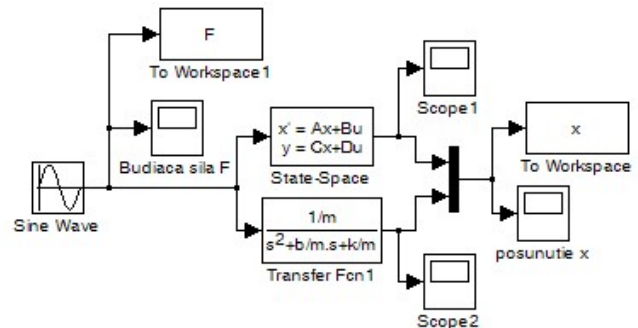


c)

Obr.6 Výsledky simulácie v Simulinku pomocou Transfer Fcn a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

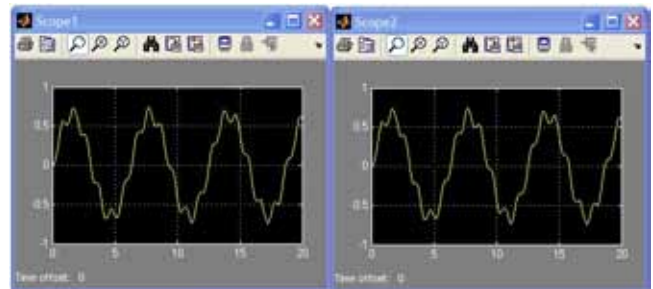
Fig.6 Simulation results in Simulink with Transfer Fcn a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

Riešenie pomocou State-Space a Transfer Function prináša podľa očakávania rovnaké výsledky riešenia čoho potvrdením je bloková schéma na obr. 7 a výstupy na blokoch Scope1 a Scope2 (Obr. 8).



Obr.7 Bloková schéma v Simulinku – State – Space a Transfer Fcn

Fig.7 The block diagram in Simulink – State – Space and Transfer Fcn



Obr.8 Výstup – posunutie $x=x(t)$ v bloku Scope 1 (State – Space) a v bloku Scope 2 (Transfer Fcn)

Fig.8 Result – displacement $x=x(t)$ at Scope 1 (State – Space) and at Scope 2 (Transfer Fcn)

Kontrola riešenia mechanického systému s jedným stupňom voľnosti – v programe Matlab

Správnosť uvedeného spôsobu riešenia môže byť výhodne realizovaná v prostredí Matlab. Rieši sa sústava diferenciálnych rovníc prvého rádu, ktoré získame úpravou pohybovej rovnice (6). Znížime rád diferenciálnej rovnice na dve diferenciálne rovnice 1. rádu. Označíme posunutie a rýchlosť

$$x_1 = x, \quad (42)$$

$$x_2 = \dot{x}, \quad (43)$$

derivovaním podľa času a úpravou získame dve diferenciálne rovnice prvého rádu

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad (44)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{b}{m}x_2 - \frac{k}{m}x_1 + \frac{1}{m}F(t). \quad (45)$$

Pre zápis v Matlabe použijeme nasledujúci tvar diferenciálnych rovníc prvého rádu

$$\frac{dx(t)}{dt} = v(t), \quad (46)$$

$$\frac{dv(t)}{dt} = -\frac{b}{m}v(t) - \frac{k}{m}x(t) + \frac{1}{m}F(t). \quad (47)$$

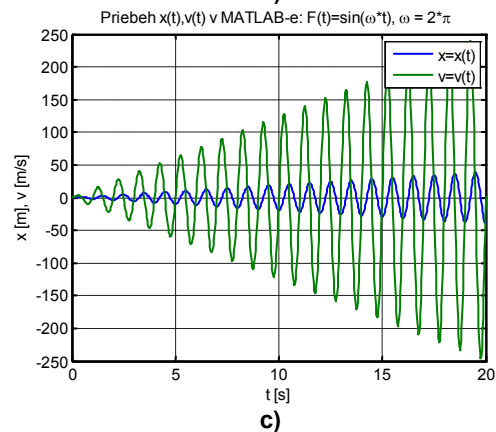
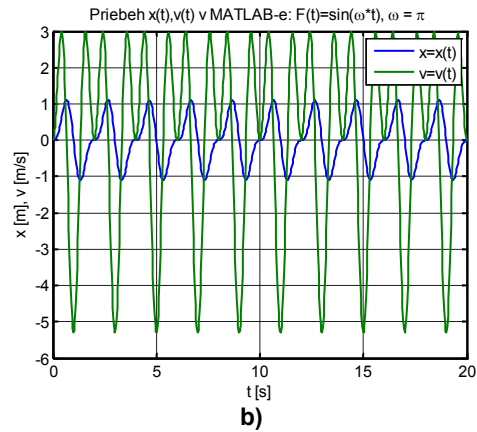
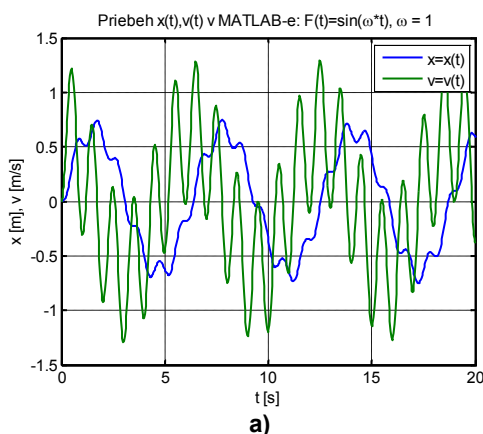
Pre riešenie v programe Matlab vytvoríme dva m-súbory. Jeden s obsahom funkcie v zmysle definície jazyka programu Matlab, v ktorej si v predpísanej forme zapíšeme diferenciálne rovnice 1. rádu. Druhý m-súbor bude špecifikovať začiatočné podmienky a časový interval integrácie. Tento súbor bude volať zvolený integrátor Matlab-u napr. ODE45, kde je jedným z argumentov funkcie aj názov integrovanej diferenciálnej rovnice. Tvar m-súborov v programe Matlab pre vyššie zadané parametre je nasledovný

```
function dx=funkciaTDS_F(t,x)
m=4; k=(4*pi)^2; b=0;
F0=100;
omega=2*pi;
F=F0*sin(omega*t);
dx=[x(2); -k * x(1) / m - b * x(2) / m + F/m];
```

M-súbor pre numerické riešenie diferenciálnych rovníc pomocou metódy Runge-Kutta

```
[t,x]=ode45(@funkciaTDS_F,[0 20],[0;0]);
% [0 20] - doba simulácie, [0;0] - začiatočné podmienky
% ode45 - metóda Runge-Kutta štvrtého rádu
figure(1)
plot(t,x)
title('Priebeh x(t),v(t) v MATLAB-e: F=sin(omega*t), omega = 2*pi ');
xlabel('t [s]'); ylabel('x [m], v [m/s]');
grid on;
legend('x=x(t)','v=v(t)');
```

Tvar kinematických veličín mechanického systému s 1°voľnosťou pohybu získame v grafickej podobe na obr.9.



Obr.9 Výsledky simulácie v Matlabe a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$
Fig.9 Simulation results in Matlab a) $\omega=1$, b) $\omega=\pi$, c) $\omega=2\pi$

Výsledky riešenia (posunutie $x(t)$ pri rôznych frekvenciách budiacej sily) v Simulinku (obr. 3) a (obr. 6) sú podľa očakávania zhodné s výsledkami riešenia v programe Matlab (obr. 9).

Záver

V príspevku je opísané zostavenie pohybových rovníc mechanického systému s jedným stupňom voľnosti v programe Matlab/Simulink a využitie blokov State – Space a Transfer function. Riešenie pohybovej rovnice v programe Matlab metódou Runge-Kutta poskytuje informáciu o priebehu posunutia a rýchlosti v závislosti na čase. Uvedené závislosti boli znázornené aj v grafickej podobe. Výpočet bol realizovaný pre model budený harmonicky premennou silou. Znázornené boli priebehy veličín pri rôznych frekvenciách budiacej sily vrátane vlastnej uhlovej frekvencie, kedy došlo k rezonancii. Riešenia boli vykonané v Matlabe a v Simulinku, čím je názorne ukázaná metodika riešenia v jednotlivých prostrediach programu s ich výhodami a možnosťami použitia.

Uvedený postup prezentuje možnosť konkrétnej realizácie riešenia pohybových rovníc jednoduchého modelu mechanického systému v programe Matlab/Simulink. Prínos príspevku je hlavne didaktický s prednostným uplatnením v odboroch mechatroniky a aplikovanej mechaniky.

Podakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060) a „Výskum modulov pre inteligentné robotické systémy" (ITMS: 26220220141), na

základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0265/10 a grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0289/11.

zkumná zpráva č. 05/07, FVTM UJEP v Ústí nad Labem, 2007.

[11] ZÁHOREC, O.- CABAN, S.: Dynamika, Košice, Olymp, 2002.

Literatúra

[1] FRANKOVSKÝ, P., DELYOVÁ, I., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie mechanického systému s jedným stupňom voľnosti pohybu v programe MATLAB. In: Transfer inovácií. č. 21, 2011, s. 71-73., ISSN 1337-7094.

[2] GMITERKO, A.: Mechatronika. Emilena tlačiareň, Košice, 2004. ISBN 80-8073-157-8.

[3] GREPL, R.: Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics. Praha 2007. 152 s. ISBN 978-80-7300-226-8.

[4] KARBAN, P.: Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink, Brno, Computer Press, 2006. ISBN 80-251-1301-9.

[5] KOZÁK, Š.- KAJAN, S.: Matlab – Simulink I, Bratislava, STU Bratislava, 2006.

[6] SHABANA, A.A.: Computational Dynamics (2nd edition), John Wiley & Sons, Inc., New York 2001.

[7] SEGLA, Š., SEGLA, J.: Modelling and Optimization of Vehicle suspension with Magnetorheological Dampers, In: 7th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2011, Ústí nad Labem, 2011. ISBN 978-80-7414-376-2.

[8] VAVRINČÍKOVÁ, V., HRONCOVÁ, D.: Modelovanie kmitania v prostredí Simulink. Acta Mechanica Slovaca, Košice, 2008, s. 869-876. ISSN 1335-2393.

[9] VITTEK, J.: Matlab pre elektrické pohony. Žilina 1997, 83 s. ISBN 80-7100-398-0..

[10] VOLEK, J., SEGLA, Š., SOUKUP, J.: Analytický výpočet vertikálných posuvů trolejbusu Škoda 21 Tr při přejezdu soustavy překážek dle ČSN ve stanovených bodech. Vý-

Abstract

The main objective of this article was to show different approaches to mechanical system modeling in Simulink using State-Space and Transfer Function Blocks. These two methods for modeling differential equations in Simulink was discussed. A simple mechanical model with one degree of freedom is used to show the advantage of physical modeling used in Matlab/Simulink.

Peter Sivák, Ing. PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2466
E-mail: peter.sivak@tuke.sk

Darina Hroncová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2465
E-mail: darina.hroncova@tuke.sk

Semiautomatic mechatronic design: The basis for a creation of models for optimization with genetic programming

Marian Klúčik, Ladislav Jurišica, Anton Vitko, Peter Pászto, Jaroslav Hanzel

Abstract

The aim of this article are the desired properties of mechatronic systems, and the desired properties of mechatronic systems design. In the mechatronic design process is essential to develop a methodology for finding the system structure and parameters, which ensures sufficient synergy between components of mechatronic systems. Currently, there are several methodologies that seek to address this issue at different levels. One means of solving this difficult problem is to use automatic or semiautomatic design system, with which it is possible to solve the optimization problem with consideration of the large number of criteria. In the conclusion is proposed one possible structure of such a system. Its basic component is a optimization module using genetic programming and with its own language implemented.

Keywords: mechatronics, mechatronic system, mechatronic design, mechatronic design methodology, optimization, genetic programming

Introduction

Mechatronic design is a process, in which is searched for the optimal product or for the optimal solution to a technical problem. The designation mechatronic means, that the result is a product that reflects the requirements to the maximum extent possible, and in which were a variety of technical areas used - mechanics, electronics, computer science and control theory. It also means that in the search process were considered all available and known solutions and all possible knowledge of these areas, and also different combinations of interactions between components of the participating areas. This assumption means, that the space of potential solutions is very comprehensive, first in terms of possible structures of the solution (concepts) and second in terms of number of different parameters for each solution. This is just look at the product itself. Whether is a product optimal respectively better or worse than existing products of similar nature, is decided by various factors - especially the view angle, therefore from the compiled set of criteria. From the criteria depends the overall result - the concept and parameters of the solution. If in the criteria set is not taken into account any requirement, the product can meet it, but it is possible that the requirement not met - which of course creates some risks in the design process, especially if it turns out, that the missing requirement is important. The design process can be interpreted as a process that establishes the set of criteria. In terms of the criteria, the mechatronic design process can be divided into several levels, in which the form of the criteria has different meanings (and not only in terms of the criteria):

- mechatronic design of the product or the production system - a search of the structure and parameters of a particular system. Criterion respectively. multicriterion of the design for this level are moving around customer requirements, respectively around sponsor contracts.

From this perspective it is for the design important to take into account only these requirements and those that are derived from the essential requirements. The objective is to optimize the product itself, not the process of how to get it, and not the conditions in which this product is developed.

- the process of mechatronic system design - there may occur several types of views. One possibility is to optimize the processes of design, improvement of work procedures and so on. The subject of optimization are the activity directly related to sequence design steps, the methods of product design, symbolic used in the exchange of information, the information system architecture in the designer teams. The second option is concurrent optimization of the product and product design process. This optimization is especially useful in cases where it is expected that the design system is repeatedly used for a certain class of products by which should taken into account certain specific conditions.
- mechatronic design from the perspective of the enterprise or institution - mechatronic design aspect from the level of the enterprise or institution performing the design. At this level is examined the structure of management elements of the institution, the design documents flows, communication between different groups engaged in the design, managing and keeping the experience and expertise. Within this perspective, the issue is the management of human resources, economic activities, management of the product life cycle. This view is considered because all these activities are affecting the actual conditions of the technical design and in real situations, always enter into the process design itself as the criterions of the design feasibility.
- mechatronic design from the philosophical point of view - this is the aspect that deals with mechatronic design as the activity that results in new knowledge. Philosophy of

science is studying the philosophical assumptions, foundations and implications of science, and as well with creation of new knowledge. This level hides all the above and it creates space for the analysis of mechatronic approach to design and it analyzes whether it makes sense to any particular approach. This level can be reached if the task is, for example creation of new scientific institution, where it is necessary to assemble a team of people, to create the concept of work, to create system for exchange and storing information, and it is necessary to solve many other problems. In this meaning is mechatronics rather a symbol for the integration of knowledge and also this view is no longer focused purely on mechatronics, but rather on general view of science as such. Analysis of mechatronic design problems from this perspective is far beyond the possibilities of this article and requires long-term research

In the previous points are briefly analyzed different views on the issues of mechatronic design. By construction of concept of semiautomatic design system is particularly interesting the first and second look. First because it defines the objective for which is the mechatronic design system established. Second look, because without dealing with the technical and organizational issues around the mechatronic design process, it is not possible to assemble the mechatronic design system. By assembling the design system it should not be lost the sight of the other two levels - those are the keys in terms of required properties of mechatronic design - eg. the implementation of options for acquiring new knowledge, taking into account the conditions of the design feasibility. Before is outlined the structure of semiautomatic design system, it may be needed to explain the motivation behind the design automation (even at the conceptual level) and also it is to be analyzed the conditions under which today's new product is developed (methodology and procedures for engineering design).

1. Motivation for the application of mechatronic design methods

By the initial considerations about the processes of mechatronic design, most explorers encounter similar problems as were mentioned in the introduction of this article - considering all the options available from a number of fields of mechatronics, including all possible combinations of interactions between areas, especially in the case of capturing of the universal approach. Just in terms of searching the optimal solution for a particular technical problem, this is a very difficult task, even with the assumption that the criterion of searching the solution is known, and with time of the solution is not changed (in most cases, the criterion is developing with the product). For one man is becoming increasingly difficult to effectively use and comprehend the quantity of involved knowledge from the fields of mechatronics. Leaving the decision to one person, without further analysis of problematics, will be increasingly at risk eg. subjective aspect of decision-making, based on their experience, speed of decision making and so like. Having a system that would support and control the designer, or will put forward new possibilities in the design on basis of the implemented knowledge, can accelerate the design process, increase reliability and reduce the risk of failure of the design.

With deeper thoughts about the design process, it is possible to get to the philosophical level (which are ultimately indicating the previous levels of mechatronic design). Questions arise regarding the development of criteria, questions arise about the creation of new knowledge, questions may arise if it is possible to create

optimal product, or questions if it is possible to optimize the design system (whether automatic or from the position of the company). This are already very difficult issues to solve - currently is satisfying so called "good solution" - mainly because we do not know any better solution yet and because sometimes "some solution" may just solve the problem completely. With the progressive scientific and technological developments the requirements are increasing and getting only "some" solution is not good enough. Here arises the fact that a designer can not stand with progressive overall development, and can not solve the tasks to the level of the optimal product. This is true even if it is considered that on the solution of the problem is working a large number of people. It is very difficult to achieve synergies between people. People are not able to quickly and accurately exchange large amount of information and thus achievement of synergies will be most accessible only with some design (computing) system. Support of the design system with people is still essential, especially in terms of adding new knowledge to the system, invention of people and verification of different criteria that only man can evaluate (eg, aesthetic of the solution).

1.1. Mechatronic design in terms of motion control

As mentioned earlier, by the complex technical solutions and by the design of machines, the different mechatronic subsystems interact to such an extent, that it shows the need for implementation of quality mathematical and simulation models. These models are used by professional specialists to the optimal solution of technical problems in their areas. As the title suggests, this subsection deals with mechatronic approach to the construction of machines in terms of mechanical engineer. This approach is described in the literature [3]. Under this approach, the mechatronic design relies primarily on the modeling of kinematics and dynamics of mechanisms in conjunction with the drives, inverters and controllers position and velocity. The mechatronic design from this perspective (and not only from this) follows the general knowledge of mechanics (especially dynamics), control theory (control of position and velocity), electrical drives and also concentrates on the application of theoretical methods for specific kinematic structures of the machines. The choice of calculation methods is particularly emphasized for easy algorithmizing, in case, that they are used in the computing program. Output methods described [3] are required for the designer of the mechanical subsystem - the calculation of reactions in motion units (sizing of cells, drives and gears) and for the domain of control (mechanisms kinematics model, the dynamic subsystem model for the modern 'moment' control. Literature [3] aims to contribute to a comprehensive perspective on mechatronic design methodology in terms of mechanical engineer and also emphasizes the ability to communicate with professional experts in the fields of control theory and regulated drives. Basic methodological steps in the design of mechatronic systems are:

- analysis of the technological requirements (function, range of motion, dynamic characteristics of movement, weight handled, deployed forces, moments)
- functional analysis of the machine, principally dealing with individual functional groups, the proposal of kinematic structure
- kinematic analysis and synthesis of mechanism (solution of direct and inverse kinematics for position, velocity and acceleration of machine components movement)
- dynamic analysis of the machine mechanism (power analysis of action of each node and its impact to the base of the machine)
- determination of the parameters of the mechanical subsystem (arm, gear, motor drive)

- determination of the parameters of the drive subsystem (motors, drives, power subsystem)
- optimization of the machine in conjunction of other subsystems
- solution of control subsystem (control of drives and higher level of control)

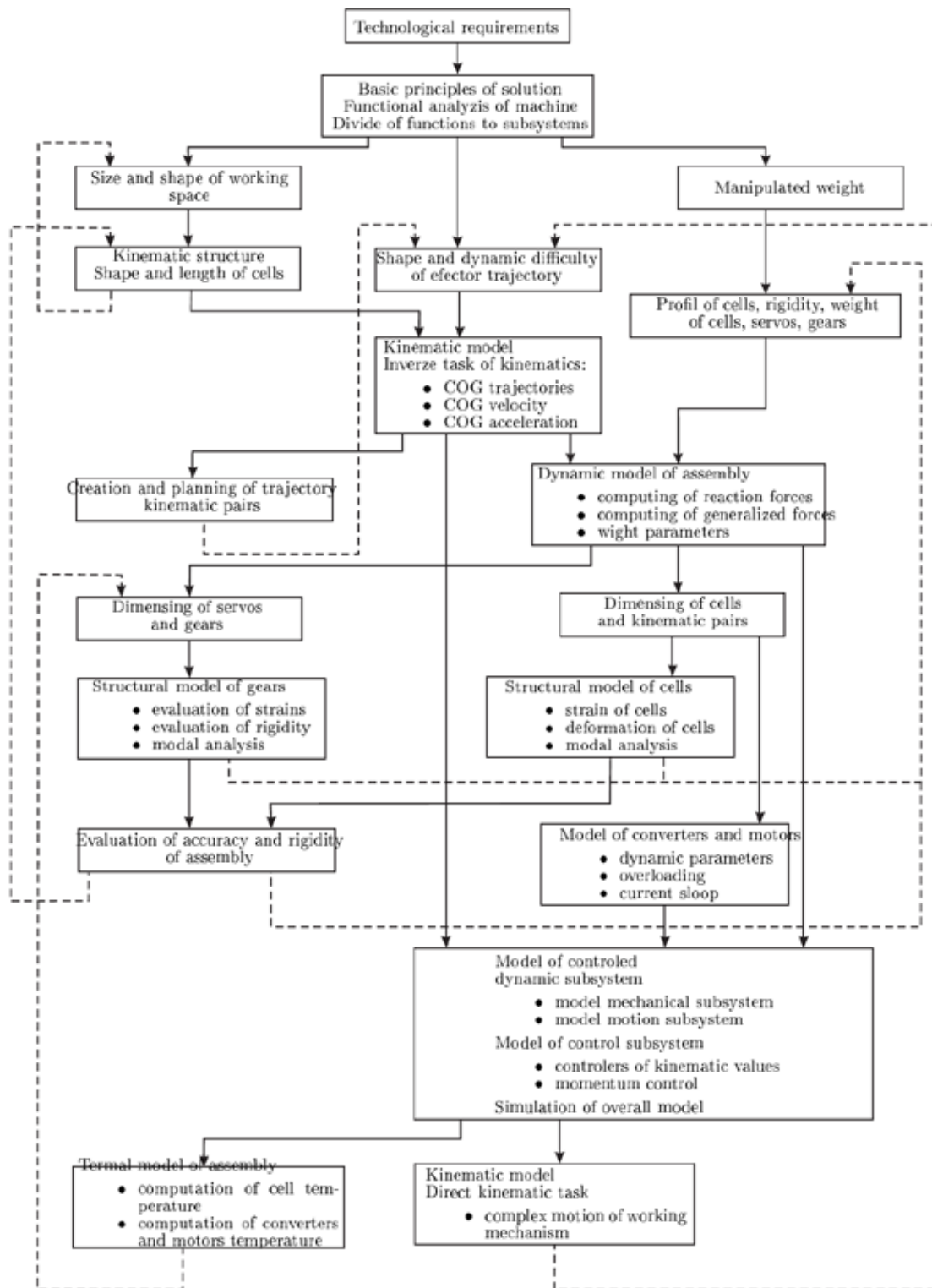


Fig. 1. Mechatronic design in terms of motion control [3]

The essence of the solution is sequential iterative refinement of functional, weight and strength parameters, which in the first draft stage, are chosen on basis of experience, technical ingenuity, possibly on the basis of similar structures. The solutions are extremely useful

features of the machine at minimum cost to produce and maintain. One important aspect of competitiveness is also the time of product solutions. In the literature [3] are presented computational methods that can be easily programmed despite their relative complexity, to speed up the iteration cycle refining. In fig. 1 is an example of

mechatronics approach to machine design. Solid lines shows the successive stages of analysis and synthesis of individual subsystems of the machine, the dotted line shows the main feedbacks and effects on the parameters of individual blocks.

1. 2. VDI-2221 and Pahl/Beitz approach to the design of mechatronic product

Methodology VDI-2221 and Pahl/Beitz approach are very similar procedures to design of system units. Methodologies

VDI-2221 were compiled by German societies of engineers, which has 126 thousand members and associates 29 organizational units [4]. The association organizes each year around 100 national and international meetings with 20 thousand. participants. Currently are available 1700 existing VDI methodologies. One of the goals of these organizations is to find a suitable system for sharing of knowledge in technical areas. The methods included under the two approaches is to achieve the following properties design process:

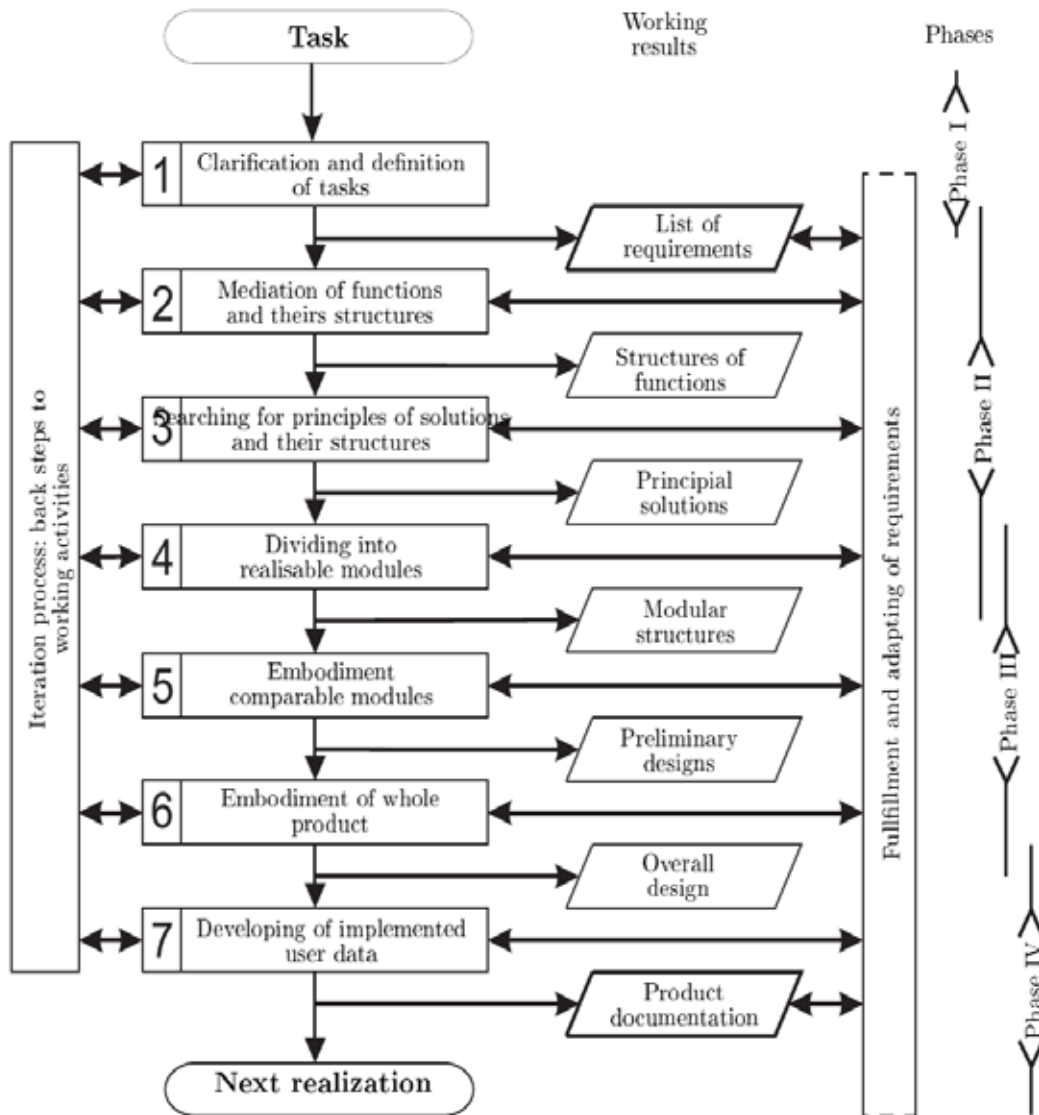


Fig. 2 Methodology VDI2221 [4]

- methods should have general use, independent of the area in which they apply,
- in methods is to take into account the variety of the challenges faced in the development and construction processes,
- method is a guide line respectively set of instructions for the approach in practice
- the aim of use of the methodology is to guarantee the integration of information processing in the development and construction processes,
- methodology VDI-2221 is an guide methodology to other methodologies (phases and domains)

- main objective of methodologies is to compile the sets of operations and design methods,

The general methodology VDI-2221 is shown in fig. 2 and Pahl/Beitz approach is shown in fig. 3. The corresponding figure for the VDI-2221 can be seen that the method divides the activities proposed within seven cycles. Depending on how complex the task is solved, it is appropriate to each of these cycles even further broken down into simple cycles. It is also important to note that cycles do not follow strictly a row, but it must be ensured, if necessary be able to go to previous step (or to the initial step), thus ensuring optimization of the developed product in each step. If you notice the Pahl/Beitz approach shown in

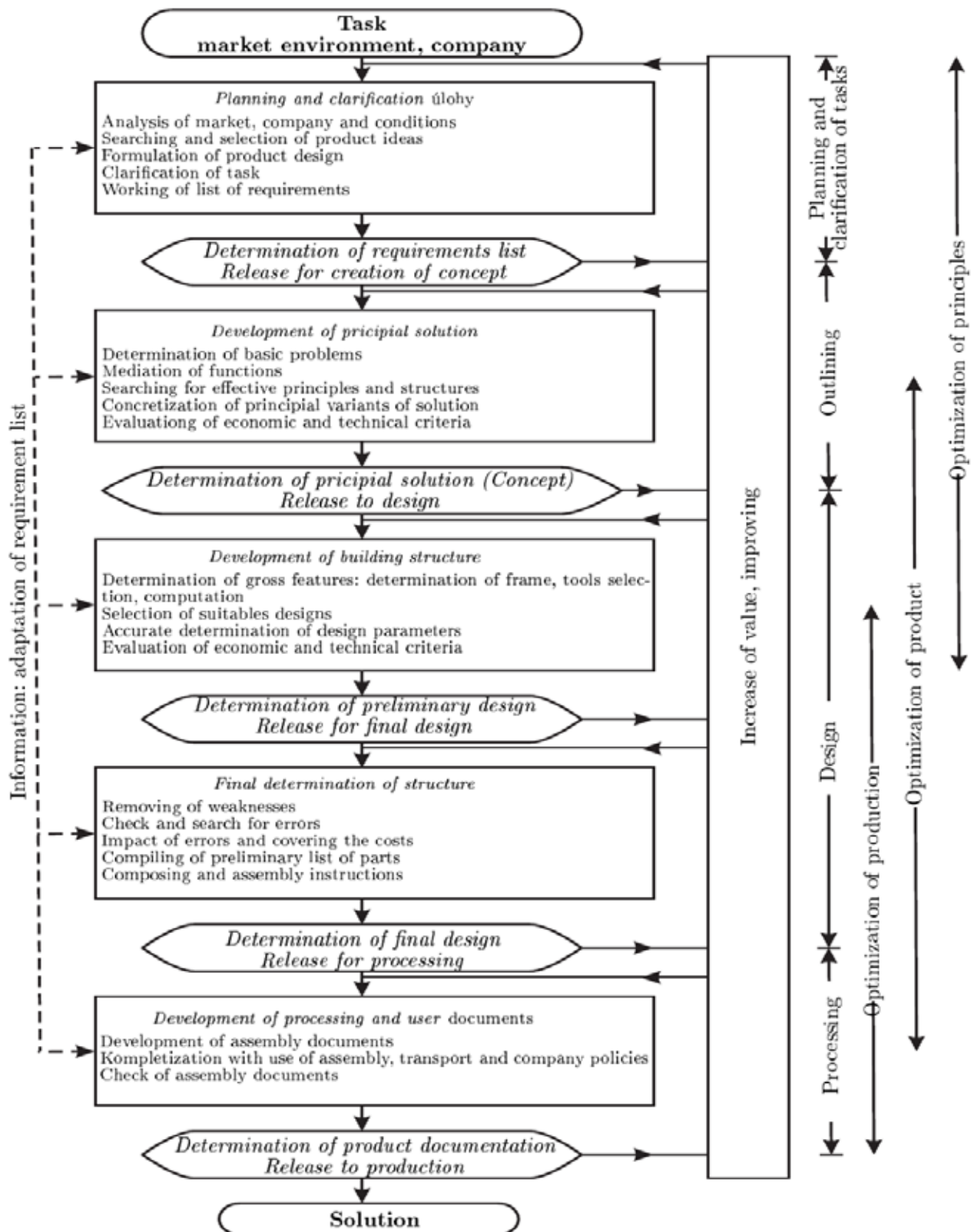


Fig. 3 Pahl/Beitz Methodology [4]

(fig. 3) and compare it with the methodology of VDI-2221 (fig. 2), it can be seen that in VDI-2221 methodology, the various stages of design overlap, while Pahl/Beitz approach, these phases don't overlap. The approach of Pahl/Beitz is in every phase waiting for it to be closed each design phase and then the entire design moves forward. The confrontation approach Pahl/Beitz with the guidelines VDI-2221 is actually a confrontation earlier approaches with modern approaches. The methodology VDI-2221 shows the properties that should be met in the design methodology. These properties can be essentially considered as properties that should

have mechatronic design. The following features of design methods VDI-2221, are actually properties of the mechatronic design:

- methodology should be focused on problem solving, t. j. methodology should be in principle applicable to every constructive activities, regardless of the destination branch,
- methodology should encourage invention and acquire new knowledge, eg. it should facilitate the search for optimal solutions,

- methodology must take into account the concepts, methods and knowledge of other disciplines,
- methodology should not be based on the fact that the solution can be found by chance
- obtained solution should be easily transferable to related tasks,
- should be suitable for use in conjunction with computers,
- methodology must be easy to apply and memorable and also should be able to "learn"
- methodology should facilitate the work and save time. It must also avoid bad decisions and not stifle fruitful and interesting opportunities for cooperation.

1.3 System DARWIN2K

The nearest approach to that we implement, is the system approach of DARWIN2K. The author also notes that many of the limitations of manual design can be addressed by an automated synthesis method that uses extensive search and simulation. Automated synthesis can be used to replace or augment the manual configuration design process. [5] The approach of this system addresses the development of a capable and extensible software system for robot configuration synthesis.

Authors goal was to create a synthesis system that is applicable to a wide range of robot configuration design problems due to its extensibility and its core synthesis and analysis capabilities. There were established the following requirements [5]:

- The system should be expansive in the properties that can be synthesized: kinematics, dynamics, non-kinematic geometry, actuators, and other component
- selections should be generated by the system, and it should be possible to add new properties to be synthesized as demanded by specific tasks.
- The synthesis system should be capable of creating a wide range of robots, including mobile robots and manipulators (or combinations thereof) with modular or monolithic construction.
- The robots created by the systems should be well suited for the task at hand, meeting multiple design requirements while optimizing one or more performance objectives such as speed or system mass.
- This demands an appropriate synthesis algorithm, one that is capable of efficiently searching a large design space while optimizing multiple objective functions in a manner relevant to the task at hand.

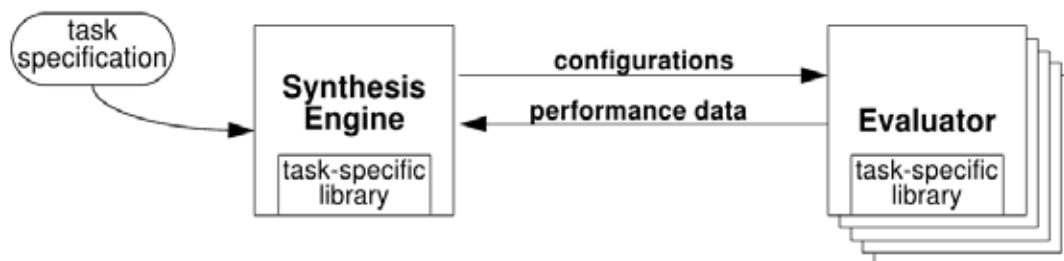


Fig. 4. Distributed synthesis architecture [5]

The system Darwin2K is an extensible automated system for robot configuration synthesis. The synthesis process is based on an evolutionary algorithm: the current set of solutions are represented as a population of designs, and new solutions are created by selecting prior solutions based on their performance and combining or modifying them via several genetic operators. The performance of each solution is assessed through simulation on the prescribed task. Since the evaluation of each candidate design is independent of the evaluation of any other design, many evaluations are carried out in parallel over a network of heterogeneous computers to reduce the time required for synthesis (fig. 4).

Each robot configuration is represented as an assembly of parametrized modules. Modules have parameters describing arbitrary properties for example, a parameter might represent dimension (kinematic or structural), a discrete component selection, or a task or control parameter. Modules may vary in complexity from a single link, to a joint module, to a manipulator, to an entire mobile robot. Each type of module interprets its parameters internally, rather than having a centralized function to interpret parameters for every type of module. Because of this, it is possible to add new modules with new types of properties without requiring the synthesizer to be changed. On the other hand, if a single centralized function were used, then this function would have to be modified whenever a new type of module was needed [5].

The synthesis process must measure the performance of candidate designs; these measurements are computed by evaluating each configuration in simulation. The simulation is task-specific, with performance metrics dictated by the task's requirements. Darwin2K contains a variety of simulation components, including kinematic and dynamic simulators, several controllers, algorithms for computing

joint torque and link deflection and for detecting collisions; modules for robot links, joints (including motors and gearboxes), tools, and bases (fixed and mobile); and metrics such as task coverage, task completion time, end effector error, actuator saturation, and link deflection. The software objects used in the evaluation process are implemented in a common framework that allows new types of simulation and analysis objects to be added while maximizing reuse of existing components. Entirely new methods of simulation (for example, an underwater robot might require a dynamic simulator which accounts for hydrodynamic forces) can be added, as can new simulation components such as controllers [5].

The extensible nature of the synthesis framework is a significant contribution of this thesis. Extensibility is dependent to a large degree on the isolation of the details of task and robot from the synthesizer: the synthesizer tells each evaluation task the metrics to use and the robot to evaluate, and the evaluation task returns performance data for the robot. The synthesizer does not depend on the internals of the evaluation process; only the results of evaluation are relevant to the synthesizer. Similarly, the genetic operators used by the synthesizer do not need to know the details of each module, such as what each parameter means. This simple interface allows new module types to be added without requiring the synthesizer to be changed in any way. Combined with the synthesizer and the toolkit of simulation capabilities, Darwin2K's extensible architecture makes it possible to effectively synthesize task-specific robots for a wide range of applications [5].

2. Proposed architecture of design system

Based on previous methodologies and approaches it was chosen structure semiautomatic mechatronic system as shown on fig. 5. The design system is actually an expert system - it can be seen from the main structure. The core of the inference machine is an optimization method of genetic programming. The selection of method was based on characteristics such as robustness (method can get from the local extreme), method is able to work with different types of variables and with this approach is possible simultaneously

optimize structure and parameters. In the present work is devoted mainly to system optimization method of genetic programming. The method has implemented their own language, which gives plenty of options, which enable to use the method for optimization and design of mechatronic systems. Work is also devoted on interfaces that are able to automatically generate models in different engineering tools such as MATLAB, ADAMS, ANSYS. It can also perform automatic generation of control programs, if necessary optimize the behavior of mobile robots in unknown environments and many other options.

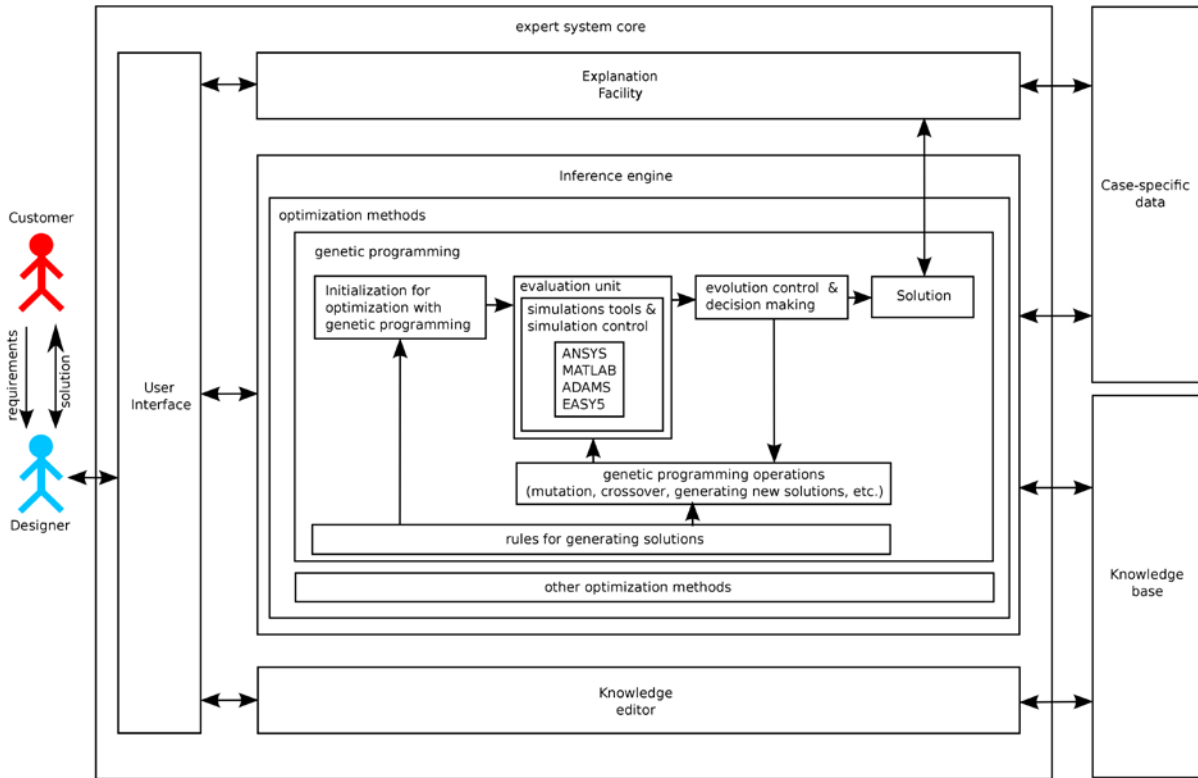


Fig. 5 Architecture of design system

There were identified implementation tasks connected to realization of automated semiautomatic mechatronic design:

- finding a suitable representation of mechatronic systems in computer
- representation and determination of structure parameters,
- determining the set of criteria
- determine the method of evaluation criteria.

By the testing of the design system it will be solved the control system design. The control system can be imagined as a control program or in block diagram form. With this is closely related the issue of representation of mechatronic systems in the computer. There are several options that can consistently describe the mechatronic system (it is meant the description, respectively representation of mechatronic systems as a single structure within a program). The main way that is used in the proposed system is a way of representation of mechatronic system in CAE software packages. The first is used Matlab, specifically Matlab/Simulink. The system can very well describe control systems graphically and functionally. Also, there can be built control program, and also it is possible to use various toolboxes, of which we mention in particular the SimMechanics and SimPowerSystems. By representation and determination of structure parameters is in the mind the representation of the parameters in the structure (in essence a variable format in which data should be stored, and also how this variable will be assigned to the structure).

With the determination of parameters is in mind, determination of the parameters that will be essential respectively to be somehow involved in the process optimization. This may be a critical moment in the mechatronic design - if all parameters will be parametrized and the optimization process will be over all these variables, this can lead to high computational demands. It is important to choose correct parameters under which the system will be optimized. The task of determining a set of criteria consists of determining what will be considered in the design optimization process. The parameters in the representation of mechatronic systems are considered as inputs (they are influenced by the behavior of the system, and thus the value of the criterial functions), while criterion (the value of the criterial functions) are outputs.

The last point of the tasks is, how to determine the way of evaluating of criteria. There must to be determined procedures in which is the way to obtain the criterial functions values, and also how to determine the value of the compromise criterion function. In some cases, the value of the criterion function can be determined relatively easily (for example the total mass of the designed system), in other cases it may be difficult. An example for such a complex evaluation assessment is the robustness of some parameter to changes. For this evaluation must be given great importance to the value of the criterion function, so that the experiments were comparable. The tasks mentioned above are in fact some of the initial tasks to be addressed in

automated mechatronic design. After solving these problems it will be solved other problems directly related to the control of mechatronic design. Such problems relate directly to the solution of automated mechatronic design, resp. with the basic control strategy of evolutionary calculations, which is chosen in concrete design. By one of these variants is considered that along with products in development, it will be developed the main function of the criterion. This is connected with the problem of solution convergence. Another fact that we recognize is the need to resolve the participation of designer in automatic solution search. With this fact the design process ceases to be automatic, but it will be required designer's participation - to save the computing time to a very great extent. Cooperation of designer with computer should be reciprocal. The computer should alarm to some, perhaps non-standard solutions, the designer should determine, respectively direct methods of calculation at certain moments. In such processes are from great importance the modeling and simulation strategies, and therefore they must be part of a knowledge database a different behavioral patterns of different components. It would be a different drive models, control models, methods for modeling of mechanical parts., particularly those mentioned in the literature [6],[7], [8], [9].

3. Conclusion

The approach from previous section presents new opportunities but also many problems. The mechatronic product design using genetic programming with the fact, that it will be searched parameters and structure in same time, is computationally very demanding. This approach is very similar to real evolution in nature. Considering that life originated on Earth before 3.5 billion years ago, and also the state of the evolution of life forms, and also when we consider the diversity of lifeforms, the number of basic building blocks and also the possibility of bringing together these stones, it is difficult to simulate a similar evolution. Despite the difficulties, similar experiment was carried out in [Lipson 00]. This project was also very computationally demanding. It is clear that the design from elementary elements will be unnecessarily computationally demanding. Therefore, to reduce the complexity it is necessary to take various measures. One such measure is, that the initial set of solutions must involve the existing solutions, which can be built. Nevertheless, it will be still highly likely that the concurrent structure and parameter optimization, is computationally demanding. It will be necessary the evolution to broke down into phases, and also the evolution must be largely governed - what is actually the role of product designer.

Acknowledgment

This work has been supported by VEGA 1/0690/09 and by VEGA 1/0177/11.

References

- [1] KLÚČIK, M., JURIŠICA, L.: Návrh mechatronických systémov. In: AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - Č. 1 (2007), s. 317-329
- [2] JURIŠICA, L., KLÚČIK, M.: Mechatronický návrh v technológiách zvarovania a povrchových úprav materiálov. In: Zvárač. - ISSN 1336-5045. - Roč. 4, č. 4 (2007), s. 3-7

[3] Mostýn, V.: Mechatronika. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000. ISBN 80-7078-734-1

[4] SCHMIDT-KRETSCHMER, M.: VDI-RICHTLINIE 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Fakultät Verkehrs- und Maschinensysteme, Technische Universität Berlin, 2005. http://www.useworld.net/users/1039/Folien01_11-04-2005_Schmidt-Kretschmer_VDI2221.pdf

[5] LEGER, C.: DARWIN2K: An Evolutionary Approach to Automated Design for Robotics (2000), 271 s. Boston : Kluwer Academic Publishers, 2000 ISBN 0-7923-7929-2

[6] GMITERKO, A., ŠARGA, P., HRONCOVÁ, D., BOBOVSKÝ, Z.: Possibilities of Using Matlab Simmechanics for Dynamic Analysis of Robots, In: ICMT'11 : International Conference on Military Technologies 2011 : Brno, Czech Republic, 10 to 11 May, 2011. - Brno : University of Defence, 2011 S. 895-900. - ISBN 978-80-7231-787-25

[7] GMITERKO, A., HRONCOVÁ, D., ŠARGA, P., Modeling Mechanical Systems Using Bond Graphs In: MMaMS 2011 : Modelling of Mechanical and Mechatronical Systems : proceedings of the 4th international conference : Herľany, Slovakia, 20. - 22. 9. 2011. - Košice : SĽ TU, 2011 S. 112-118. - ISBN 978-80-553-0731-2

[8] KELEMEN, M., MAŤAŠOVSKÁ, T., Optimalizácia pohybu mikrostroja, 2004, AT&P Journal Plus. - ISSN 1336-5010. - Č. 5 (2004), p. 61-64.

[9] BENČA, Š.: Výpočtové postupy MKP pri riešení lineárnych úloh mechaniky. Vydavateľstvo STU, 2004. ISBN 80-227-2032-1

Ing. Marian Klúčik

Slovenská technická univerzita v Bratislave
Fakulta elektrotechniky a informatiky
Ústav riadenia a priemyselnej informatiky
Ilkovičova 3
812 19 Bratislava

marian.klucik@stuba.sk

Advanced mathematical model of the tower crane using visual feedback control

Luboš Chovanec, Peter Hubinský

Abstract

The manipulation with payload suspended on crane is big challenge for many years. The need for positioning, swing control, faster transfer of the payload has led to write a lot of articles about that. We take a tower crane on the focus. The rotational tower crane construction has more nonlinearities than Cartesian motion of the bridge crane. Some methods need linear model to propose feedback control system. Sometimes there is requirement only for identifying pendulum natural frequency or damping for the design feedforward control (input shaping algorithms, time optimal control). However, to gain process values (in this case it is angle of the pendulum or position of the hook) for feedback systems, we need to find precise sensor. Set up machine vision to scan the hook position may be useful for both of them. According to the position of camera on the crane construction, it can take position of the hook, length of the rope and detect obstacles.

Keywords: machine vision, rotary crane, tower crane model

Introduction

The most know type of the group of cranes is tower crane. It is used in transportation, industry and construction. Every year the creators improve them and build bigger, higher, faster and that emphasize the necessity for using various algorithm to control payload safely and precisely.

For proposal regulator and verifying, is important to know the model of crane. Most authors of articles deal with creation of mathematical models [1][2]. Later on this are proposed feedback control structures ([3][4]) or feedforward control [5][6][7].

But there is not enough ideas about using machine vision for acquiring the hook position [8][9][10]. The camera is multipurpose sensor and can substitute previous most wide mechanical sensors.

We will use machine vision system as a positioning sensor and look for algorithms that can improve payload detection or reduce the processing cost.

Tower crane dynamics

The tower crane consists of few important mechanic parts. An illustration of a tower crane is shown in Fig.1. The mast is anchored on the movable or fixed based. Jib is connected to mast perpendicularly and can rotate around it. This is first degree of freedom. Second DOF makes the trolley, that moves along the jib and it is a suspension point for the hook. If the rope and hook is considered as a pendulum it has another 2 DOF. And then we can obtain these two equations:

$$L\ddot{\Phi} + L\dot{\Theta}^2 \cos(\Phi)\sin(\Phi) + g \sin(\Phi)\cos(\Theta) = -\ddot{R}\cos(\Phi) + R\dot{s}^2 \cos(\Phi) - R\dot{s}\sin(\Phi)\sin(\Theta) - 2\dot{R}\dot{s}\sin(\Phi)\sin(\Theta) - 2L\dot{s}\dot{\Theta}\cos^2(\Phi)\cos(\Theta) - L\dot{s}\sin(\Theta) + L\dot{s}^2 \sin(\Phi)\cos^2(\Theta)\cos(\Phi) \quad (1)$$

$$L\ddot{\Theta}\cos(\Phi) - 2L\dot{\Phi}\dot{\Theta}\sin(\Phi) + g \sin(\Theta) = R\dot{s}\cos(\Theta) + L\dot{s}^2 \sin(\Phi)\cos^2(\Theta)\cos(\Phi) 2\dot{R}\dot{s}^2 \cos(\Theta) + 2L\dot{s}\dot{\Phi}\cos(\Phi)\cos(\Theta) + L\dot{s}\sin(\Phi)\cos(\Theta) + L\dot{s}^2 \sin(\Theta)\cos(\Phi)\cos(\Theta) - L\dot{s}\sin(\Theta) \quad (2)$$

where L is the length of the rope, R is radial motion of the trolley along the jib, Φ is angle of pendulum in radial direction, Θ is angle of pendulum in tangential direction, S direction of the rotation.

Equation (1) talks about radial and equation(2) is about tangential motion of the pendulum.

If we partially linearize previous equation we will obtain:

$$\ddot{\Phi} = -\frac{g}{L}\Phi - \frac{1}{L}\ddot{R} \quad (3)$$

$$\ddot{\Theta} = -\frac{g}{L}\Theta + \frac{R}{L}\ddot{s} \quad (4)$$

R/L expression talks about not entirely linear model. Dynamics can be investigated on whole range of R . If R is substituted by R_0 , it leads to completely linearized equation.

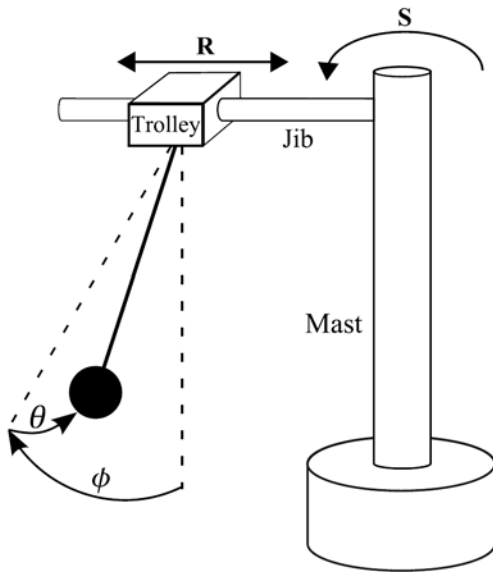


Fig.1 Tower crane

Hook predictors

Predictors can help machine vision to improve the fast image processing [9] It chooses only a small image area (small window) of the camera view for tracking the hook. Later mentioned algorithms could by point to use only this small area of pixel, to find object-landmarks.

Simple predictor takes past and present observation to compute future position. It is simple and easy to implement. It can be described by equation:

$$\hat{X}(n+1) = X(n) + [X(n) - X(n-1)] \quad (5)$$

where n is index of the image frame, $X(n)$ is current position, $X(n-1)$ is previous position and $\hat{X}(n+1)$ is predicted position

This method has also disadvantages. If the hook moves quickly across the field of view, tracking by predictor may fail. It can occur most often, when the rope is too short. If we resize the tracking window, it could suppress the previous errors but it increase the image processing time.

The second predictor is based on hook dynamics. We can take a planar model crane and its equation:

$$\ddot{\Theta} + \left(\frac{b}{Lm_p}\right)\dot{\Theta} + \left(\frac{g}{L}\right)\Theta = \left(\frac{-1}{L}\right)\ddot{x} \quad (6)$$

where Θ is angle of the pendulum, L is rope length, \ddot{x} is speed of the trolley, m_p is mass of the payload.

As we can see, it represents a second-order damped oscillatory systems. Parenthesis can be rewritten as:

$$\left(\frac{g}{L}\right) = \omega_n^2 \quad (7)$$

$$\left(\frac{b}{Lm_p}\right) = 2\zeta\omega_n \quad (8)$$

After Laplace transformation we obtain transfer function:

$$\frac{\Theta(s)}{V_t(s)} = \frac{\left(\frac{-\omega_n^2}{g}\right)s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (9)$$

where $\Theta(s)$ is angle of pendulum, $V_t(s)$ is velocity of trolley, ω_n natural frequency and ζ is damping of the system.

Now we need to convert this transfer function from S to the Z domain and use a forward time shift. We obtain $\hat{\Theta}(n+1)$ that represents predicted dynamics:

$$\hat{\Theta}(n+1) = \frac{1}{4 + \omega_n^2 T_s^2 T_s + 4\zeta\omega_n T_s} \left\{ \begin{aligned} &\left(\frac{-200}{981} T_s \omega_n^2\right) V_t(n) + \left(\frac{-200}{981} T_s \omega_n^2\right) V_t(n-2) \\ &- (2\omega_n^2 T_s^2 - 8)\Theta(n) - (4 - 4\zeta\omega_n T_s + \omega_n^2 T_s^2)\Theta(n-1) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

T_s is the sampling rate of the camera, ω_n is time-varying parameter, because length of the rope could be changed.

Then it is used for solving predicted pixel position:

$$\hat{X}(n+1) = \hat{\Theta}(n+1)K_{camera} + X_0 \quad (11)$$

where K_{camera} is a gain which follows from the pixel position to angular displacement in the camera, X_0 is the expected pixel position of the hook when Θ is zero, $\hat{\Theta}(n+1)$ is from previous equation.

Hook position

For tracking the hook position is typically used reflected markers [10]. If it is demand for another information (e.g. : length of the rope, angle of rotated object), we need to use two circle landmarks [8]. When actual distance between these landmarks is "D" (Fig 2), "d" is the distance on the image. How to compute "d" shows this simple equation:

$$d = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (12)$$

$$(x_s, y_s) = \left(\frac{x_1 + x_2}{2}, \frac{y_1 + y_2}{2}\right) \quad (13)$$

Where x_s and y_s is a center position between landmarks on the image. Due to previous equations, the real displacement of hook is given:

$$(X_s, Y_s) = \left(\frac{D}{d}x_s, \frac{D}{d}y_s\right) \quad (14)$$

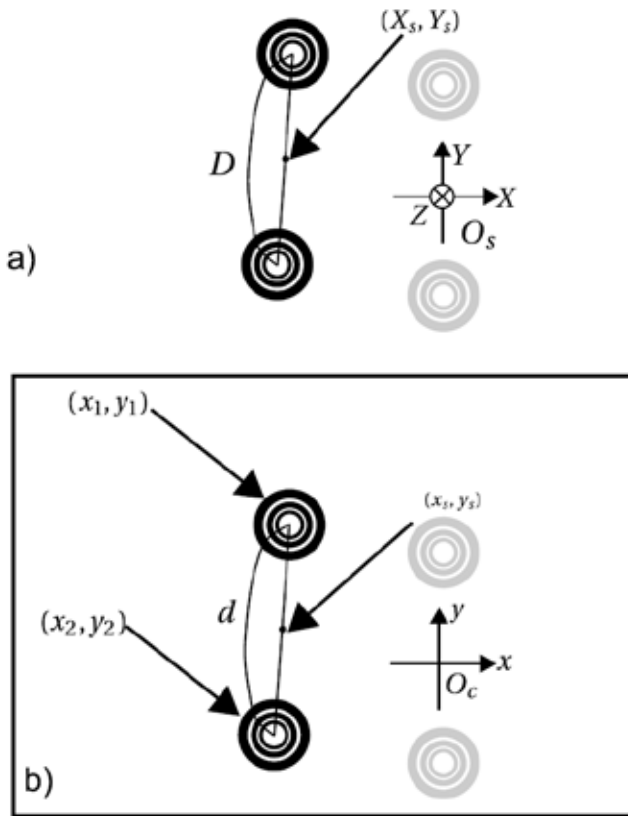


Fig.2 a) Actual displacement of the landmarks, b) displacement on camera view

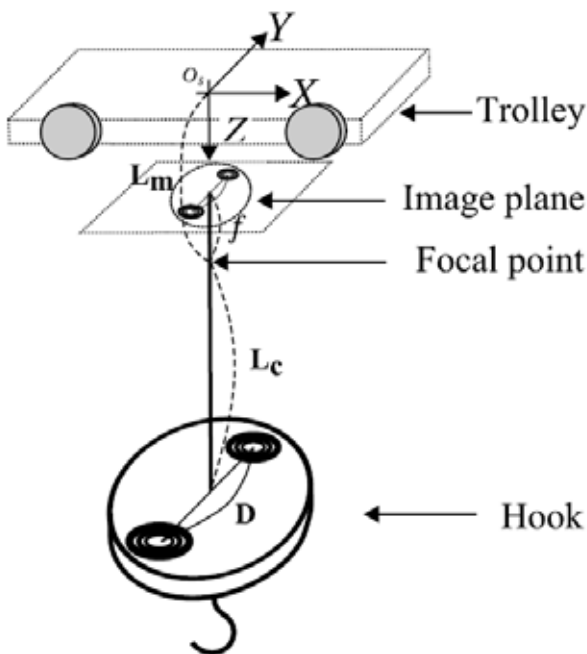


Fig.3 Measurement of rope length

The length of the rope may be derived from smart consideration. If the rope length L_s is divided into two parts L_m and L_c . L_m presents distance between origin position O_s and focal point of the camera. L_c is the distance between the focal point and center of two landmarks. L_s is given by this equation:

$$L_s = L_m + L_c \quad (15)$$

$$L_c = \frac{D}{d} f \quad (16)$$

Detection of landmarks

The shape, color or other attributes are needed for specifying landmarks. For tracking circle on the image, we can apply Hough circle transformation. But in the working area are not allowed other circle sign that could by decrease control algorithm due to many detected results. If the machine vision looks for the specific pattern, the scanning entire image has to be compared with the pattern. It takes some times and it depends on processor performance. Vector Code Correlation (VCC) is method for reliable detection landmarks. This method uses gradient calculation of the intensity of eight neighboring pixels. Then each pixel is coded by two bits. If gradient is decreased it takes bit-code 10, increased gradient takes 01, near to zero assigned to 00. Now, gradient vector is built and can be compared with the pattern gradient vector. Obviously, XOR function is used for comparison. Then we can obtain a degree of dissimilarity and other algorithm based on preset threshold decides if it is match or not. Some other problems are indicated with growing length of rope. We can observe more faults because it use less pixels for detection. One of these possible solutions is to replace pattern with the new image each time of agreement.

Frequency and damping identification

Payload on the rope behaves mathematical pendulum. It oscillates. If we want to take measure oscillations (amplitude, frequency, damping), we need a sensor and stopwatch.

Using machine vision we can obtain a harmonic signal of a pendulum (rope of the crane plus payload). From this signal, we can observe periodically repeated humps. The distance between tips of humps talks about size of the oscillation period " T_0 ". Frequency is given by this equation:

$$\omega_0 = 2\pi \frac{1}{T_0} \quad (17)$$

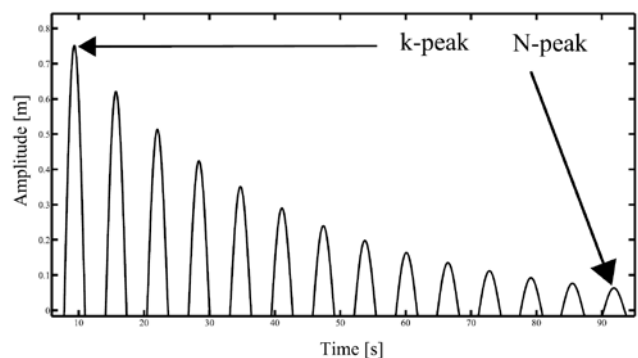


Fig. 4 System response

Now, we will look at the low-damped systems. From the time between the first-peak and time of the N-peak of the periods (Fig.4), we obtain damped natural frequency:

$$\omega_d = \frac{2N\pi}{(t_2 - t_1)} \quad (18)$$

Next equation talks about determining of the damping ratio from decreasing amplitude from the k-peak to the N-peak:

$$\zeta = \frac{-\ln\left(\frac{P_{k+N}}{P_k}\right)}{\sqrt{4\pi^2 N^2 + \ln\left(\frac{P_{k+N}}{P_k}\right)}} \quad (19)$$

The natural frequency came out from previous calculated equations:

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{(1 - \zeta^2)}} \quad (20)$$

If the damping ratio is so small, the damped natural frequency and natural frequency are almost the same.

Control techniques

Now, the previous mentioned methods for detecting hook position, we can use it for the controlling of crane systems. As a first, it's demanded for identification. For controlling open-loop systems (input shaping algorithms), we need to know natural frequency of the system and damping to design input shapers (e.g.: ZV shaper, ZVD shaper, EI shaper) [5][7]. Closed-loop systems can use machine vision algorithms for tracking hook in the real-time. Then we can set up PID controller, LQR [1] or acceleration feed-back gain [7].

Conclusion

In this paper we have presented the methods for tracking the crane hook using machine vision. Hook predictors can improve time between the processing of visual data. Due to positioning camera and landmarks, we could obtain actual position in three dimensions. It could be help for identification of crane system for pre-shaped control methods or as a powerful sensor for feedback control.

References

- [1] ABDEL-RAHMAN E. M., NAYEFEH A.H., MASOUD Z.N.: Dynamics and control of cranes: A review, *Journal of Vibration and Control*, 9: 863-908, 2003
- [2] KANG S.C., MIRANDA E.: Physics based model for simulation the dynamics of tower crane, *International Conference on Computing in Civil and Building Engineering ICCCBE Weimar Bauhaus University Germany* (2004)
- [3] YANO K., YAMADA M., TERASHIMA K.: Development of Operator Support Systems for Rotary Crane with Simul-

taneous Control of Positioning and Sway Suppression, 16th IEEE International Conference on Control Applications, Part of IEEE Multi-conference on Systems and Control, Singapore, 1-3 October 2007

[5] BLACKBURN D. LAWRENCE J., DANIELSON J., SINGHOSE W., KAMOI T., TAURA A.: Radial-Motion Assisted Command Shapers for Nonlinear Tower Crane Rotational Slewing, *Control Engineering Practice* (2010), Volume: 18, Issue: 5, Pages: 523-531

[6] VAUGHAN J., SMITH A. SINGHOSE W.: Using a predictive graphical user interface to improve tower crane performance, *Robotics and applications*, 2009

[7] HUBINSKÝ P. Riadenie mechatronických systémov s nízkym tlmením. Vydavateľstvo STU, Bratislava, 2010, ISBN 978-80-227-3310-1.

[8] KAWAI H., KIM Y.B., CHOI Y.W.: Anti-sway system with image sensor for container cranes, *Journal of Mechanical Science and Technology* 23(2009), 2757-2765

[9] PENG K.CH. CH. SINGHOSE W.: A vision-based predictive hook-tracker for industrial cranes, *ICSV 17*, Cairo, Egypt, 18-22 July 2010

[10] YOSHIDA Y., TABATA H.: Visual Feedback Control of an Overhead Crane and Its Combination with Time-Optimal Control, *Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, July 2-5, 2008

Prof. Ing. Peter Hubinský, PhD

Slovak University of Technology

Faculty of Electrical Engineering

and Information Technology

Institute of Control and Industrial Informatics

Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava

Tel.: +421 2 60291608

E-mail: peter.hubinsky@stuba.sk

Ing. Ľuboš Chovanec

Slovak University of Technology

Faculty of Electrical Engineering

and Information Technology

Institute of Control and Industrial Informatics

Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava

Tel.: +421 2 60291305

E-mail: lubos.chovanec@stuba.sk

Modeling of the bridge crane feedback control using MEMS gyroscopes

Lukáš Palkovič, Peter Hubinský

Abstract

When payloads are transported, various kinds of cranes are used. Typically there is a rope or a combination of ropes hanging from the hoist. The hanging part can move relatively freely. This freedom lets the payload inertia cause movements which are not desired. These movements lead even to vibration which takes long time to stop by natural damping and it is ineligible. To eliminate the vibration, many control methods were developed. This paper is concerning a model of a bridge crane, derivative feedback control and MEMS gyroscopes used to obtain the signal for this feedback.

Keywords: bridge crane, residual vibration, derivative feedback, MEMS gyroscope

Introduction

Mechanical dynamic systems containing structures with low friction (low damping ratio) are characterized by residual vibration. It is a vibration present in the system long after the period of varying input signal. Since it influences the quality of the positioning and takes too much time, it is ineligible.

Illustrative cases of such systems are robotic arms with harmonic drives, servo-drives with belt gearings, filling and sealing lines where liquids are transported in opened containers and cranes.

There are various techniques used to reduce this vibration. One of them is to increase the friction in order to damp the vibration quickly. These mechanical modifications can be expensive and other parameters (such as the weight of the device) can get worse. Another way is feed-forward control. The input signal is processed in such a way that it does not cause residual vibration or reduces them to a very low level.

Feedback control can be used too. One of these methods is derivative feedback control.

Feedback control requires a signal of output variables to work properly. In our case we assume precise measurement of the hoist position but the position of the payload does not correspond to the position of the hoist. Its position should be measured as well. However derivative control does not require the precise position of the payload, only its derivation. In the case of the little angles of the rope, the model of the crane can be linearized and angular rate of rotation of the payload can be used instead of its velocity.

Chapter 1 presents various models of the bridge crane. Nonlinear and linear versions are introduced here. Chapter 2 introduces several crane control methods based on the models. An attention is paid to the already mentioned derivative feedback control and its properties. MEMS gyroscopes and their properties are the topic of chapter 3. The orientation of these sensors in the space is taken into account in chapter 4.

1. Bridge crane modeling

A typical bridge crane consists of a bridge construction which travels on parallel crane rails or runways. The bridge spans the gap between the rails. A hoist – the lifting component of the crane is mounted on a carriage or a trolley moving on the bridge and travels along it. The payload hangs on the hoist using a rope or a rope combination.

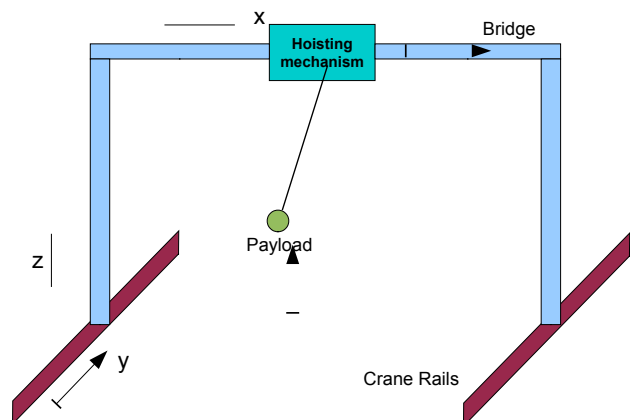


Fig. 1 Simplified schematic of a bridge crane

1.1. 2D vs. 3D

The hoist moves in two perpendicular and horizontal axes. This is similar for example in tower cranes too, though it is moving in cylindrical coordinates. Assuming no energy transfer between the movements in these axes the dynamical behavior in them has similar properties and dynamics in each of the axes can be considered separately. Hence one horizontal axis can be omitted and only movement in 2 axes can be taken into account.

The vertical movement caused by lifting the payload affects parameters of the system and it can be usually omitted in feedback control. To set up feed-forward methods correctly,

the parameters should be known exactly. The most important one is the natural frequency of the vibrating system. It is the same in the both direction of swings.

1.2. Two dimensional model

For dynamic modeling of mechatronic systems, Lagrange equations of the second kind are often used.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad i=1, \dots, \quad (1)$$

where Q_i are generalized forces, L is Lagrange function $L = E_k - E_p$ (Difference between kinetic and potential energy), and q_i are generalized coordinates.

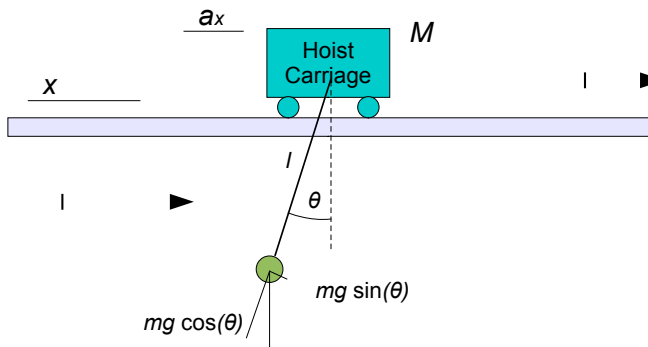


Fig. 2 2D sketch of a crane

Some factors such as friction forces and rope length variations can be omitted for simplification.

Simplified sketch of such crane is shown in Fig. 2. Hoist carriage weight is M and its position x . θ , m and l are the angle deviation between the rope and the vertical direction, payload weight and rope length respectively.

Potential energy of the system (it is only potential energy of the payload in our case) is

$$E_p = mgl(1 - \cos(\theta))$$

and kinetic energy of the whole system is

$$E_k = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m [\dot{x}^2 + \dot{l}^2 + 2\dot{x}\dot{l}\sin\theta + l^2\dot{\theta}^2 + 2\dot{x}l\dot{\theta}\cos\theta] \quad (2)$$

Applying Lagrange equations (1) the dynamical model is obtained.

$$F_x = (M + m)\ddot{x} + ml(\ddot{\theta}\cos\theta - \dot{\theta}^2\sin\theta) + 2m\dot{l}\dot{\theta}\cos\theta + m\ddot{l}\sin\theta \quad (3)$$

$$0 = l\ddot{\theta} + 2\dot{l}\dot{\theta} + \ddot{x}\cos\theta - g\sin\theta \quad (4)$$

It is useful to linearize the model at operating point $\theta = 0$. This value is chosen because this is the stable position and setpoint for θ .

$$\ddot{\theta} = -\frac{F_x}{M} - \frac{(M + m)g}{l} \theta \quad (5)$$

$$\ddot{x} = -\frac{F_x}{M} - \frac{m}{M} \frac{g}{l} \theta \quad (6)$$

1.3. Two dimensional model

Equations (5) and (6) can be rewritten in a linearized space model in the following form

$$\dot{\mathbf{x}}_v = \mathbf{A}\mathbf{x}_v + \mathbf{b}u \quad (7)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{c}^T \mathbf{x}_v$$

Where state space vector \mathbf{x}_v consists of hoist position x , angle deviation θ and their derivations and it is defined as

$$\mathbf{x}_v = [x \quad \theta \quad \dot{x} \quad \dot{\theta}]^T \quad (8)$$

General equation (7) can be then rewritten for our case as following

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{mg}{M} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{(M+m)g}{Ml} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M} \\ \frac{1}{Ml} \end{bmatrix} \quad \mathbf{c}^T = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (9)$$

1.4. Three dimensional model

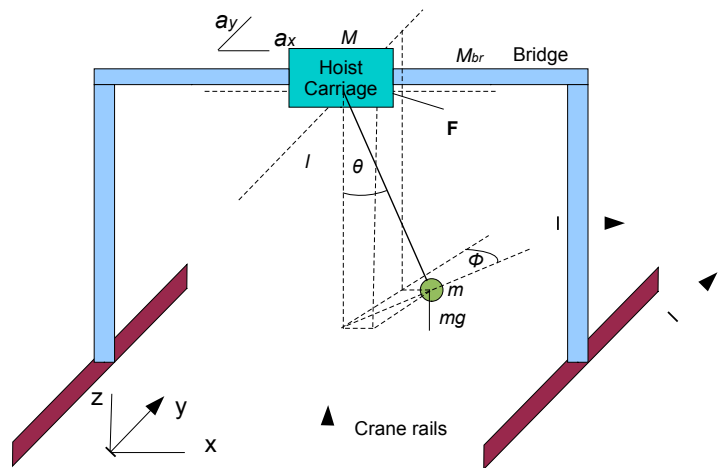


Fig. 3 Sketch of 3D crane model

Sometimes it is better to consider 3 dimensional model directly. It is shown in Fig. 3. There is a bridge weight M_{br} and moment of inertia of the payload J . θ is the angle between the vertical line and the rope and ϕ is the angle between horizontal line defined by hoist carriage and payload positions in the horizontal plane and the direction of the rails.

In such case, general form of dynamic equations can be used

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \mathbf{F}, \quad (10)$$

where \mathbf{q} is variable vector

$$\mathbf{q} = [x \quad y \quad \theta \quad \phi] \quad (11)$$

and \mathbf{F} is vector of forces

$$\mathbf{F} = [f_x \quad f_y \quad 0 \quad 0] \quad (12)$$

$\mathbf{M}(\mathbf{q})$ is inertia matrix

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} m + M + M_{br} & 0 & ml \cos \theta \sin \Phi & ml \sin \theta \cos \Phi \\ 0 & m + M & ml \cos \theta \sin \Phi & -ml \sin \theta \cos \Phi \\ ml \cos \theta \sin \Phi & ml \cos \theta \sin \Phi & ml^2 & 0 \\ ml \cos \theta \sin \Phi & -ml \cos \theta \sin \Phi & 0 & ml^2 \sin^2 + J \end{bmatrix}$$

(13)

\mathbf{C} represents Coriolis-centripetal matrix

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & ml(\cos\theta \cos\phi \dot{\phi} - \sin\theta \sin\phi \dot{\theta}) & ml(\cos\theta \cos\phi \dot{\theta} - \sin\theta \sin\phi \dot{\phi}) \\ 0 & 0 & -ml(\sin\theta \cos\phi \dot{\theta} + \cos\theta \sin\phi \dot{\phi}) & -ml(\cos\theta \cos\phi \dot{\phi} + \sin\theta \sin\phi \dot{\theta}) \\ 0 & 0 & 0 & -ml \sin\theta \cos\theta \dot{\phi} \\ 0 & 0 & ml \sin\theta \cos\theta \dot{\phi} & ml \sin\theta \cos\theta \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (14)$$

and $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ is gravitational part of the equation

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = [0 \quad 0 \quad mgl \sin\theta \quad 0]. \quad (15)$$

2. Control methods for bridge cranes

There are many methods used to eliminate vibrations. One of them is to decrease ability for vibrations. This can be done for example by changes in mechanical construction. In cranes it is done by complex structure of rope but it is not always sufficient.

Other methods belong in group of feed-forward control algorithms. In this case system input is modified in such a way that it does not create any residual vibrations or damps them to a certain level, which is acceptable.

Feedback control is also one of the ways. In this case output variables are measured and system input is calculated from these values and from set point value.

2.1. Feed-forward control

If the magnitude of input signal spectrum on the natural frequency of the vibrating system (payload acting as a pendulum) is zero, then no residual vibration will be created in this system [1].

This means basically that the controller should prepare input signal complying this condition. This preparation is called signal shaping. The most important precondition for these algorithms is the knowledge of the natural frequency of the system which is used to tune the controller.

It is also possible to design controllers for more natural frequencies or even for a wider frequency range in which the real natural frequency is expected to vary. Some modifications of these algorithms are more and some others are less sensitive to these variations. However the signal shaping brings a delay to the control. Usually the more robust the controller is regarding variations of the natural frequency, the longer the delay is and vice versa.

This approach does not need sensors for output variables. The only values which have to be measured are natural frequency and damping ration.

The main drawback of feed-forward control is the inability to damp vibrations caused by external sources (wind, collisions with external objects etc.).

Input signal shaping can be made in two ways:

2.1.1. Offline shaper

Master pre-calculates the whole signal before it is applied to the system. This algorithm takes into account initial movement conditions and the reference value. It should not change, since the control for whole movement is prepared in advance.

2.1.2. Online shaper

This method is more suitable for systems in which the trajectory cannot be calculated in advance because the reference value changes continuously in time. It is the case of manual control of crane operator. This input signal has to be modified online.

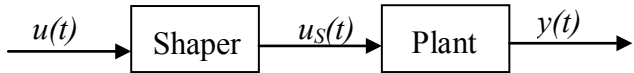


Fig. 4 Block diagram of the system with signal shaper

This modification is done by so-called input signal shapers.

These shapers multiply the input signal by convolution product with a signal satisfying the precondition of zero input signal spectrum on natural frequency. The output signal satisfies this precondition too.

2.1. Feedback control

Feedback control requires measuring of output variables. In case of crane output position and vibration (angle deviation) have to be measured.

Crane as a control system can be considered a SIMO system – there is one input and two outputs. Carriage position is not interesting for us; we will concentrate on swing angle or angular rate respectively.

2.1.1. State feedback control

Assume the state space model (9). Such system can be controlled by control law:

$$u = f_x = -\mathbf{K}\mathbf{x}_v, \quad (16)$$

where \mathbf{K} is feedback gain vector

$$\mathbf{K} = [K_{px} \quad K_{p\theta} \quad K_{dx} \quad K_{d\theta}], \quad (17)$$

Close loop system is then characterized by equation:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{mg}{M} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{(M+m)g}{Ml} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M} \\ \frac{1}{Ml} \end{bmatrix} [K_{px} \quad K_{p\theta} \quad K_{dx} \quad K_{d\theta}] \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (18)$$

There are many methods to determine \mathbf{K} , for example pole placement can be used. This control law is also the basic law for optimal control.

2.1.2. PD controller

PID controller and its various versions are the most used controllers in the industrial applications [3]. In the case of bridge crane, 2 PD controllers can be used. One of the loops controls the carriage position x and the other one controls the vibration. Control law of position loop is defined by following equation

$$U_x(s) = (K_{px} + K_{dx}s)(X_{zel}(s) - X(s)) \quad (19)$$

and control law of the vibration loop is

$$U_\theta(s) = (K_{p\theta} + K_{d\theta}s)(0 - \theta_{zel}(s)). \quad (20)$$

After subtraction of these laws we obtain

$$U(s) = (K_{px} + K_{dx}s)(X_{zel}(s) - X(s)) - (K_{p\theta} + K_{d\theta}s)(0 - \theta_{zel}(s)) \quad (21)$$

Block schematic of this law is shown in Fig. 5.

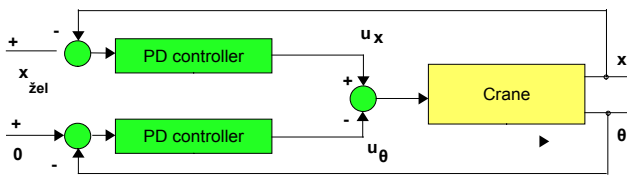


Fig. 5 Block schematic of PD control structure

2.1.2. Derivative feedback in vibration loop

It can be shown that the vibrations can be reduced by use of derivative feedback [4] and no proportional gain is required. In such case the angular output and derivation in the controller can be replaced by direct measuring of angular rate. The original derivative gain changes to proportional gain because the original derivation is present already in the measured variable.

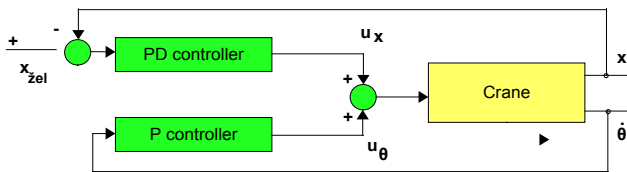


Fig. 6 Block schematic of control structure with derivative feedback

So the control law (20) can be modified in the following way

$$U(s) = (K_{px} + K_{dx}s)(X_{zel}(s) - X(s)) + K_{d\theta}\dot{\theta}(s). \quad (22)$$

Note the set-point for angle and angular rate. It is 0 since the payload shall not move in the final position.

This way is very advantageous if there is a possibility to measure the angular rate directly. Sensors which measure angular rate directly are gyroscopes.

Our goal is to use gyroscopes as the sensors of output variable to control vibrations of the payload.

3. MEMS Gyroscopes

Microelectromechanical systems (MEMS) are very small electrical devices combining electric circuitry with a miniature mechanical system designed for certain purpose. The mechanical part reacts with the surrounding world, while the electrical part creates the interface to the rest of the electronics.

MEMS sensors are used to sense a certain mechanical parameters. For example it can be pressure, acceleration, sound (MEMS microphones) etc.

In our case we wish to measure angular rate of vibrating pendulum (payload). Sensor designed for this purpose is called gyroscope.

MEMS gyroscopes usually consist of a vibrating structure which can vibrate in one direction though the rest of the device can move with the objects the sensor is attached to. The vibrating structure tends to keep its original vibrating direction. Orientation of the vibrating structure against the substrate plane changes with rotation and so changes the capacitance of the capacitor between these two objects. This capacity change is then converted to output signal which is proportional to the angular rate of the device in the specific axis (either voltage output or digital interface output).

Some of MEMS gyroscopes sense the angular rates in a single axis of rotation, however there are also versions integrating more gyroscopes in one package sensing the angular rate in 3 axes. There are even combinations of gyroscopes with 3 axes accelerometers or compasses

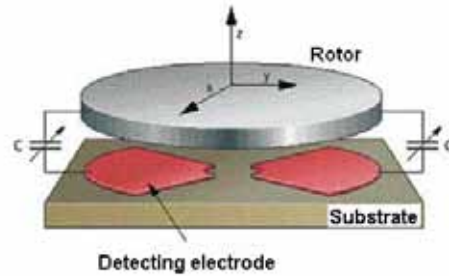


Fig. 7 Gyroscope principle

The drawback of these sensors in angle measurement is usually fact that a little offset and noise can cause a significant drift in angle calculations. However this is not our case. Their output is directly the angular rate in its axis.

Our problem is the orientation of the sensor axis in space. This axis should be parallel to the axis of pendulum rotation.

4. Misalignment of the gyroscope and axes of rotation

When controlling the crane, the gyroscope should be aligned to the rotation axes of the pendulum. However this might be too impractical for user if the sensor should be fixed on the payload. The alignment should be in two axes of motion when considering gyroscopes with 3 dimensions.

This problem can be solved by identification of the sensor in a steady position. The sensor can be moved in a known way, so it pre-processing system can identify its initial orientation in space. A rotation matrix \mathbf{R} defining the relation between the world crane coordinate system and real crane coordinate system can be calculated.

Assume measured vector of angular rates from gyroscope

$$\dot{\theta}_m = [\dot{\theta}_{mx} \quad \dot{\theta}_{my} \quad \dot{\theta}_{mz}]^T. \quad (23)$$

These angular rates can be converted to the axes of crane by following equation

$$\dot{\theta}_c = [\dot{\theta}_{cx} \quad \dot{\theta}_{cy} \quad \dot{\theta}_{cz}]^T = \mathbf{R}\dot{\theta}_m. \quad (24)$$

Rotation matrix \mathbf{R} can be obtained by transformation using Euler angles or direction cosines and it has following form

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix} \quad (25)$$

Conclusion

Various types of bridge crane models and several types of crane control were presented.

A new approach to reduce payload residual vibration of the bridge crane was presented. It is based on standard derivative feedback but it uses new sensor (MEMS gyroscopes) which began to be widely available now. This method should improve the quality of crane positioning processes, increase productivity and safety of the operators working in the operating environment of the cranes.

Acknowledgments

This work was supported by Grant Agency of Ministry of Education and Academy of Science of Slovak Republic VEGA under Grant No. 1/0690/09. The authors are pleased to acknowledge this support.

References

- [1] SINGHOSE W.: Command Generation for Flexible Systems, Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1997
- [2] IVANOV, I., HUBINSKÝ, P.: Crane oscillation reduction, Selected Topics in Modeling and Control, vol. 4, 2004, STU Press, Bratislava, s.20-25
- [3] ÅSTRÖM, K. J., HÄGGLUND, T.: PID Controllers: Theory, design, and tuning – Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC, 1995, ISBN 978-1556175169
- [4] HUBINSKÝ, P.: Riadenie mechatronických systémov s nízkym tlmením; Slovak University of Technology, Bratislava, 1998
- [5] AGGARWAL, P., SYED, Z., NOURELDIN, A, EL-SHEIMY, N.: MEMS-Based Integrated Navigation, Artech House, 2010

Ing. Lukáš Palkovič

Slovak University of Technology
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Institute of Control and Industrial Informatics
Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava
Tel.: +421 2 60291599
E-mail: lukas.palkovic@stuba.

prof. Ing. Peter Hubinský, Phd.

Slovak University of Technology
Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
Institute of Control and Industrial Informatics
Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava
Tel.: +421 2 60291608
E-mail peter.hubinsky@stuba.sk

Identifikácia materiálových vlastností plechov pri plastickej deformácii meraním poľa posunutí na ich povrchu

F. Šimčák, M. Štamborská, M. Kalina

Abstrakt

Materiálové vlastnosti ocelových plechov sú získavané využitím jednoosových ťahových skúšok. V tomto príspevku je prezentovaný experimentálny postup pre identifikáciu materiálových vlastností plechov s využitím celoplošného merania poľa posunutí na ich povrchu. Skúšky boli vykonané na vzorkách s vrubmi z plechu z izotropnej ocele. Zvolená geometria vzorky vyvoláva heterogénne polia deformácií, ktoré sa pri skúške merajú s použitím digitálnej obrazovej korelácie. Na identifikáciu materiálových vlastností bola použitá metóda virtuálnych polí. Hodnoty získané pomocou metódy virtuálnych polí boli porovnávané s materiálovými vlastnosťami získanými využitím klasických jednoosových ťahových skúšok plechov.

Kľúčové slová: jednoosová ťahová skúška, metóda virtuálnych polí, digitálna obrazová korelácia.

Úvod

Identifikácia a kvantifikácia plastickej deformácie materiálov je dôležitá z viacerých hľadísk. Na jednej strane je v priemysle veľa súčiastok vyrábaných tvárnením za studena, na druhej strane preťaženie nosných prvkov konštrukcií vedie často k vzniku plastických deformácií materiálov a k ich porušeniu. Poznanie rozloženia a veľkosti plastickej deformácie umožňuje lepšie využívať vlastnosti materiálov pri výrobe súčiastok, aj pri ich prevádzke.

Typickým príkladom výroby súčiastok plastickej deformáciou materiálu je lisovanie ocelových plechov za studena. Je využívané najčastejšie v automobilovom a v spotrebnom priemysle, pričom s cieľom zvýšiť úžitkové vlastnosti výlisok sa v týchto oblastiach priemyslu najviac prejavujú inovačné trendy charakterizované využívaním nových materiálov.

Charakterizovanie plastických vlastností materiálov môžeme vykonať jednoosovou ťahovou skúškou a použitím metódy virtuálnych polí (VFM). Výhodou použitia celoplošného merania v identifikačnom procese je, že z jedného testu môžeme získať viacero informácií. Prehľad metódy virtuálnych polí (VFM) a jej aplikácie v pružne plastickej oblasti uvádzajú Grédiac, Pieron a Avril. V ich článkoch je aplikovaná metóda virtuálnych polí na izotropné materiály pri malých plastických deformáciách.

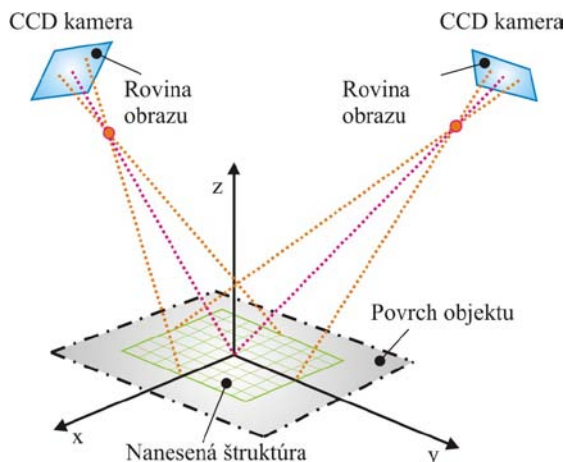
Pri experimentálnej analýze plastickej deformácie na povrchu súčiastok je výhodné využiť bezkontaktné metódy snímania posunutí, ktoré umožňujú získať polia deformácií vo vopred zvolených oblastiach. Medzi najmodernejšie optické metódy snímania posunutí a následného určovania pomerných deformácií na povrchu skúmaných objektov patrí digitálna obrazová korelácia (DIC). Pre analýzu rozvoja plastických deformácií pri jednoosovom zaťažení je možné využiť vhodne tvarované vzorky, v ktorých na určitej vopred definovanej oblasti vyvoláme lokalizovanú plastickej deformáciu.

Príspevok je zameraný na identifikáciu materiálových vlastností plechov pri plastickej deformácii použitím digitálnej obrazovej korelácie a metódy virtuálnych prác, ktorá je podstatou fungovania softvéru Camfit.

1. Experimentálna analýza deformácie

Digitálna obrazová korelácia (DIC) patrí medzi neinterferometrické bezkontaktné metódy určovania deformácií na povrchu objektov. Na rozdiel od interferometrických metód (holografická interferometria, speckle interferometria, moiré interferometria) metóda DIC nevyžaduje použitie koherentného zdroja svetla. Deformácia povrchu je určovaná porovnaním závislosti (korelácie) zmien intenzity sivej farby v sledovanom mieste povrchu objektu pred a po deformácii. V princípe je DIC optická meracia metóda založená na spracovaní digitálnych obrazov a na ich numerickej analýze. Snímanie obrazu sa realizuje prostredníctvom CCD kamier.

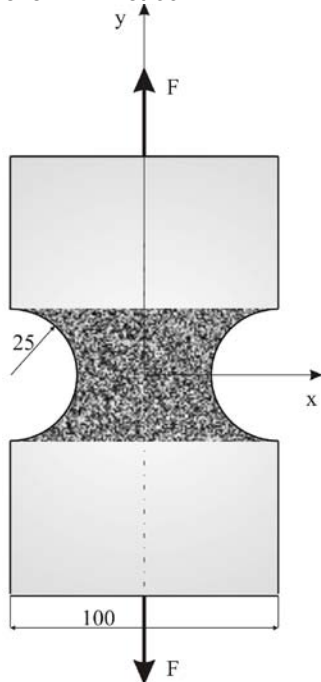
Pri priestorovej (3D) deformačnej analýze sa používajú dve CCD kamery (obr.1). Ak sú známe polohy oboch kamier, zväčšenia objektívov a všetky parametre obrazu, z nameraných hodnôt vieme vypočítať absolútne trojrozmerné súradnice každého bodu na povrchu objektu v priestore pred a po deformácii. Keďže štruktúra povrchu objektu musí byť vhodná pre algoritmy korelácie identických bodov z oboch kamier, na povrchu objektu sa pred meraním vytvára náhodná čierno-biela zrnitá štruktúra (napr. nastriekaním farby).



Obr.1 Princíp 3D obrazovej korelácie s dvoma CCD kamerami

Fig.1 The principle of 3D image correlation with two CCD cameras

Experimentálne určovanie plastických deformácií metódou DIC bude prezentované meraniami pri jednoosovom zaťažení vzorky s vrubmi (obr.2), pričom na vzorke bola v meranej oblasti vytvorená čierno-biela zrnitá štruktúra. Rozmery vzorky sú uvedené v milimetroch.



Obr.2 Geometria vzorky s vrubmi

Fig.2 Geometry of notched specimen

Hrúbka vzorky je 0,8 mm a je vyrobená z izotropnej ocele, ktorej vlastnosti získané normalizovanou ťahovou skúškou v smere valcovania sú uvedené v tabuľke 1.

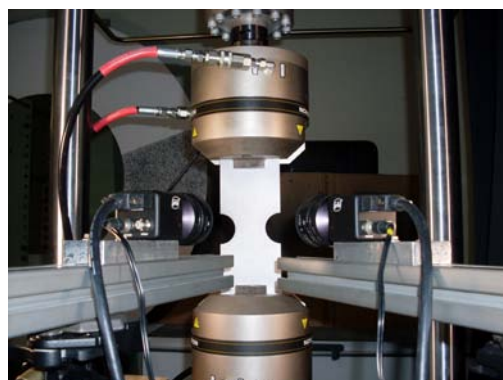
Veličiny	R_e [MPa]	R_m [MPa]	A80 [%]	\bar{r}
Hodnoty	229	339	35	1,05

Tab.1 Materiálové vlastnosti vzoriek získané ťahovou skúškou

Vzorka s vrubmi bola uchytená v hydraulickom trhacom stroji INSTRON 8801(obr.3), pričom posunutia boli merané

v oblasti vrubov metódou DIC pri použití dvoch CCD kamier (JAI Pulnix TM – 4000 CL). Použitie vzoriek s vrubmi umožňuje sledovať rozvoj plastických deformácií spôsobených lokalizáciou napätí v mieste vrubov.

Výpočet deformácií z posunutí určených metódou DIC bolo realizované pomocou softvéru Cam.Expert s využitím softvéru na vyhodnocovanie Vic 3D.



Obr.3 Uchytenie vzorky v trhacom stroji

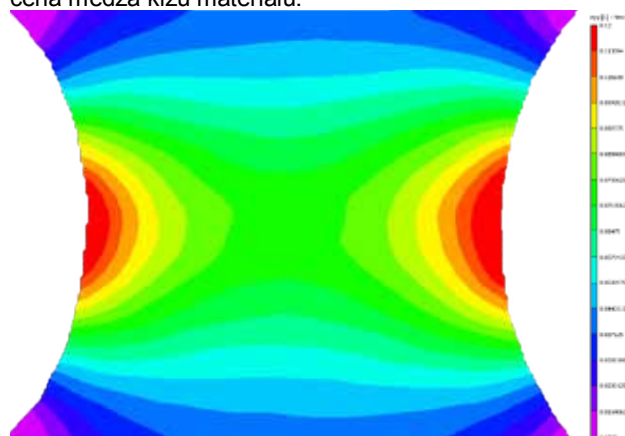
Fig.3 Fixing of specimen in tensile machine

2. Výsledky získané digitálnou obrazovou koreláciou

Výstupom merania je vizualizácia výsledkov, ktorá môže prezentovať obrysy meranej oblasti, pole posunutí alebo pomerných deformácií vo všeobecnom súradnicovom systéme, resp. hlavné pomerné deformácie a hlavné smery.

Na vyhodnocovanie merania bol použitý softvér Vic 3D, pri ktorom boli nastavené vstupné parametre pre korelačné nástroje 27 pixelov, pre výpočet deformácie bolo použité vyhladenie 15x15 a výsledné hodnoty pomerných deformácií sú počítané podľa Henckeho (logaritmickeho) tenzora.

Na obr.4 sú pre ilustráciu prezentované vybrané polia pomerných deformácií v smere osi y (obr. 2) v plastickej oblasti na vzorke s vrubmi. Výsledok odpovedá 25. kroku merania, ktorý je zobrazený na diagrame sila – posunutie traverzy (obr. 5), z ktorého vyplýva, že pri tomto kroku bola prekročená medza klzu materiálu.

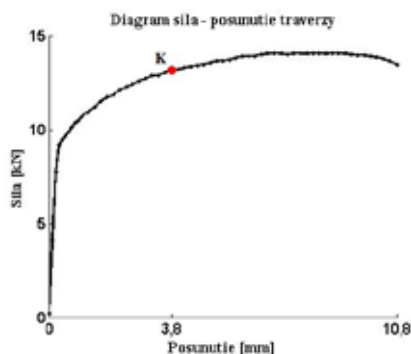


Obr.4 Pole deformácií v smere osi y v plastickej oblasti v 25-tom kroku

Fig.4 Strain fields in y direction in plastic range for 25th step

Pri ťahovej skúške pomocou hydraulického trhacieho zariadenia bolo pre prvých desať krokov nastavené posunutie traverzy 0,1 mm a po prekročení medzi klzu boli posunutia traverzy zvýšené na 0,2 mm. Celkové posunutie traverzy až

do roztrhnutia vzorky bolo 10,8 mm čo predstavovalo 60 snímkov a maximálna sila, pri ktorej došlo k roztrhnutiu, bola $F_{max} = 13,46$ kN. Z diagramu na obr. 5 môžeme každému kroku merania priradiť posunutie traverzy a veľkosť zaťažujúcej sily.



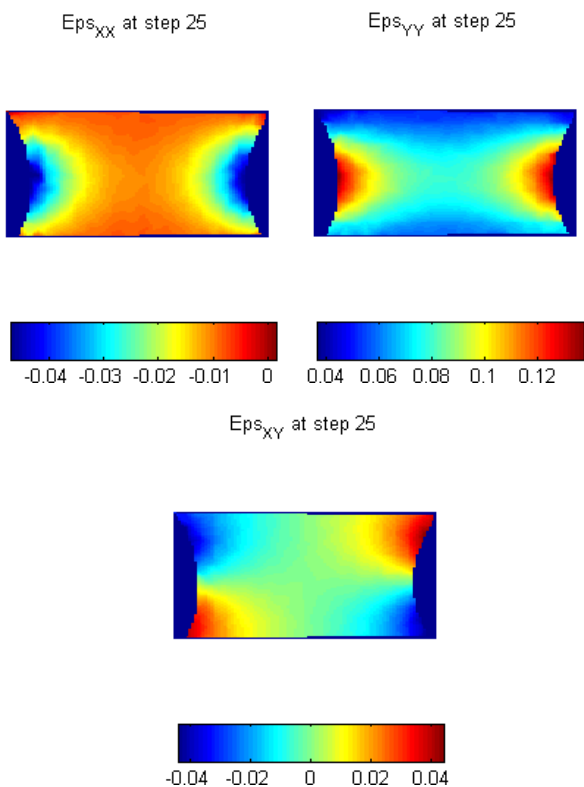
Obr.5 Diagram sila-posunutie traverzy
Fig.5 Diagram force-displacement of traverse

Bod K diagramu na obr. 5 odpovedá 25. kroku merania pri sile 13,16 kN a posunutí traverzy 3,8 mm.

3. Identifikácia materiálových vlastností pomocou programu Camfit

Camfit je základom softvéru GUI Matlab, ktorý realizuje výpočet využitím metódy virtuálnych polí pre jednoduché prípady izotropných a ortotropných materiálov, v pružnej a v pružne plastickej oblasti.

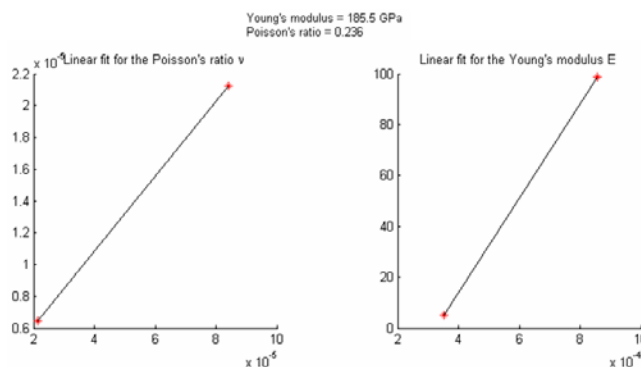
Na obr. 6 sú znázornené polia pomerných deformácií ϵ_x , ϵ_y a γ_{xy} získané programom Camfit, ktoré odpovedajú 25. kroku merania a môžeme ich porovnať s výsledkami získanými pomocou softvéru Vic 3D (obr. 4).



Obr.6 Polia pomerných deformácií získané programom Camfit

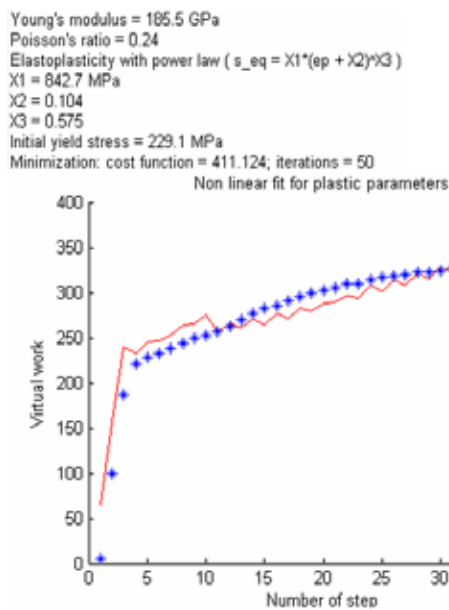
Fig.6 Strain fields by Camfit

V prvej fáze program Camfit identifikuje parametre materiálu v pružnej oblasti. V izotropnom materiáli sú to parametre lineárnej elasticity izotropného materiálu. Využitím princípu virtuálnych prác vonkajších a vnútorných síl je možné určiť parametre materiálu vo zvolenej elastickej oblasti. Čím viac sa získané parametre materiálu v lineárnej oblasti (Youngov modul pružnosti, Poissonove číslo) blížia k typickým hodnotám platným pre ocele, tým presnejšie bola elastická oblasť zvolená.



Obr.7 Identifikácia parametrov v elastickej oblasti
Fig.7 Identification of parameters in the elastic range

Druhá fáza identifikácie sa týka parametrov v plastickej oblasti pri štyroch izotropných spevňovacích modeloch, ktoré sú k dispozícii na základe jednoduchého Prandtl-Reussovho modelu. Na obr. 8 sú uvedené hodnoty získané spevňovacím modelom využívajúcim energetický princíp.



Obr.8 Príklad identifikácie v pružne plastickej oblasti
Fig.8 Example of elasto-plastic identification

Z porovnania výsledkov uvedených na obr. 8 a v tab. 1 vyplýva, že medza klzu získaná programom Camfit pre pružne plastickej oblasť použitím energetického pravidla je v podstate zhodná s hodnotou medzi klzu získanou normalizovanou ťahovou skúškou. Ďalšie získané parametre materiálových vlastností plechu pri pružne plastickej deformácii uvedené na obr. 8 slúžia ako vstupné údaje pri identifikácii napätových polí v pružne plastickej oblasti.

Záver

Ako vyplýva z prezentovaných výsledkov, aplikácia digitálnej obrazovej korelácie je vhodnou meracou metódou pre

analýzu plastických deformácií na povrchu objektov. Pre analýzu veľkých plastických deformácií je výhodné použiť tvarované vzorky, ktoré umožňujú lokalizáciu napätí. Materiálové vlastnosti oceľových plechov boli získané využitím normalizovaných ťahových skúšok a hodnoty boli porovnané s výsledkami získanými experimentálnym postupom pre identifikáciu materiálových vlastností plechov, na ktorú bol využitý program Camfit pri aplikácii celoplošného merania. Porovnaním výsledných hodnôt pre medzu klzu materiálu vidíme dobrú zhodu s výsledkami získanými programom Camfit, ktorý pri výpočtoch využíva metódu virtuálnych prác.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0289/11.

Literatúra

- [1] AVRIL, S., PIERRON, F., PANNIER, Y., ROTINAT, R.: Stress reconstruction and constitutive parameter identification in plane-stress elasto-plastic problems using surface measurements of deformation fields. *Exp Mech*, Vol. 48, 2008, 403–419
- [2] AVRIL, S., PIERRON, F.: General framework for the identification of constitutive parameters from full-field measurements in linear elasticity. *Int J Solids Struct*, Vol. 44, 2007. 4978–5002.
- [3] AVRIL, S., PIERRON, F., SUTTON, M., YAN, J.: Identification of elasto-visco-plastic parameters and characterization of Lüders behavior using digital image correlation and the virtual fields method. *Mech Mater*, Vol. 40, 2008, 729–742.
- [4] BANABIC, D. at all.: *Formability of Metallic Materials*. Springer, Berlin. Heidelberg 2000.
- [5] GAMBIN, W.: *Plasticity and Textures*. Published by Kluwer Academic Publisher, Dodrecht 2001.
- [6] GREPL, R.: *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. Praha 2007. 152 s. ISBN 978-80-7300-226-8.
- [7] GRÉDIAC, M., PIERRON, F.: Applying the virtual fields method to the identification of elasto-plastic constitutive parameters. *Int J Plasticity*, Vol. 22, 2006, P. 602–627
- [8] GRÉDIAC, M., PIERRON, F., AVRIL, S., TOUSSAINT, E.: The virtual fields method for extracting constitutive parameters from full-field measurements: a review. *Strain* Vol. 42, 2006, P. 233–253
- [9] KARBAN, P.: *Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink*, Brno, Computer Press, 2006. ISBN 80-251-1301-9.
- [10] LATOURTE F, CHRYSOCHOOS A, PAGANO S, WATTRISSE B: Elastoplastic behavior identification for heterogeneous loadings and materials. *Exp Mech* Vol 48, 2008. P. 435–449.
- [11] PIERRON, F., GRÉDIAC, M.: *The Virtual Fields Method*, Springer 2011.
- [12] ROSSI, M., BROGGIATO, G.B., PAPALINI, S.: Application of digital image correlation to the study of planar anisot-

ropy of sheet metals at large strains. *Meccanica* No. 43, p. 185–199, (2008), DOI 10.1007/s11012-008-9123-9.

[13] ŠIMČÁK, F.: Innovative trends in increasing automotive body carrying capacity. *Acta Mechanica Slovaca*. No. 8, p. 13-24, (2003).

[14] ŠIMČÁK, F., ŠTAMBORSKÁ, M., HUŇADY, R.: Analýza plastickej deformácie materiálov využitím digitálnej obrazovej korelácie. *Chemické listy*. Vol. 105, No. S (2011), p. 564-567. ISSN 0009-2770

[15] TREBUŇA, F., ŠIMČÁK, F.: *Príručka experimentálnej mechaniky*. Typopress, Košice 2007.

Abstract

The identification of the material properties in sheet metal is usually achieved using uniaxial tests performed along different texture directions. In this paper an experimental procedure to identify the plastic behaviour of sheet metals using full field measurement is presented. The geometry generate a heterogeneous strain field which has been measured during the test using a digital image correlation system. Here, the virtual fields method (VFM) adapted for strains and plasticity has been used to identify the hardening behaviour and the isotropy of the material. The values obtained with the VFM have been compared with the results coming from a standard identification made with uniaxial tensile tests.

František Šimčák, prof., Ing., CSc.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2458
E-mail: frantisek.simcak@tuke.sk

Michaela Štamborská, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2470
E-mail: michaela.stamborska@tuke.sk

Matúš Kalina, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2470
E-mail: matus.kalina@tuke.sk

Vyšetrovanie kmitania dverí automobilu využitím metódy digitálnej obrazovej korelácie

Martin Hagara, Matúš Kalina, Martin Schrötter

Abstrakt

Tento článok sa zaoberá využitím modernej metódy digitálnej obrazovej korelácie (DIC) v experimentálnej modálnej analýze. Je v ňom popísaný základný princíp tejto bezkontaktnéj metódy a takisto prezentovaný postup práce s vysokorychlostným optickým zariadením Q-450 Dantec Dynamics. Experimentálne určovanie modálnych parametrov bolo vykonané pomocou tohto zariadenia na vonkajšej strane predných dverí automobilu. Článok poukazuje aj na využitie softvéru MODAN 1.0, vytvoreného na Katedre aplikovanej mechaniky a mechatroniky Strojníckej fakulty Technickej univerzity v Košiciach, pomocou ktorého sú spracované exportované dáta získané DIC, vykonaná spektrálna analýza a vykreslené vlastné tvary kmitania skúmaného objektu.

Kľúčové slová: digitálna obrazová korelácia, modálna analýza, MODAN 1.0, Brüel & Kjær PULSE6, laserový vibrometer PDV-100

Úvod

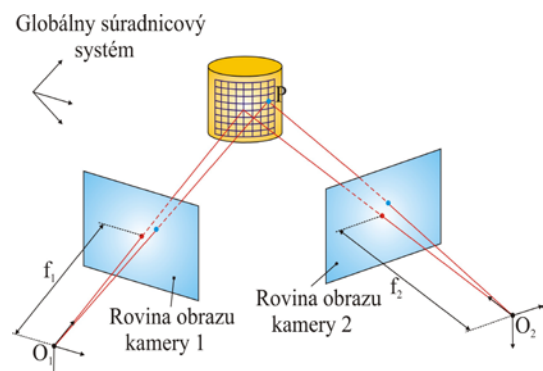
Skúmanie modálnych parametrov (modálna analýza), akými sú vlastná frekvencia a vlastné tvary kmitania, je veľmi dôležitá úloha konštruktérov. Ak by totiž došlo k vystaveniu technického zariadenia frekvenciám podobným vlastným frekvenciám, nastal by jav známy ako rezonancia, pri ktorom aj nízke budiace účinky dokážu vyvolať vysokú odozvu systému. Tento jav máva zvyčajne fatálne následky.

Metódy vykonávania modálnej analýzy je možné rozdeliť do dvoch skupín. Prvou z nich je skupina teoretických metód, pri ktorej sa módy určujú najmä využitím softvéru pracujúcim na princípe metódy konečných prvkov (MKP).

K určeniu modálnych parametrov je možné pristúpiť aj experimentálne, napr. využitím moderného optického zariadenia Q-450 Dantec Dynamics pracujúceho na princípe digitálnej obrazovej korelácie. Q-450 je presným zariadením poskytujúcim bezkontaktné skúmanie pretvorení a deformácií rôznych mechanických sústav, schopným pracovať s presnosťou až do oblasti sub-pixelov. Vysoké obrazové rozlíšenie tohto zariadenia umožňuje jeho aplikáciu pri skúmaní objektov rôznych veľkostí od niekoľkých mm² až po m².

1. Základný princíp digitálnej obrazovej korelácie

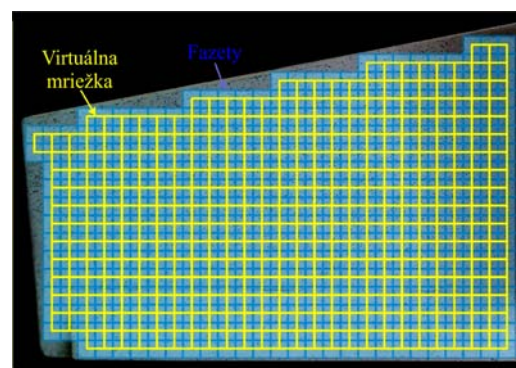
Trojrozmerná digitálna obrazová korelácia je moderná optická a bezkontaktná metóda slúžiaca k určovaniu polí posunutí a pomerných deformácií meraných technických sústav. K určeniu trojrozmerných súradníc sú využívané dve CCD kamery, ktoré zachytávajú miesto záujmu na objekte z dvoch rôznych miest a smerov. Tieto kamery snímajú objekt v procese zaťažovania, čím dochádza k vytváraniu digitalizovaných snímok, ktoré sa následne na základe korelačného algoritmu porovnávajú s referenčným krokom a vyhodnocujú.



Obr.1 Princíp snímania bodov objektu 3D-DIC systémom

Fig.1 The spatial image correlation principle

Vyhodnocovanie sa vykonáva po malých obrazových elementoch nazývaných fazety. Tieto podoblasti skúmanej oblasti majú rozmer zvyčajne od 15x15 do 30x30 pixelov [1], [2], [3].



Obr.2 Rozdelenie objektu na fazety a virtuálnu mriežku

Fig.2 Examined surface with facets and virtual grid

Aby nedošlo ku porovnávaniu neidentických bodov objektu, vytvára sa na jeho povrchu kontrastný čiernobiely vzor. Tento vzor kopíruje obrys objektu, spoločne s ním sa deformuje a pohybuje. Pri zaťažení objektu sa vytvorené body začnú posúvať voči referenčnému stavu a tým dôjde k zmene intenzity svetla odrazeného od povrchu vzorky. Zmenu intenzity počítač registruje a zaznamenáva v každom zaťažujúcom kroku. Polia posunutí a pomerných deformácií sú určované koreláciou odpovedajúcich si fazieta pred a po deformácii telesa.

1.1 Korelačný algoritmus

Systém Q-450 Dantec Dynamics realizuje výpočty cez korelačný algoritmus založený na pseudo-afinitnej transformácii súradníc bodov obrázku z jednej snímky na druhú. Ak $a_0, a_1, a_2, \dots, a_7$ predstavujú transformačné parametre možných posunutí, natiahnutí, strihu, či skrútenia podľa obr. 2, potom platí [4], [5], [6]:

$$x_i(a_0, a_1, a_2, a_3, x, y) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot y + a_3 \cdot x \cdot y \quad (1)$$

$$y_i(a_4, a_5, a_6, a_7, x, y) = a_4 + a_5 \cdot x + a_6 \cdot y + a_7 \cdot x \cdot y \quad (2)$$

Tieto parametre bývajú určované minimalizáciou vzdialeností medzi hodnotou aktuálnej intenzity $G_2(x, y)$ a pôvodnej intenzity $G_1(x, y)$ so zohľadnením fotogrametrických korekcií nasledovne:

$$\min_{a_0, \dots, a_7, g_0, g_1} \sum_{x, y} \|G_1(x, y) - G_T(x, y)\| \quad (3)$$

Výraz $G_T(x, y)$ predstavuje zmenu intenzity šedých bodov počas zaťažovania a dá sa vyjadriť takto:

$$G_T(x, y) = g_0 + g_1 \cdot G_2(x_i(x, y), y_i(x, y)) \quad (4)$$

kde g_0 a g_1 predstavujú parametre osvetlenia.

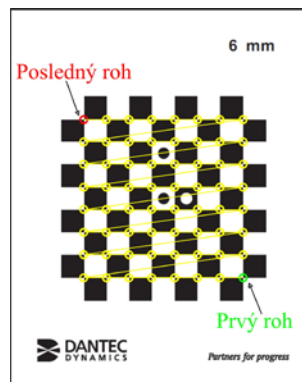
Pri zaťažení objektu sa vytvorené body začnú posúvať voči referenčnému stavu a tým dôjde k zmene intenzity svetla odrazeného od povrchu vzorky. Zmenu intenzity počítač registruje a zaznamenáva v každom zaťažujúcom kroku.

1.2 Kalibrácia kamier

V prípade digitálnej obrazovej korelácie je získavanie správnych informácií o posunutí a pretvorení objektu závislé od miery presnosti procesu nazývaného kalibrácia kamier. Výstupom tohto procesu je získanie vnútorných parametrov (geometrické a optické charakteristiky) a takisto vonkajších (vzájomná poloha a natočenie kamier) parametrov kamier. Potom už dokážeme transformovať súradnice všeobecného bodu vyšetřovaného objektu do súradnicového systému kamier. Veľmi jednoduchou a často používanou kalibračnou technikou je tá, ktorá vychádza z tzv. Zhangovho algoritmu. Táto procedúra sa využíva aj v optickom korelačnom zariadení Q-450 a vo všeobecnosti pozostáva z týchto krokov [4], [5], [6], [7], [8], [9]:

- vytvorenie kalibračného vzoru na rovinatej ploche odpovedajúcej veľkosti → kalibračný terč,
- akvizícia niekoľkých snímok kalibračného terča v rôznych polohách získaných buď pohybom kamery alebo pohybom terča,
- nájdenie charakteristických bodov v získaných snímkach,
- odhad piatich vnútorných a všetkých vonkajších parametrov kamier použitím matematického aparátu algoritmu,
- odhad koeficientov radiálneho skreslenia pomocou metódy najmenších štvorcov,

- využitie minimalizácie pre vylepšenie odhadu parametrov.



Obr.3 Detekcia charakteristických bodov kalibračného terča so známou polohou

Fig.3 Detection of specific points in the calibration target

2 Využitie DIC pri určovaní modálnych parametrov kmitania vonkajšej strany dverí automobilu

Keďže systém Q-450 je tvorený dvoma kamerami a podstatou metódy je porovnanie snímok, znamená to, že každý vyšetřovaný bod snímaného objektu musí byť viditeľný z oboch kamier. Z toho dôvodu korelačné systémy tvorené dvoma kamerami sú určené na identifikáciu polí posunutí a deformácií plochých objektov, no ani mierne zakrivenej povrchu nemusí byť prekážkou. Na vonkajšom povrchu dverí, ktoré boli pri vyšetřovaní voľne zavesené pomocou lana, bol sprejovými farbami vytvorený náhodný čiernobiely vzor.



Obr.4 Vyšetřované predné dvere s vytvoreným čiernobielym vzorom, usporiadanie kamier a vysokovýkonného bodového zdroja bieleho svetla

Fig.4 Examined car's front door with random black and white pattern, cameras configuration and high-performance spot lamp

2.1 Nastavenie parametrov experimentu

K vybudeniu vonkajšej plochy dverí bolo použité modálne kladivko Brüel & Kjær typu 8206. Celý proces vybudeného kmitania bol zaznamenaný pomocou vysokorýchlostných CCD kamier SpeedSense 9070 pri rozlíšení 1280x800 px. Frekvencia snímania kamier bola nastavená na 1500 sni-

mok/s. Clony objektívov nastavené na maximálne clonové číslo 22 a čas expozície oboch kamier 343 pri použití vysokovýkonného bodového zdroja bieleho svetla poskytl vysokú hĺbku ostrosti obrazu o vhodnej svetelnosti. Celkový čas akvizície bol nastavený na 2,5s a systém tak zachytil 3750 snímok z oboch kamier.

Kalibrácia kamier bola vykonaná pomocou kalibračného terča vyrobeného z plastu PI-35-WMB_9x9 s kalibračným poľom vytvoreným na bielom podklade. Veľkosť každého z 9x9 políčok uvádza výrobca na $35 \pm 0,35$ mm. Pri zachytení 15 rôznych lokácií a natočení kalibračného terča systém automaticky vypočítal kalibračné parametre.

Intrinsic Parameters Camera Position 1 image:	
Focal length {x; y}:	{2690 ± 4; 2685 ± 4}
Principal point {x; y}:	{613 ± 6; 400 ± 8}
Radial distortion {r2; r4}:	{-0,042 ± 0,008; -1,0 ± 0,3}
Tangential distortion {tx; ty}:	{-0,0001 ± 0,0006; -0,0044 ± 0,0006}
Extrinsic parameters Camera Position 1 image:	
Rotation vector {x; y; z}:	{-2,882 ± 0,003; -0,0241 ± 0,0005; -0,156 ± 0,003}
Translation vector {x; y; z}:	{5 ± 4; 29 ± 5; 1688 ± 2}
Intrinsic Parameters Camera Position 2 image:	
Focal length {x; y}:	{2687 ± 4; 2683 ± 4}
Principal point {x; y}:	{606 ± 6; 380 ± 8}
Radial distortion {r2; r4}:	{-0,070 ± 0,007; 0,09 ± 0,16}
Tangential distortion {tx; ty}:	{-0,0039 ± 0,0006; -0,0026 ± 0,0006}
Extrinsic parameters Camera Position 2 image:	
Rotation vector {x; y; z}:	{-2,865 ± 0,003; 0,0520 ± 0,0008; 0,354 ± 0,003}
Translation vector {x; y; z}:	{-7 ± 3; 28 ± 5; 1653 ± 3}

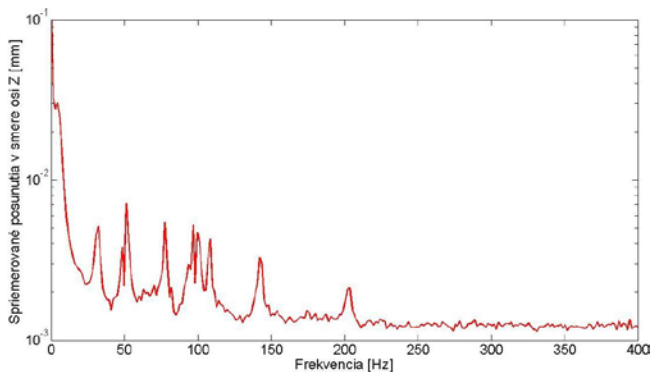
Obr.5 Kalibračné parametre

Fig.5 Calibration parameters

2.2 Využitie doplnkového programu MODAN 1.0 na získanie vlastných frekvencií a vlastných tvarov kmitania

Keďže ovládací a zároveň vyhodnocovací softvér korelačného systému Q-450 – ISTR A 4D – dokáže vykonať iba spektrálnu analýzu z nameraných dát a nie je schopný vykresliť vlastné tvary kmitania, bol na Katedre aplikovanej mechaniky a mechatroniky Strojníckej fakulty Technickej univerzity v Košiciach Ing. Róbertom Huňadym, PhD. v Matlabe vytvorený program MODAN 1.0 [10], [11]. Tento program dokáže načítať vyexportované dáta z ISTR A 4D, z načítaných časových priebehov vykonať spektrálnu analýzu a vykresliť tvar kmitania pre ktorúkoľvek frekvenciu z daného frekvenčného rozsahu.

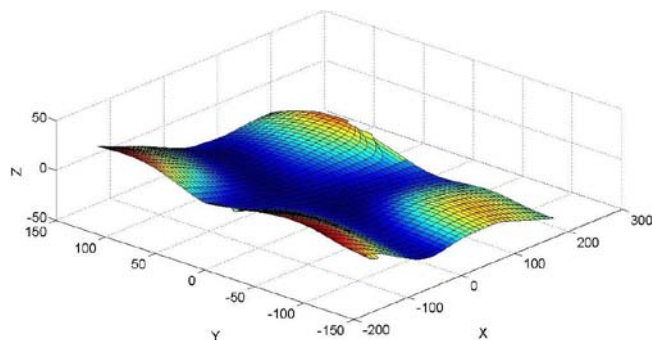
MODAN 1.0 pri jeho spektrálnej analýze vykonanej z 1024 snímok vyexportovaných z ISTR A 4D vo formáte HDF5 poskytol výsledky zobrazené na Obr. 6. Vzhľadom na to, že pri frekvenciách vyšších ako 400 Hz bol zaznamenaný iba šum, uvádzame iba frekvenčné závislosti posunutí v rozsahu 0-400 Hz.



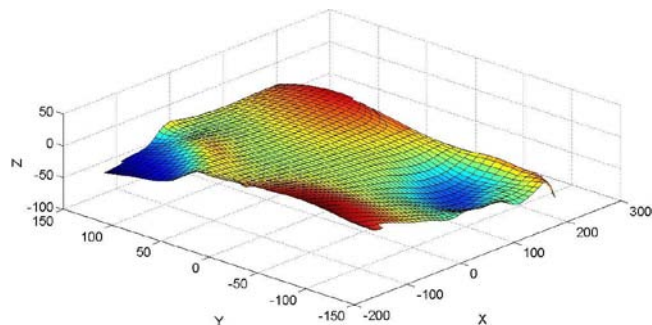
Obr.6 Frekvenčná závislosť priemerovaných posunutí bodov vyšetřovaného objektu v smere osi Z získaná v programe MODAN 1.0

Fig.6 Frequency dependence of variation in Z direction carried out by MODAN 1.0

Niektoré z vlastných tvarov kmitania vonkajšej strany dverí automobilu je možné vidieť na nasledujúcich obrázkoch.



a)



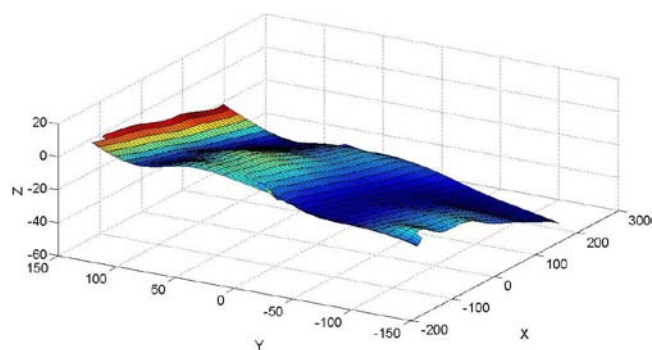
b)

Obr.7 Vlastná frekvencia kmitania 52,79 Hz:

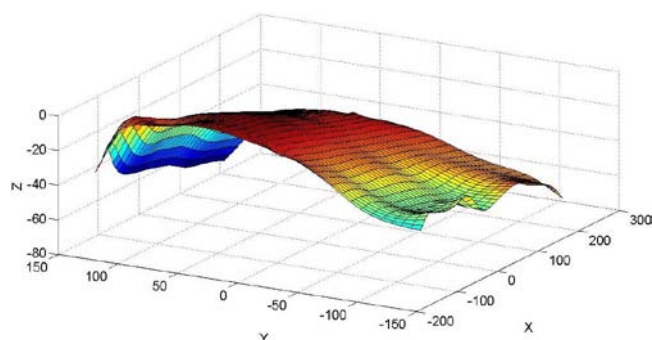
a) Totálne posunutia, b) Z-zložka posunutí

Fig.7 Modal frequency 52,79 Hz:

a) Total displacement, b) Z displacement



a)



b)

Obr.8 Vlastná frekvencia kmitania 76,25 Hz:

a) Totálne posunutia, b) Z-zložka posunutí

Fig.8 Modal frequency 76,25 Hz:

a) Total displacement, b) Z displacement

3 Verifikácia dosiahnutých výsledkov

Na verifikáciu výsledkov kmitania dverí automobilu, získaných použitím metódy digitálnej obrazovej korelácie, vhodne poslužil merací systém PULSE6 v spolupráci s meračom rýchlosti kmitania PDV-100. Tak ako v predchádzajúcom prípade, aj táto metóda je založená na bezkontaktnom meraní vibrácií.

3.1 Použitie aparatury slúžiacej na meranie a analýzu kmitania

Systém Pulse6 od spoločnosti Brüel & Kjær je univerzálny merací systém kompaktných rozmerov a robustnej konštrukcie určený jednak pre laboratórne, tak aj pre externé použitie na meranie kmitania a zvuku. Ide o spojenie meracieho modulu a počítača, ktorý obsahuje príslušný merací softvér. Merací modul je vybavený viacerými vstupnými a výstupnými kanálmi a ďalej LAN rozhraním určeným pre komunikáciu modulu s počítačom. Tento systém umožňuje meranie v danom čase (real-time measurement), čo umožňuje operátorovi okamžité posúdenie meraného procesu. Takisto umožňuje vykonávať takzvanú multi-analýzu jedného a toho istého kanálu [12].



Obr.9 Merací systém PULSE 6 - typ 3560C spolu s ovládacím počítačom

Fig.9 Measure device PULSE 6 - type 3560C with operating PC

Merač PDV-100 od spoločnosti Polytec je laserový merač rýchlosti kmitania založený na Dopplerovom princípe. Jedná sa o ľahký, skladný a prenosný merač vhodný aj pre externé využitie, schopný zaznamenávať vibrácie od 0 po 22kHz a až do vzdialenosti tridsiatich metrov.



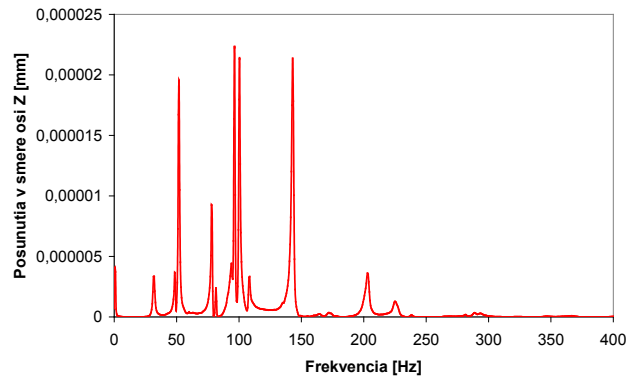
Obr.10 Laserový vibrometer PDV-100

Fig.10 Laser vibrometer PDV-100

3.2 Výsledky získané pomocou PDV-100

Meranie pomocou PDV-100 bolo vykonané simultánne pri použití korelačného systému Q-450. Frekvenčná závislosť posunutí v smere osi Z získaná pomocou PULSE6 je zná-

zornená na Obr. 11. Frekvenčný rozsah bol opäť upravený na 0-400 Hz. Rozdiel vo veľkostiach posunutí v smere osi Z je daný tým, že pokiaľ pri použití DIC boli výchylky spriemerované po celej vyšetrovanej ploche, v prípade PDV-100 bolo kmitanie zaznamenávané iba v jednom bode.



Obr.11 Frekvenčná závislosť posunutí bodu vyšetrovaného objektu v smere osi Z získaná pomocou PULSE6

Fig.11 Frequency dependence of variation in Z direction obtained by PULSE6

Vlastné frekvencie kmitania dverí získané oboma metódami sú uvedené v Tab. 1. Ich porovnaním sme dospeli k záveru, že získané výsledky sú zhodné. Nezaznamenanie deviatej vlastnej frekvencie pomocou korelačného systému Q-450 bolo spôsobené nižšou citlivosťou tohto zariadenia ako zariadenia slúžiaceho špeciálne na meranie vibrácií.

Číslo	Q-450	PULSE6
1.	32,26 Hz	32 Hz
2.	51,32 Hz	52 Hz
3.	77,71 Hz	78 Hz
4.	96,78 Hz	96,5 Hz
5.	99,71 Hz	100,5 Hz
6.	108,5 Hz	108,5 Hz
7.	142,2 Hz	143 Hz
8.	203,8 Hz	203 Hz
9.	-	226 Hz

Tab.1 Vlastné frekvencie kmitania zaznamenané pomocou Q-450 a PULSE6

Záver

Digitálna obrazová korelácia je unikátna metóda umožňujúca široké spektrum aplikácií - statické, dynamické, v lomovej mechanike, či materiálovom testovaní. Keďže sa dá využiť za takmer každých podmienok a na každom materiáli, je výraznou pomocou pri určovaní polí posunutí a pomerných deformácií rôznych mechanických štruktúr. Použitím doplnkového programu MODAN 1.0 vieme zaznamenať a znázorniť vlastné tvary kmitania a frekvenčnú závislosť posunutí totožnú s charakteristikou získanou pomocou aparatury špecializovaných na skúmanie kmitania. Ťažkosti pri vyšetovaní kmitania pomocou 3D-DIC môžu spôsobiť veľmi tuhé objekty, kedy citlivosť korelačného zariadenia Q-450 nemusí byť dostačujúca.

Pod'akovanie

Tento článok bol vytvorený s podporou grantového projektu VEGA 1/0937/12 MŠ SR „Vývoj netradičných experimentálnych metód pre mechanické a mechatronické systavy“.

Literatúra

[1] SIEBERT, T et al.: New features in digital image correlation techniques. In: 22nd DANUBIA-ADRIA Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics, Parma : MONTECELLI TERME, 2005.

[2] YOSHIZAWA, T.: Handbook of Optical Metrology – Principles and Applications. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2009, 730 p., ISBN: 978-0-8493-3760-4.

[3] HUŇADY, R.: Možnosti využitia digitálnej obrazovej korelácie v aplikáciách dynamiky : Písomná práca k dizertačnej skúške, Košice : TUKE, 2009. 53 s.

[4] LICHTENBERGER, R., SCHREIER, H.: Non-contacting measurement technology for component safety assessment. LIMES Messtechnik u. Software GmbH, D-75180 Pforzheim.

[5] SIEBERT, T., BECKER, T., SPLITTHOF, K.: Analysis of advanced materials under load, In SPIE – The International Society for Optical Engineering [online]. 2006, 10.1117/2.1200611.0393, s. 3. Dostupné na internete:

<<http://spie.org/documents/Newsroom/Imported/393/2006110393.pdf>>

[6] BECKER, T.: et al. Error Estimations of 3D Digital Image Correlation Measurements. In Dantec Dynamics/Technical Note, 2008.

[7] PARENT, R.: Computer Animation - Algorithms and Techniques. Morgan Kaufmann Publishers Inc., 2002. 527 p. ISBN: 1-55860-579-7.

[8] ZHANG, Z.: A Flexible New Technique for Camera Calibration. In *IEEE TRANSACTIONS ON PATTERN ANALYSIS AND MACHINE INTELLIGENCE* [online]. November 2000, vol. 22, no. 11, p. 1330-1334. Dostupné na internete:

<<http://research.microsoft.com/en-us/um/people/zhang/papers/zhangpami-02-calib.pdf>>

[9] ZHANG, Z. A Flexible New Technique for Camera Calibration. In Microsoft Research Technical Report MSR-TR-98-71, Microsoft Corporation, Redmond, WA 98052, 2 December 1998.

[10] HUŇADY, R., BOBOVSKÝ, Z., HAGARA, M.: Methodology for determination of modal parameters by digital image correlation In: MAMMS 2011 : Modelling of Mechanical and Mechatronical Systems : proceedings of the 4th international conference : Herľany, Slovakia, 2011, p. 193-201.

[11] TREBUŇA, F., HUŇADY, R., ZNAMENÁKOVÁ, M.: Using of digital image correlation method for experimental determination of modal parameters In: Experimentální analýza napětí 2010 : 48th International scientific conference : Velké Losiny, Czech Republic, Olomouc : Univerzita Palackého, 2010, p. 451-458., ISBN 978-80-244-2533-7.

[12] TREBUŇA F., ŠIMČÁK, F.: Príručka experimentálnej mechaniky, Košice : Typopress, 2007. ISBN 970-80-8073-816-7.

Abstract

This article deals with using of modern methods of digital image correlation in experimental modal analysis. There is presentation of basic principles of this contactless method and it also contains proceeding of high speed optical device Q-450 Dantec Dynamics. Experimental analysis of modal parameters was performed by this device on outer side of car's front door. The article also pointing out on utilization of software MODAN 1.0 which was created on The Technical University of Košice, The faculty of mechanical engineering and The department of applied mechanics and mechatronics. The data obtained by Digital image correlation was consequently processed by this software and then the spectral analysis was performed and some mode shapes of vibration of investigated surface were plotted.

Ing. Martin Hagara

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2470
E-mail: martin.hagara@tuke.sk

Ing. Matúš Kalina

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2470
E-mail: matus.kalina@tuke.sk

Ing. Martin Schrötter

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2470
E-mail: martin.schrotter@tuke.sk

Odstránenie zvyškových napätí v materiáli tlakovej nádoby

Kristína Masláková, Viera Nohajová

Abstrakt

Článok je venovaný zvyškovým napätiam, od postupu ich odstraňovania vo vyšetřovanom materiáli až po použitie odvrtavacej metódy. Zvyškové napätia v materiáloch alebo štruktúrach sú spôsobované pri vnútorných trvalých napätiah. Môžu byť generované alebo modifikované vo všetkých fázach životného cyklu komponentu, od pôvodnej výroby materiálu až po finálnu verziu. Ich výskyt sa zaznamenáva už pri samotnej výrobe materiálu, predovšetkým v technologických procesoch. V praxi sa vyskytujú zvyškové napätia s pozitívnym alebo negatívnym účinkom. Po odstránení zvyškových napätí v materiáli napríklad pomocou žihania, je možné pristúpiť k procesu odvrtavania.

Kľúčové slová: zvyškové napätia, odvrtavanie, vyšetřovaný objekt

Úvod

Hlavným faktorom prispievajúcim k štruktúrnym chybám a následnému možnému zlyhaniu strojnej súčiastky, tlakovej nádoby alebo rámovej konštrukcie, môžu byť zvyškové napätia, ktoré môžu existovať už pred uvedením zariadenia do prevádzky. Tieto napätia vznikajú v priebehu výroby a sú vyvolané procesmi zvráňania, obrábania, odlievania, tvárnenia a tepelného spracovania. Môžu predstavovať pomerne veľké nebezpečenstvo. Nedeštruktívnymi metódami sa ťažko určujú, pretože sa nedá predpovedať ich smer ani veľkosť. Konštruktéri obvykle predpokladajú, že materiálom telesa je homogénne izotropné kontinuum.

Pre technickú prax sú dôležité predovšetkým makroskopické zvyškové napätia, čiže napätia I. druhu, ktorých existencia sa prejavuje napr. rozmerovými a tvarovými zmenami, ktoré ovplyvňujú využiteľnosť súčiastky v praxi a v neposlednom rade aj samotnú životnosť, koróziu odolnosť a bezporuchovosť.

Ďalších vplyvov až po veľmi podrobné modely, ktoré sú riešiteľné len vďaka výkonnej výpočtovej technike.

1. Problematika zvyškových napätí

K deformácii a napätosti telesa v jeho usporiadaných častiach môže dôjsť z rôznych príčin. Často je to pri silovom pôsobení, či už pri povrchovom alebo objemovom, poprípade deformačným pôsobením na teleso. Vnútorné sily sú v danom priereze staticky ekvivalentné s pôsobiacim napätím; zvyčajne je výslednica ich síl v danom priereze nulová. Ďalšou možnosťou je pôsobenie teplotného poľa. A to buď ak sa jedná o homogénne teplotné pole, čo znamená pole bez tepelných gradientov po ploche alebo hrúbke, napätosť vzniká v telese len vtedy, ak je zabránené jeho voľnej teplotnej dilatácii. V prípade nehomogénneho teplotného poľa dochádza aj pri teplotnej dilatácii k vzniku napätosti.

Ak v niektorom bode nie je splnená podmienka plasticity, sú tieto pôsobiace napätia pružné. Avšak, inak tomu je ak v priebehu spomínaného pôsobenia v telese, alebo v jeho niektorých častiach, dôjde k pružne plastickému stavu.

2. Výber vhodnej metódy na určovanie zvyškových napätí v závislosti na hĺbke odvrtavania

V predchádzajúcej časti je uvedený postup určovania zvyškových napätí po celej hĺbke odvrtaného otvoru s predpokladom konštantného priebehu zvyškového napätia. Experimentálna časť v týchto prípadoch je realizovaná po krokoch, kde sa odvrtavanie uskutočňuje po prírastkoch hĺbky a na konci každého z nich sa vykoná odpočet uvoľnených deformácií. Takto získané profily uvoľnených deformácií sú potom vstupom pre vyhodnocovaciu metódu. Ide hlavne o inkrementálnu metódu, metódu priemerných napätí, metódu mocninových rádo, integrálnu metódu a nami použitú metódu ASTM.

2.1 Postup odstránenia zvyškových napätí

Experiment bol zameraný na samotný proces prípravy vzorky na určovanie zvyškových napätí. Následne bola navrhnutá metóda spôsobu určenia zvyškových napätí. Na to, aby sa dosiahli čo najpresnejšie výsledky merania, bolo vyšetřovaná nádoba najprv vyžihaná a neskôr natlakovaná. Bol simulovaný stav známej zvyškovej napätosti, ktorú bolo potrebné vyšetriť.

2.2 Materiálová charakteristika

Na správne určenie zvyškových napätí je potrebné vedieť čo najviac informácií o materiáli vyšetřovanej vzorky. Ak ide napríklad o materiál s kovovou štruktúrou, je nutné vedieť o akú oceľ sa jedná. Táto informácia je uvedená v materiálovom liste. Na základe zistených mechanických vlastností a chemického zloženia sa dá s veľkou presnosťou určiť teplota žihania. Proces žihania slúži na odstránenie predchádzajúcich zvyškových pnutí v materiáli.

Na presnejšiu analýzu chemického zloženia materiálu vyšetřovanej zložky je možné vykonať tzv. EDX analýzu. Princíp EDX analýzy spočíva v využití sekundárnych elektrónov pri pozorovaní vyšetřovaného povrchu pomocou rastrovacieho elektrónového mikroskopu. Veľkou devízou je trojrozmerné zobrazenie objektu. EDX analýza umožňuje prvkovú analýzu skúmaného povrchu. Odobraná vzorka

z vyšetřovaného materiálu sa zaleje do dentakrylu (obr. 2) a následne sa pozoruje pod elektrónovým mikroskopom. Výsledné hodnoty sa zobrazia v grafe (obr.3).



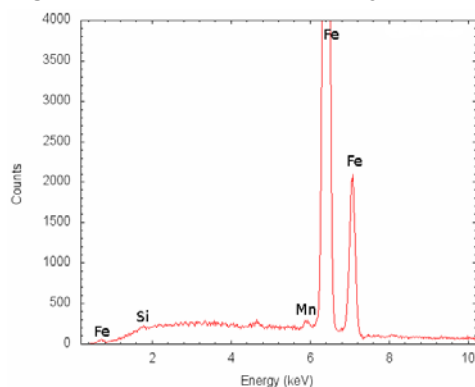
Obr.1 Vyšetřovaná nádoba

Fig.1 Investigated object



Obr.2 Vzorka zaliata do dentakrylu

Fig.2 Specimen fixed in dentacryl



Obr.3 EDX analýza

Fig.3 EDX analysis

2.3 Informácie o vyšetřovanom objekte

Vyšetřovaná tlaková nádoba s vnútorným prevádzkovým pretlakom 10 barov a s objemom 2 l sa využíva ako nádrž brzdovej kvapaliny na podvozok nákladných vozidiel.

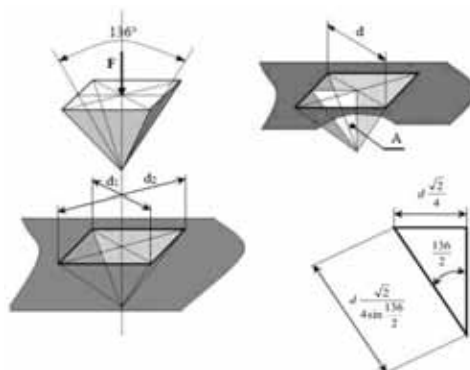
Tlaková nádoba bola vyrobená z nelegovanej ocele triedy 11 373. Hodnoty mechanických vlastností a chemického zloženia sú uvedené v tabuľke č.1.

Tab.1 Mechanické vlastnosti a chemické zloženie skúmaného objektu

Chemické zloženie [%]				
C _{max.}	P _{max.}	S _{max.}	N _{max.}	
0,17	0,045	0,045	0,007	
Mechanické vlastnosti				
Poissonovo číslo μ [-]	Ťažnosť A ₈₀ [%]	Medza pevnosti R _m [MPa]	Medza klzu R _{p0,2} [MPa]	Modul pružnosti E [10 ⁵ MPa]
0,3	24	340-470	225	2,06

2.4 Skúška tvrdosti, žihanie

Tvrdosť je definovaná ako mechanická vlastnosť materiálu, ktorá je vyjadrená odporom proti deformácii povrchu vyvolanej pôsobením geometricky definovaného telesa. Tvrdosť je podľa Vickersa bezrozmerná a určená pomerom vŕtačovej sily F k povrchu vŕtačky (Obr. 4). Vnikajúce teleso je pravidelný štvorboký diamantový ihlan s vrcholovým uhlom 136°.



Obr.4 Schéma merania tvrdosti podľa Vickersa

Fig.4 Scheme of hardness measurement by Vickers

Na obrázku 5 je znázornená ukážka merania tvrdosti podľa Vickersa na vyšetřovanom objekte. Táto metóda je veľmi presná a minimálne závislá od zaťaženia.



Obr.5 Meranie tvrdosti podľa Vickersa na vyšetřovanom objekte

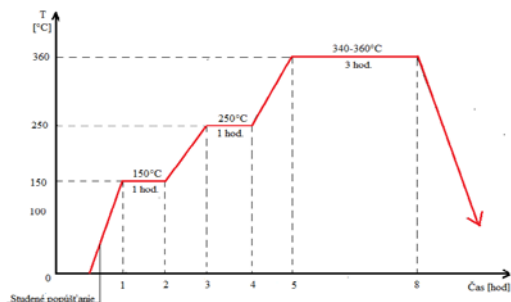
Fig.5 Hardness measurement by Vickers on investigated object

Na zvolenie vhodnej teploty žihania je potrebné vykonať skúšku tvrdosti. Zabráni sa tým aj prípadnému porušeniu materiálu. Na základe dosiahnutých výsledkov je možné navrhnúť teplotný diagram pre proces žihania.

K procesu žihania sa pristupuje po získaní všetkých potrebných údajov. Vzorka sa žiha z dôvodu, aby namerané hodnoty napätí vyvolaných zaťažením, neboli ovplyvnené skutočnými zvyškovými napätiami, ktoré by sa mohli v materiáli eventuálne nachádzať.

Žihanie je proces, ktorého cieľom je zmena mechanických vlastností spôsobom tepelného spracovania zliatin.

Po získaní potrebných údajov o vyšetřovanom objekte sa pristúpi k procesu žihania. Je to potrebné hlavne z toho dôvodu, ak sa berie do úvahy fakt, že pri výrobe materiálu dochádza k vzniku zvyškových napätí. Tie sa eventuálne môžu v objekte nachádzať a je potrebné ich odstrániť. Po zvážení správania sa materiálu je možné navrhnúť teplotný diagram (obr.6), v ktorom je uvedený postup žihania (teplota, doba žihania).



Obr.6 Návrh grafu k procesu žihania

Fig.6 Graph design for the annealing process

Po procese žihania je vhodné vyžihanie vzorku vyleštiť leštiacim zariadením a opätovne určiť tvrdosť podľa Vickersa, za účelom porovnania zmien vlastností pred a po žihaní vyšetřovaného objektu.

2.5 Meranie hrúbky vyšetřovaného materiálu

Hrúbky stien materiálu je možné merať pomocou ultrazvukových hrúbkomerov za použitia sondy s rôznou frekvenciou. Dokonalá akustická väzba medzi povrchom materiálu a sondou je dosiahnutá pomocou väzobného prostriedku (obr.7).

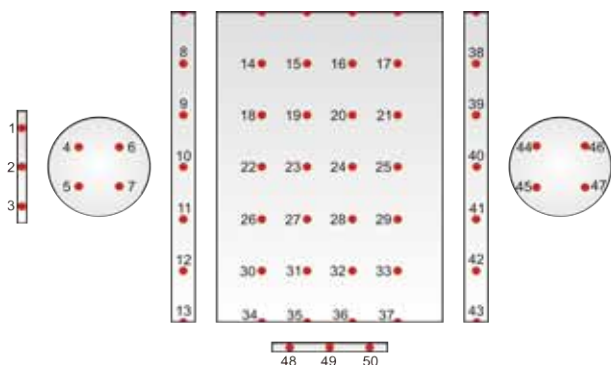
Miesta na povrchu vzorky je vhodné rozdeliť si na viac častí(obr.8), na ktorých sa vykoná meranie. Z odčítaných údajov sa neskôr určí aritmetický priemer z každej časti. Namerané hodnoty slúžia nielen pre experimentálnu, ale aj numerickú časť úlohy. Numerická časť úlohy je veľmi nápomocná pri porovnávaní dosiahnutých výsledkov.

Po týchto úkonoch je vyšetřovaná vzorka pripravená k samotnému procesu odvtávania.



Obr.7 Merania hrúbky stien pomocou hrúbkomeru

Fig.7 Wall thickness measurement by thickness gauge



Obr.8 Miesta merania hrúbky steny tlakovej nádoby

Fig.8 Locations of the wall thickness measurement on the pressure container

Záver

Cieľom príspevku je ozrejmiť postup prípravy vyšetřovanej vzorky, na ktorej má byť vykonaný proces odvtávania.

Správne výsledky nie je možné v žiadnej oblasti dosiahnuť bez dôkladnej predprípravy vyšetřovanej vzorky. V našom prípade sa jedná o určenie zvyškových napätí v kovovom materiáli pomocou metódy odvtávania. Jedná sa o veľmi presnú metódu a vykonáva sa pomocou odvtavacieho systému (najčastejšie SINT MTS 3000, RS- 200). Na to, aby nedošlo počas tohto procesu k porušeniu materiálu, alebo nenastali nečakané problémy, je nevyhnuté poznať materiálové charakteristiky a chemické zloženie. V článku je uvedený podrobný popis všetkých úkonov a uvedenie dôvodu nutnosti vykonať dané procesy.

Podakovanie

Tento príspevok je výsledkom realizácie projektu: Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve (ITMS: 26220120060) podporovaného operačným programom: Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja. Autori vyjadrujú svoje dakujem aj vedeckej grantovej agentúre VEGA MŠ SR (projekt č. VEGA 1/0289/11).

Literatúra

- [1] MASLÁKOVÁ, K., Identifikácia a kvantifikácia vplyvu zvyškových napätí na technický život mechanických prvkov a sústav, Písomná práca k dizertačnej skúške, Košice, 2011
- [2] GANEV,N., KRAUS, I.,HOLÝ, S.,: Inovace výuky experimentální analýzy zbytkových napětí. Grant FR VŠ 833/999.
- [3] OSTERTAG, O.: Využitie metód experimentálnej pružnosti pri riešení výskumných projektov a projektov pre prax : Tézy habilitačnej prednášky. Košice: TU SjF, 2007, 34 s. ISBN 978-80-8073-712-2.
- [4] TREBUŇA, F., ŠIMČÁK, F.: Kvantifikácia zvyškových napätí tenzometrickými metódami. 1. vyd. Košice : TU, 2005. 134 s. ISBN 80-8073-227-2.

Abstract

Článok je venovaný zvyškových napätiam- od procesu ich odstraňovania vo vyšetřovanom materiáli až po použitie odvtavacej metódy. Zvyškové napätia v materiáloch alebo štruktúrach sú spôsobované pri vnútorných trvalých napätiach. Môžu byť generované alebo modifikované vo všetkých fázach životného cyklu componentu od pôvodnej výroby materiálu až po finálnu verziu. Ich výskyt sa zaznamenáva už pri samotnej výrobe materiálu, predovšetkým v technologických procesoch. V praxi sa vyskytujú zvyškové napätia s pozitívnym alebo negatívnym účinkom. Po odstránení zvyškových napätí v materiáli napríklad pomocou žihania, je možné pristúpiť k procesu odvtávania.

The article is aimed on residual stresses- from their removal procedure in the investigated object to using hole drilling method. The residual stresses in a component or structure are stresses caused by incompatible internal permanent strains. They may be generated or modified at every stage

in the component life cycle, from original material production to final disposal. Their occurrence are recorded by material production or in technological processes. In practice, the residual stresses can exist with positive effect or negative effect.

After removal of residual stresses in the material may proceed to the hole drilling process. Nowadays is hole drilling one of the most widely used technique for residual stress measurements, due to its precision and low cost.

Kristína Masláková, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2468
E-mail: kristina.maslakova@tuke.sk

Viera Nohajová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 22468
E-mail: viera.nohajova@tuke.sk

Komparácia napät'ových a deformačných polí získaných metódou PhotoStress a softvérom ANSYS

František Trebuňa, Peter Frankovský, Mária Kenderová

Abstrakt

V príspevku je porovnané napät'ové pole dosky s kruhovým otvorom v strede získane experimentálne metódou PhotoStress® a numericky softvérom ANSYS. Skúmaná doska bola zaťažovaná diametrálnym ťahom, pričom pre získanie polí deformácií a napätí sa pri experimentálnej metóde PhotoStress® sa využil odrazový polariskop LF/Z-2.

Kľúčové slová: metóda PhotoStress®, izoklínne pruhy, izochromatické pruhy, odrazový polariskop LF/Z-2, softvér ANSYS

Úvod

Jednou z najrozšírenejších metód experimentálneho určenia polí hlavných pomerných deformácií a polí hlavných normálových napätí na zaťaženom fotoelasticky povrstvenom objekte je odrazová fotoelasticimetria, resp. metóda PhotoStress®. Pri tejto metóde sa špeciálne deformačno-opticky citlivé fotoelastické povrstvenie aplikuje na skúšanú súčiastku. Ak je fotoelastické povrstvenie naaplikované na skúmanej súčiastke osvetlené polarizovaným svetlom z odrazového polariskopu, tak pri pohľade cez polariskop môžeme na povrstvení pozorovať úplne rozdelenie deformácií a napätí vo forme farebných izochromatických pruhov. S optickým kompenzátorom pripevneným k odrazovému polariskopu je možné jednoducho a rýchlo vykonať kvantitatívnu napät'ovú analýzu. Je tiež možné realizovať fotografické alebo videové záznamy s cieľom získania záznamov o rozložení deformácií a napätí na analyzovanom objekte, pri známom zaťažení.

Metóda odrazovej fotoelasticimetrie, resp. metóda PhotoStress® umožňuje:

- identifikovať kritické miesta,
- zvýrazňovať oblasti s nízkymi a vysokými napätiami,
- merať špičky napätí a určovať napät'ové koncentrácie okolo otvorov, drážok, zaoblení a iných potenciálnych poruchových oblastí,
- optimalizovať rozloženie napätí v súčiastkach a sústavách pre minimálnu hmotnosť a maximálnu spoľahlivosť,
- merať hlavné normálové napätia a ich smery v rôznych bodoch fotoelastického povrstvenia,
- opakovane realizovať meranie pri rôznych zaťaženiach bez potreby aplikácie nové fotoelastického povrstvenia,
- vykonávať merania v laboratóriu alebo v teréne,
- identifikovať a merať zvyškové napätia,
- zisťovať pružné deformácie a zaznamenať redistribúciu deformácií v plastickej oblasti.

Základná teória a princíp odrazovej fotoelasticimetrie, resp. metódy PhotoStress® sa za posledných 50 rokov nezmenili. Bez ohľadu na to, ktorý prístroj používame, teória zostáva tá istá, ale princípy vyhodnotenia sa s vývojom počítačovej techniky a digitalizáciou obrazu výrazne menia. Na obr. 1 je zobrazený odrazový polariskop LF/Z-2 pomocou ktorého bola vykonaná celo pol'ová deformačná, resp. napät'ová analýza dosky s kruhovým otvorom v strede.



Obr.1 Odrazový polariskop LF/Z-2
Fig.1 Reflection polariscope LF/Z-2

Súčasťou odrazového polariskopu LF/Z-2 sú:

- digitálna videokamera,
- laserové osvetlenie umožňujúce zobrazíť smery hlavných normálových napätí,
- digitálny kompenzátor - model 832, ktorý zabezpečuje meranie rozdielu hlavných normálových napätí $\sigma_1 - \sigma_2$ i jednotlivých hlavných normálových napätí σ_1 a σ_2 ,
- softvér PSCalc™ umožňujúci určenie hodnôt hlavných normálových napätí a hlavných pomerných deformácií,
- nástroje na vytvorenie drážky, pre separačnú metódu Slitting.

Analýza polí deformácií a polí napätí metódou PhotoStress®

Doska s kruhovým otvorom v strede bola zaťažovaná diametrálnym ťahom v zaťažovacom ráme podľa obr.2. Ťah bol vyvolaný pomocou pákového mechanizmu a na odčítanie vyvolaného zaťaženia bol použitý dynamometer 6418 s meracím rozsahom do 1000N.



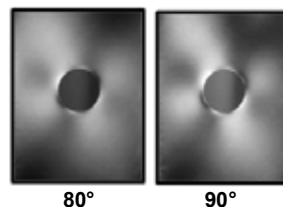
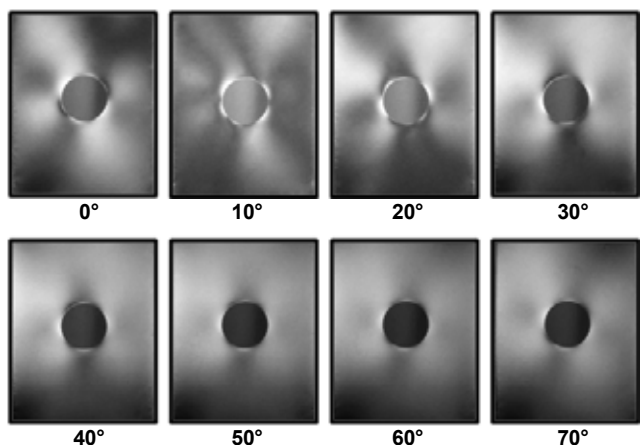
Obr.2 Zaťaženie dosky s kruhovým otvorom v strede
Fig.2 Plate with a round hole under stress

Na obr. 3 je zobrazený odrazový polariskop LF/Z-2 pri pozorovaní farebných izochromatických pruhov pruhy diametrálne zaťaženej vzorky s kruhovým otvorom v strede.



Obr.3 Analýza polí napätí odrazový polariskop LF/Z-2
Fig.3 Analysis of stress fields, reflection polariscope LF/Z-2

Pri minimálnom zaťažení vzorky boli pozorované a nafotene tmavé pruhy, ktoré nazývame izoklíny. Izoklínne pruhy predstavujú miesta rovnakých smerov hlavných pomerných deformácií a hlavných normálových napätí. Pri pozorovaní izoklín sú osi analyzátora a polarizátora rovnobežné. V rozsahu $0^\circ - 90^\circ$ sa súčasťou rotáciou analyzátora a polarizátora získa celkový obraz rozloženia izoklín po celej analyzovanej ploche. Na obr. 4 sú znázornené izoklínne pruhy získané pod uhlovým parametrom od 0° do 90° s prírastkom po 10° . Z obr. 4 je zrejme, že izoklínne pruhy získané pod uhlovým parametrom 0° a 90° sú rovnaké.



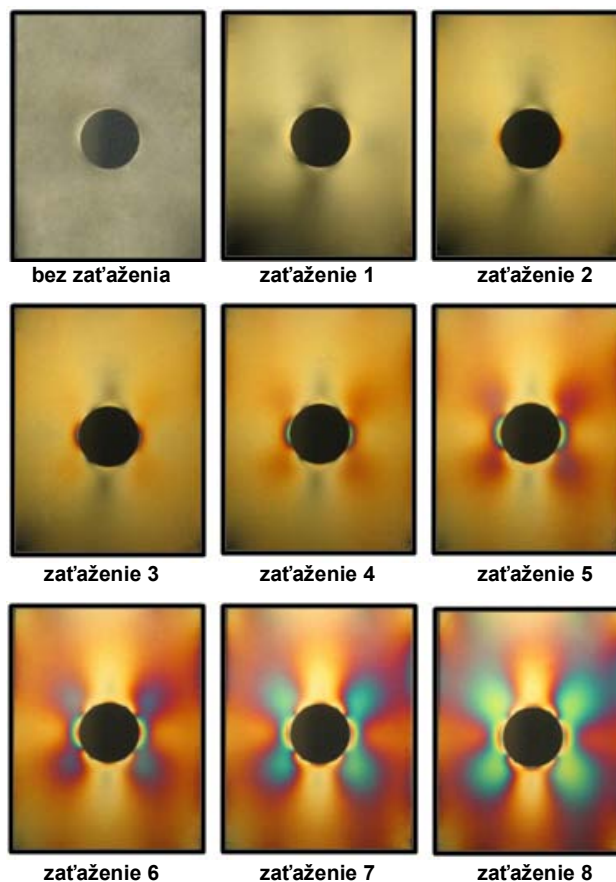
Obr.4 Izoklínne pruhy na doske s otvorom v strede pozorované pod rôznym uhlovým parametrom

Fig.4 Isoclinic fringes on the plate with a round hole in its centre examined under different angle parameters

Rozbor izochromatických pruhov

Na zaťaženej fotoelasticko povrstvovanej vzorke sa pozorovali izochromatické pruhy pri postupnom zaťažovaní skúmanej dosky s kruhovým otvorom v strede. Pri pozorovaní izochromatických pruhov sú osi polarizátora a analyzátoru na seba kolmé. Isochromatické pruhy sú pruhy konštantných rozdielov hlavných pomerných deformácií, resp. hlavných normálových napätí. Poradie izochromatického pruhu určujeme pomocou kompenzátoru pripojeného k odrazovému polariskopu.

Pre určenie rádu izochromatického pruhu v doske s kruhovým otvorom sme dosku postupne zaťažovali diametrálnym tlakom. Je nutné pri rozbere izochromatických pruhov na celej ploche pozorovanej dosky poznať závislosť medzi farebnými pruhmi a napätím resp. deformáciou. Analýza izochromatických pruhov bola vykonaná odrazovým polariskopom LF/Z-2, pričom osi polarizátora a analyzátoru boli na seba kolmé.



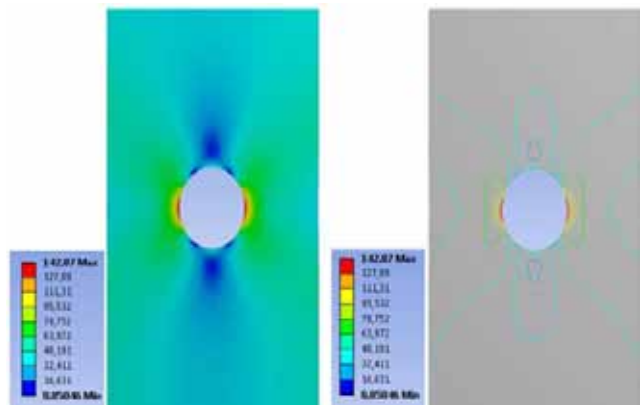
Obr.5 Isochromatické pruhy pri postupnom zaťažení dosky s otvorom v strede

Fig.5 Isochromatic fringes during gradual loading of the plate with a round hole in its centre

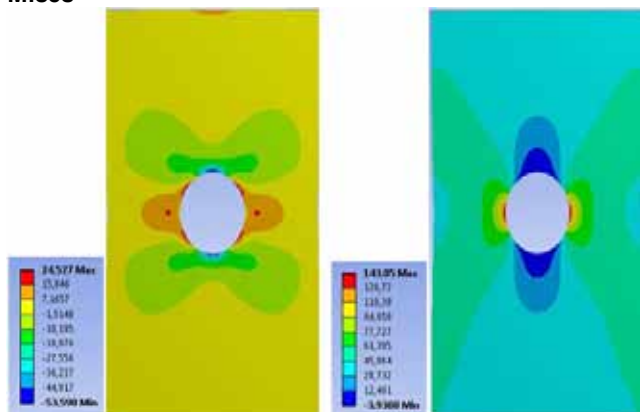
Analýza polí deformácií a polí napätí programom ANSYS

Experimentálne získane pole napätí dosky s kruhovým otvorom v strede bolo porovnané s napäťovým polom získaným v programe ANSYS 12.1. Rozmery, charakter zaťaženia a materiálové charakteristiky modelovanej dosky sú identické s doskou, na ktorej bola vykonaná experimentálna analýza polí deformácií a polí napätí metódou PhotoStress®.

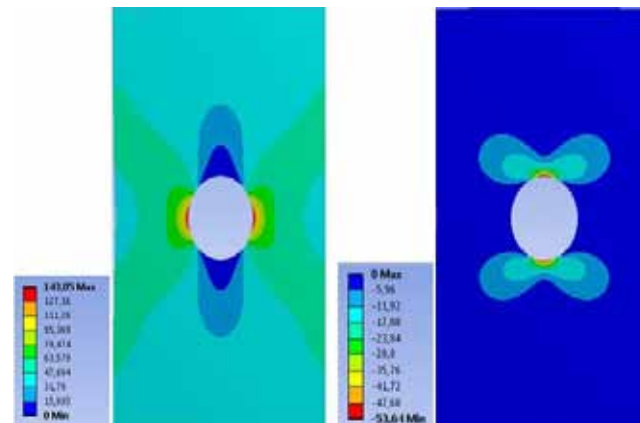
Na nasledujúcich obrázkoch sú zobrazené výstupy programu ANSYS pre dosku s kruhovým otvorom v strede zaťaženej diametrálnym ťahom.



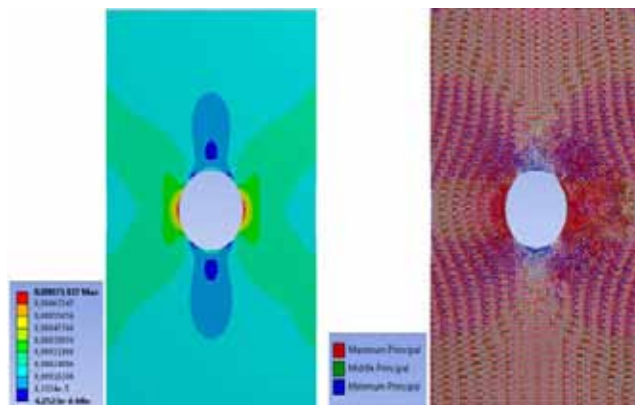
Obr.6 Pole ekvivalentných napätí podľa von Misesa
Fig. 6 The field of equivalent stresses according to von Mises



Obr.7 Polia normálových napätí v smere osi x a v smere osi y
Fig. 7 Fields of normal stresses in the x and y direction

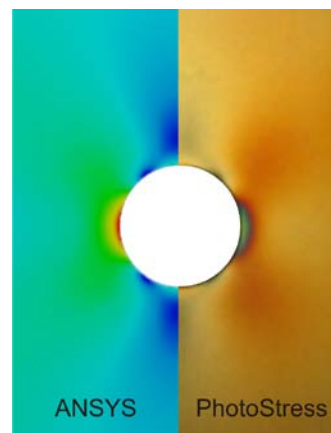


Obr.8 Pole maximálnych a minimálnych hlavných napätí
Fig. 8 The field of maximum and minimum principal stresses



Obr.9 Pole deformácií a smerov hlavných deformácií
Fig. 9 The field of principal strain deformations and directions

Na obr.6 je zobrazené porovnanie polí napätí dosky s otvorom v strede získane programom ANSYS a experimentálnou metódou PhotoStress®.



Obr.10 Porovnanie polí napätí dosky v otvorom v strede získane programom ANSYS a metódou PhotoStress®
Fig.10 The comparison of stress fields on the plate with a round hole in its centre gained by ANSYS programme and PhotoStress® method

Záver

V príspevku bolo uvedené porovnanie napäťových polí dosky s kruhovým otvorom v strede získaných experimentálne metódou PhotoStress® za použitia odrazového polariskopu LF/Z-2 a numericky softvérom ANSYS. Z obr.10 je zrejme, že napäťové polia získane numericky a experimentálne sa zhodujú.

Podakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektu "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja a s podporou vedeckej grantovej agentúry VEGA MŠ SR projektu č. 1/0937/12 "Vývoj netradičných experimentálnych metód pre mechanické a mechatronické systémy"

Literatúra

[1] FRANKOVSKÝ, P., MASLÁKOVÁ, K., KENDEROVÁ, M.: Applications of PhotoStress method in determination of residual stresses in the mechanical engineering.

In: ICMT'11: International Conference on Military Technologies 2011: Brno, Czech Republic, University of Defence, 2011 P. 1467-1473. ISBN 978-80-7231-787-25

[2] Macura, P., Experimental Stress Analysis of Transducers by Means of PhotoStress Method. In: Acta Mechanica Slovaca. Roč. 14, č. 4 (2010), s. 52-57. ISSN 1335-2393

[3] Ramesh, K., Digital Photoelasticity - Advanced Techniques and Applications, Springer-Verlag, Berlin, Germany, 2000, ISBN: 3-540-66795-4.

[4] REDNER, S.: New Automatic Polariscopes System: Exp. mech.: 14 no. 12, 1974, 491 s.

[5] TREBUŇA, F.: Princípy, postupy, prístroje v metóde PhotoStress. Košice, TypoPress, 2006, 360 s. ISBN 80-8073-670-7

[6] TREBUŇA, F. et al.: Further Possibilities of Using Software PhotoStress for Separation of Principal Normal Stresses. In: Acta Mechanica Slovaca. Roč. 14, č. 2 (2010), s.82-91. ISSN 1335-2393

[7] TREBUŇA, F., FRANKOVSKÝ, P., HUŇADY, R.: The Use of Optical Methods in Experimental Analysis of Mechanical and Mechatronic Systems. In: Machine Modeling and Simulations 2011. Púchov: Faculty of Industrial Technologies, University of Alexander Dubček in Trenčín, 2011 S. 249-256. - ISBN 978-80-8075-494-5

[8] TREBUŇA, F., ŠIMČÁK, F.: Príručka experimentálnej mechaniky: Košice, TypoPress, 2007, 1526 s. ISBN 970-80-8073-816-7

[9] ZANDMAN, F., REDNER, S., DALLY, J.W.: Photoelastic Coatings: Ames: Iowa State University Press, 1977. 424 s.

[10] ZANDMAN, F., WOOD, M.: Photostress Analysis. Prod. Engng., 1956, 27, 9.

Abstract

This paper demonstrates the comparison of stress field on a plate with a round hole in its centre that was experimentally determined by PhotoStress® method with stress field determined numerically by ANSYS software. The

examined plate was being stressed through diametral tension. Reflection polariscopes LF/Z-2 were used in experimental method PhotoStress® in order to reveal strain and stress fields.

František Trebuňa, Dr.h.c. mult. prof. Ing., CSc.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2462
E-mail: frantisek.trebuna@tuke.sk

Peter Frankovský, Ing., PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2457
E-mail: peter.frankovsky@tuke.sk

Mária Kenderová, Ing.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2456
E-mail: maria.kenderova@tuke.sk

Metóda DIC a jej uplatnenie pri experimentálnej pohybovej analýze

Miroslav Pástor, Róbert Huňady

Abstrakt

Metóda digitálnej obrazovej korelácie (DIC) je moderná optická metóda, ktorej koncepcia umožňuje jej široké využitie v rôznych oblastiach experimentálnej mechaniky. Vďaka schopnosti vykonávať vysokorychlostné merania ju je možné aplikovať pri analýze rôznych dynamických dejov. Článok prezentuje aplikáciu korelačného systému Q-450 pri určovaní kinematických závislostí pohybujúceho sa objektu a spôsob numerického spracovania nameraných údajov v prostredí programu Matlab.

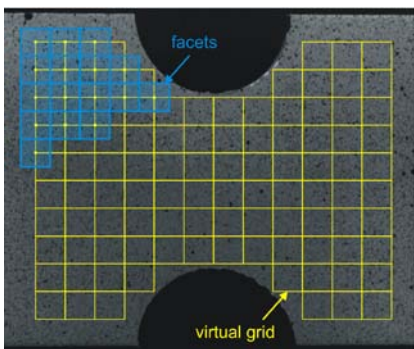
Kľúčové slová: digitálna obrazová korelácia, pohybová analýza, kyvadlo, Matlab

Úvod

Kinematická analýza nachádza svoje prvoradé uplatnenie najmä pri tvorbe numerických modelov mechanických sústav resp. pri návrhu prototypu nového zariadenia. Aj napriek možnostiam, ktoré ponúkajú súčasné softvérové produkty používané pri modelovaní, často je nutné závery návrhu alebo presnosť modelu overiť meraním. Existuje viacero meracích metód, pomocou ktorých je možné experimentálne určovať veličiny charakterizujúce pohyb objektu alebo jeho časti [1]. Z tohto hľadiska je výhodné aplikovať techniku umožňujúcu zachytiť celý objekt resp. niekoľko objektov súčasne, vďaka čomu je možné na základe jedného merania analyzovať ľubovoľnú časť mechanizmu. Metóda digitálnej obrazovej korelácie umožňuje zachytiť priestorové posunutia objektu s vysokým časovým rozlíšením s presnosťou na jednotky mikrometrov [2], čo je možné vhodne využiť práve pri pohybovej analýze.

1. Metóda digitálnej obrazovej korelácie

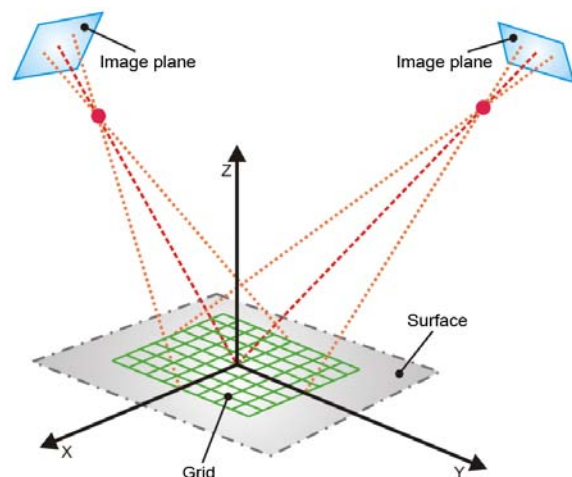
Metóda digitálnej obrazovej korelácie je nekonvenčná optická metóda, ktorá umožňuje vykonávať bezkontaktné meranie priestorových posunutí a pomerných deformácií na celom povrchu vyšetřovaného objektu. Na zachytenie priestorových pretvorení využíva techniku digitálnej registrácie obrazu.



Obr.1 Čiernobiely škvŕnitý vzor na povrchu testovanej súčiastky

Fig.1 Black and white speckle pattern on a specimen surface

Podstata metódy spočíva v snímaní stochastického vzoru vytvoreného na povrchu skúmaného objektu napr. striekaním čiernej farby na biely podklad. Pozorovaná oblasť sa rozdelí na menšie podoblasti tzv. fazety alebo obrazové elementy (obr. 1). Škvŕny na povrchu reprezentujú materiálové body telesa. Verne kopírujú jeho deformáciu a spoločne s ním sa pohybujú. Posunutia a pomerné deformácie jednotlivých bodov sa určujú na základe korelácie odpovedajúcich si faziét determinovaných na digitálnych snímkach v stave pred a po deformácii telesa [2][3].

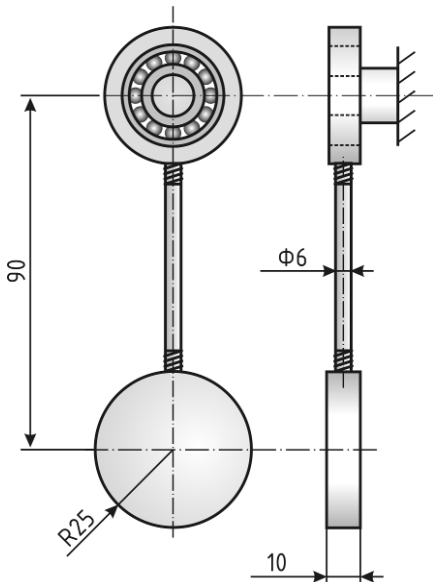


Obr.2 Princíp priestorovej digitálnej obrazovej korelácie
Fig.2 The principle of spatial digital image correlation

Pri priestorovej analýze sa využíva stereoskopické usporiadanie senzorov. Keď je objekt pozorovaný z dvoch rôznych smerov, pozícia každého bodu povrchu je zaostraná na určitý pixel v obrazovej rovine príslušnej kamery (obr. 2). Ak sú známe polohy oboch kamier voči sebe, zväčšenia objektívov a všetky parametre obrazu, je možné vypočítať absolútne trojrozmerné súradnice každého bodu povrchu a vytvoriť tak jeho priestorový obrys. Digitalizované snímky zachytené v jednotlivých krokoch merania, kedy sa body na povrchu premiestňujú vplyvom zaťaženia, sú v procese korelácie porovnávané so zvoleným referenčným krokom. Výsledkom týchto porovnaní sú deformačné polia a polia posunutí.

2. Meranie priestorových posunutí pohybujúceho sa objektu

Objektom merania bolo reálne kyvadlo voľne kmitajúce v gravitačnom poli po uvoľnení z jeho počiatočnej polohy. Rotačný pohyb kyvadla okolo stálej osi rotácie zabezpečovalo ložisko nalisované na odstupňovaný hriadeľ pevne pripevnený k rámu. Tyč kyvadla s ocelovým závažím tvaru plochého valca bola s puzdrom ložiska spojená závitovým spojom. Základné rozmery kyvadla sú znázornené na obr.3.



Obr.3 Rozmery kyvadla

Fig.3 Dimensions of the pendulum

Pre získanie kontinuálnych výchylek pohybujúceho sa kyvadla bolo potrebné vykonať vysokorychlostné meranie. Pri objekte v pohybe je potrebné dbať o to, aby bol snímaný objekt počas celého merania plne viditeľný v zornom poli oboch kamier, pričom frekvencia snímania musí byť dostatočne veľká na to, aby zachytené snímky neboli rozmazané. To by malo za následok zavádzanie nepresností v dôsledku vzniku korelačných chýb. Z týchto dôvodov bolo nutné poznať približnú trajektóriu a rýchlosť pohybu závažia kyvadla. Obr. 4 znázorňuje usporiadanie kamier počas merania a pohľad z nich na meraný objekt.

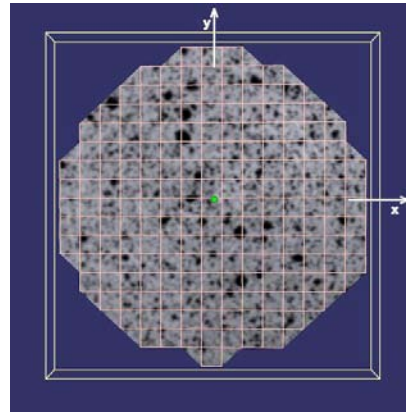


Obr.4 Usporiadanie kamier a pohľad z nich na meraný objekt

Fig.4 Views from cameras to measured object and their configuration

Čas kmitania kyvadla od uvoľnenia z počiatočnej polohy až do zastavenia bol odhadnutý pomocou simulácie v programe MSC.Adams/View na približne 4,5s [4]. S ohľadom na tento odhad bol celkový čas akvizície nastavený na 4,774s. Pri zvolenej frekvencii snímania 357 fps systém zachytil 1705 snímok z každej kamery.

Na obr. 5 je znázornený zrekonštruovaný obraz sledovanej časti kyvadla. Výchylky kyvadla boli vyšetřované v bode, ktorý reprezentoval približnú polohu ťažiska závažia. Na obr. 5 je tento bod znázornený zelenou farbou.



Obr.5 Zrekonštruovaný obraz závažia kyvadla po korelácii

Fig.5 Reconstructed image of pendulum bob after correlation

Časové priebehy jeho posunutí do smerov x a y pri uvoľnení kyvadla z počiatočnej polohy danej uhlom φ_0 (obr. 6) boli importované do prostredia Matlab [5], kde boli ďalej spracované.

3. Spracovanie nameraných údajov a pohybová analýza

Z nameraných časových priebehov posunutí zvoleného bodu je možné určiť parametre popisujúce pohyb kyvadla len ich dodatočným numerickým spracovaním. Pre rýchlosť a zrýchlenie bodu (obr. 6) je možné aplikovať kinematické závislosti platné pre pohyb bodu v kartézianskom súradnom systéme [6]:

- výpočet rýchlosti bodu:

$$v_x = \dot{x}, \quad v_y = \dot{y},$$

$$\text{kde: } x = x(t), \quad y = y(t),$$

$$v(t) = \sqrt{v_x^2 + v_y^2},$$

- výpočet zrýchlenia bodu:

$$a_x = \dot{v}_x = \ddot{x}, \quad a_y = \dot{v}_y = \ddot{y},$$

$$a(t) = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}.$$

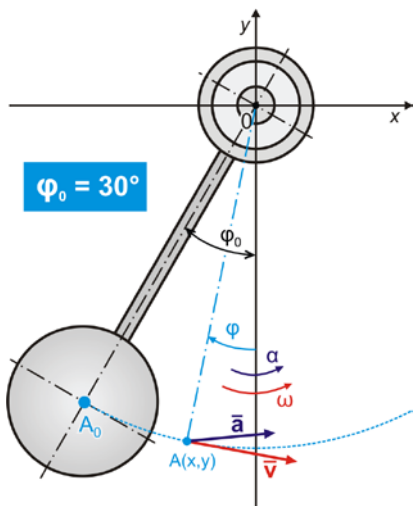
Uhlovú rýchlosť a uhlové zrýchlenie kyvadla možno získať postupným derivovaním uhla pootočenia φ podľa času využitím známych vzťahov [6]:

$$\omega = \dot{\varphi},$$

$$\alpha = \dot{\omega} = \ddot{\varphi},$$

kde pre uhol pootočenia φ platí:

$$\varphi(t) = \arctan \frac{x(t)}{y(t)}.$$



Obr.6 Grafické znázornenie kinematických veličín kyvadla

Fig.6 Graphical representation of kinematic parameters of the pendulum

Keďže časové priebehy výchylek bodu A kyvadla získané meraním nepredstavovali spojité funkcie, ale súbor diskrétnych hodnôt v jednotlivých krokoch merania, čiže v príslušných časových okamihoch, bola pri riešení v Matlabe využitá metóda numerickej derivácie [7]. Deriváciu ľubovoľnej funkcie $f(t)$ podľa času t možno vyjadriť vzťahom:

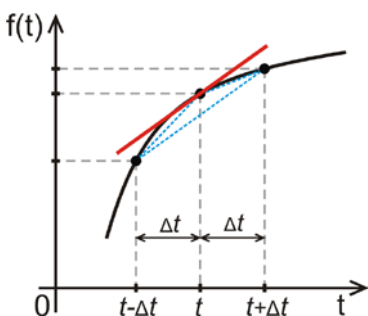
$$f'(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{f(t + \Delta t) - f(t)}{\Delta t}$$

Ak predpokladáme dostatočne malé Δt môžeme prvú deriváciu funkcie odhadnúť nasledovne:

$$f'(t) = \frac{f(t + \Delta t) - f(t)}{\Delta t}$$

resp.

$$f'(t) = \frac{f(t) - f(t - \Delta t)}{\Delta t}$$



Obr.7 Numerická derivácia

Fig.7 Numerical differentiation

V prípade, že tabuľkové hodnoty sú ekvidistantné z hľadiska času (obr.7), môžeme vzorec pre numerickej deriváciu získať derivovaním interpolačných vzorcov vyjadrených pomocou diferencií. Pre tri za sebou nasledujúce hodnoty

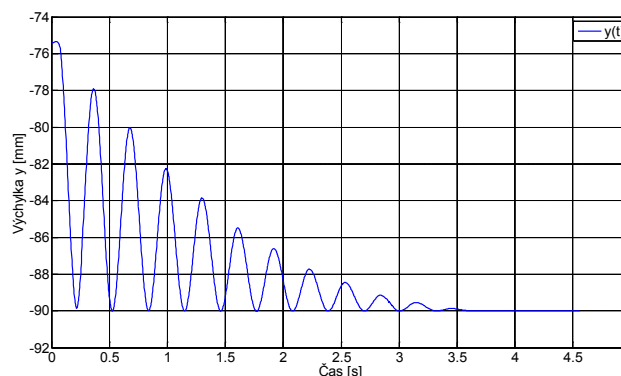
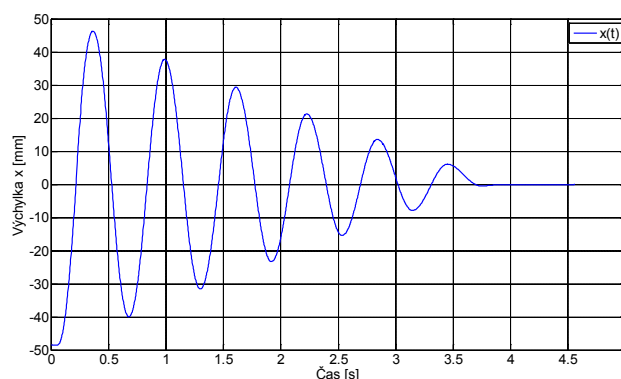
$$f(t - \Delta t), f(t), f(t + \Delta t)$$

možno získať odhad prvej a druhej derivácie danej funkcie zo vzťahov:

$$f'(t) = \frac{f(t + \Delta t) - f(t - \Delta t)}{2\Delta t}$$

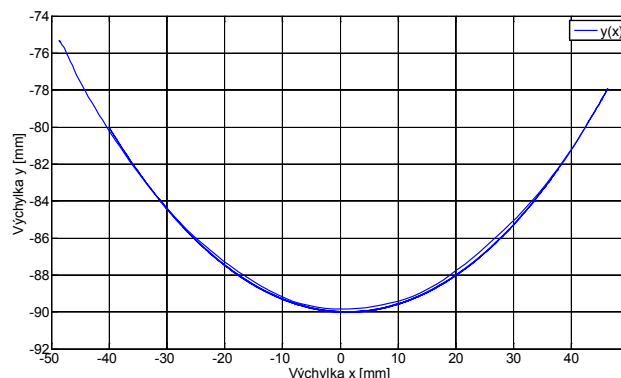
$$f''(t) = \frac{f(t + \Delta t) - 2f(t) + f(t - \Delta t)}{\Delta t^2}$$

Stavové a časové priebehy jednotlivých kinematických veličín získané uvedeným spôsobom sú výsledkom pohybovej analýzy kyvadla. Jednotlivé grafy sú znázornené na obr. 8-15.



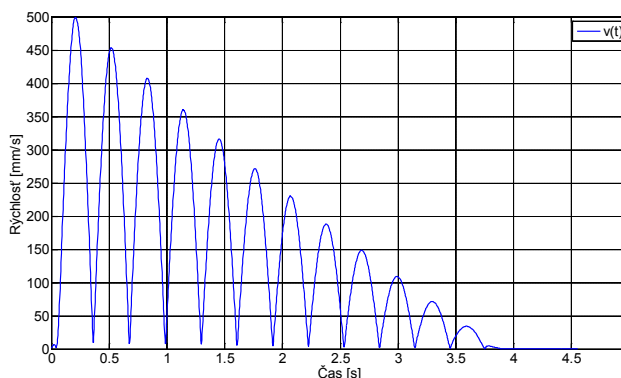
Obr.8 Priebeh posunutí x,y bodu A kyvadla v závislosti na čase

Fig.8 Time-dependent chart of displacements of the point A



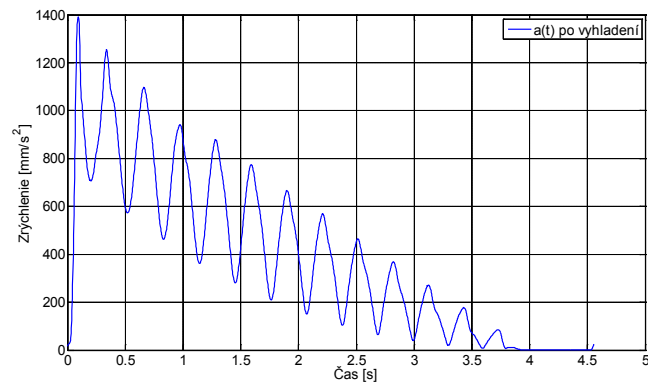
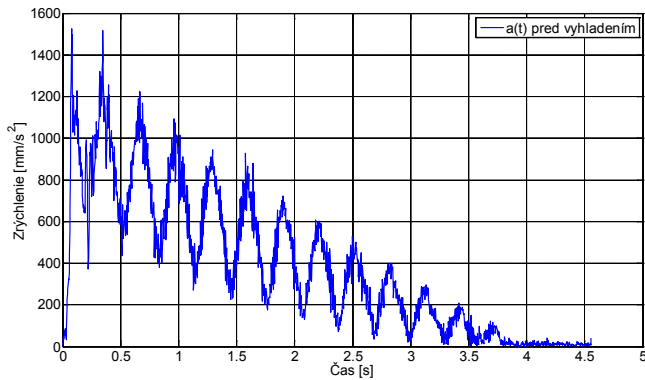
Obr.9 Trajektória bodu A kyvadla

Fig.9 Trajectory of the point A of the pendulum



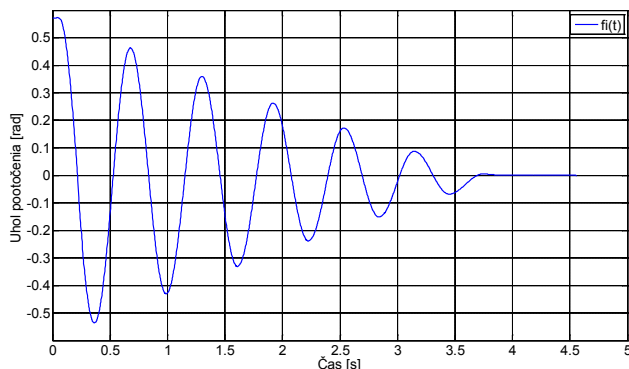
Obr.10 Priebeh rýchlosti bodu A kyvadla v závislosti na čase

Fig.10 Time-dependent chart of velocity of the point A



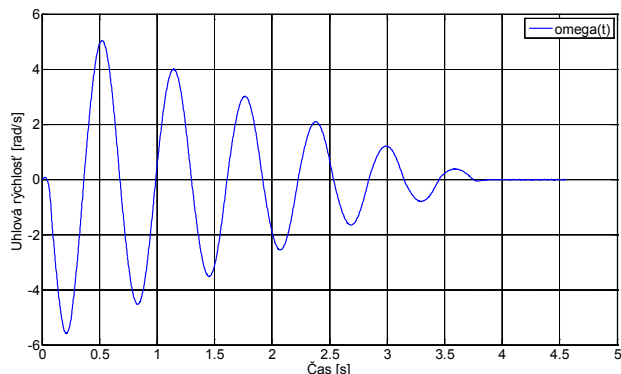
Obr.11 Priebek zrýchlenia bodu A kyvadla v závislosti na čase (pred a po vyhladení)

Fig.11 Time-dependent chart of acceleration of the point A (before and after smoothing)



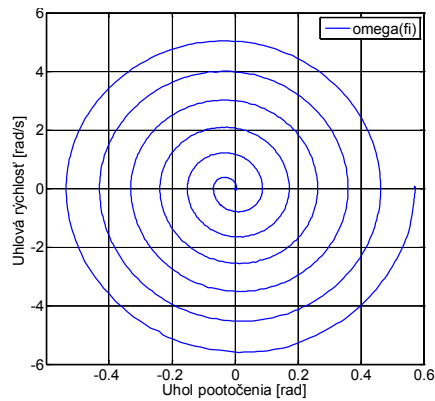
Obr.12 Priebek uhla pootočenia kyvadla v závislosti na čase

Fig.12 Time-dependent chart of rotating angle of the pendulum



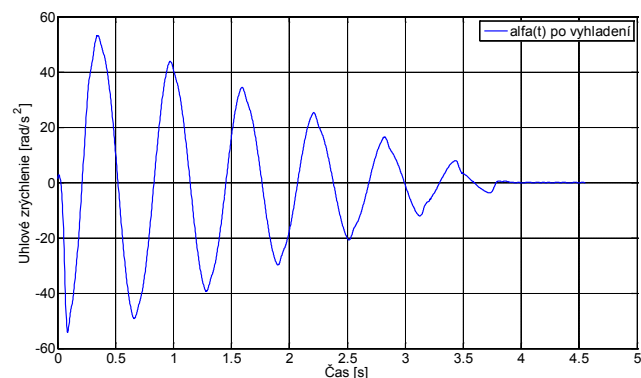
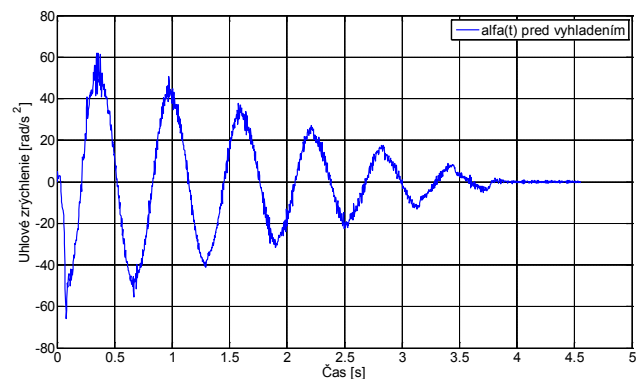
Obr.13 Priebek uhlovej rýchlosti kyvadla v závislosti na čase

Fig.13 Time-dependent chart of angular velocity of the pendulum



Obr.14 Závislosť uhla pootočenia na uhlovej rýchlosti kyvadla

Fig.14 Dependence of rotating angle on angular velocity of the pendulum



Obr.15 Priebek uhlového zrýchlenia kyvadla v závislosti na čase (pred a po vyhladení)

Fig.15 Time-dependent chart of angular acceleration of the pendulum (before and after smoothing)

Záver

V článku bol popísaný jeden zo spôsobov využitia metódy digitálnej obrazovej korelácie a to pri určovaní kinematických parametrov pohybujúceho sa objektu. Súčasný korelačný systém umožňuje zachytiť deformácie a posuvy pri plnom rozlíšení kamier aj pri frekvenciách snímania nad 20000 fps. Vďaka tomu sa možnosti využitia tejto metódy posúvajú aj do oblasti lomovej mechaniky, modálnych skúšok, rázových skúšok, analýz kmitania a pod. Univerzálnosť aplikácie z nej robí vysoko efektívnu metódu experimentálnej mechaniky, pre ktorú je charakteristická materiálová a geometrická nezávislosť, flexibilná oblasť merania, priestorová vizualizácia výsledkov, možnosť merania v ľubovoľnom mieste sledovanej oblasti, schopnosť zachytiť nehomogénne pole deformácií na celej oblasti atď.

PodĎakovanie

Tento článok bol vytvorený realizáciou projektov: "Centrum výskumu riadenia technických environmentálnych a humánnych rizík pre trvalý rozvoj produkcie a výrobkov v strojárstve" (ITMS: 26220120060) a "Výskum modulov pre inteligentné robotické systémy" (ITMS: 26220220141), na základe podpory operačného programu Výskum a vývoj financovaného z Európskeho fondu regionálneho rozvoja.

Literatúra

- [1] Trebuňa, F., Šimčák, F.: Príručka experimentálnej mechaniky, TypoPress, Košice, 2007, ISBN 970-80-8073-816-7
- [2] Sutton, M.A., Orteu, J.J., Schreier, H.W.: Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements - Basic Concepts, Theory and Applications, Springer Science+Business Media, 2009, ISBN: 978-0-387-78746-6
- [3] BECKER, T. – SPLITTHOF, K. – SIEBERT, T. – KLETTING, P.: Error Estimations of 3D Digital Image Correlation Measurements (Technical Note), Dantec Dynamics, 2008
- [4] MSC.Software: MSC.ADAMS/View Tutorial (Online)
- [5] The MathWorks, Inc.: MATLAB® 7, Getting Started Guide, USA, 2010
- [6] Caban, S., Chlebová, Z.: Kinematika, TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Košice 2006, ISBN 80-8073-675-8

[7] Rizwan, B.: Introduction to Numerical Analysis Using Matlab, Infinity Science Press, 2008, ISBN 978-0-7637-7376-2

Abstract

Digital image correlation method (DIC) is modern optical method that allows its wide utilization in various branches of experimental mechanics. Thanks to ability to perform high-speed measurements, DIC method can be applied in analysis of various dynamic actions. The paper presents an application of correlation system Q-450 in determination of kinematic dependencies of moving object and describes a way of numerical processing of measured data in Matlab.

Ing. Miroslav Pástor, PhD., Ing. Róbert Huňady, PhD.

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
miroslav.pastor@tuke.sk
robert.hunady@tuke.sk

Metódy spracovania signálov pri diagnostike porúch ložísk asynchrónnych motorov

Peter Kurčík, Milan Žalman

Abstrakt

Pri diagnostike porúch ložísk na základe snímania statorových prúdov je potrebné detekovať nízkoúrovňové poruchové signály za prítomnosti samotných statorových prúdov, ktoré majú oproti nim mnohonásobne vyššiu úroveň. Článok ukazuje metódy spracovania prúdových signálov, ktoré sú zamerané na potlačenie harmonických zložiek prúdov a zjednodušenie a spresnenie následnej detekcie za pomoci Fourierovej transformácie.

Kľúčové slová: poruchy ložísk, asynchrónny motor, statorový prúd, filtrácia, fourierova transformácia, diagnostika

Úvod

Poruchy a poškodenie guľičkových ložísk je možné rozdeliť na dva typy. Prvým sú bodové defekty na jednom alebo viacerých miestach jednotlivých mechanických častí ložiska. Druhým typom je plošné poškodenie či už jednej z dráh ložiska, alebo guľičiek vzniknuté napríklad v dôsledku nesprávneho mazania alebo korózie. Kým v druhom prípade sa porucha prejavuje vibráciami v širokom frekvenčnom spektre, bodové defekty spôsobujú generovanie pomerne presne definovaných frekvencií, ktoré sú závislé na mechanickej konštrukcii ložiska a otáčkach hriadeľa. Tieto poruchové signály je potom možné zachytiť napríklad pomocou akcelerometrov, alebo iných snímačov vibrácií.

Na našom pracovisku sa na miesto použitia akcelerometrov venujeme vyhodnocovaniu signálov priamo zo statorových prúdov asynchrónnych motorov, v ktorých sa poruchové signály nachádzajú vďaka kolísaniu záťažného momentu pri mechanických interakciách v ložisku. Tento prístup predpokladá použitie frekvenčného meniča, ktorý umožňuje meranie fázových prúdov a jeho výhodou je, že nepotrebuje použitie žiadnych doplnkových snímačov, ktoré by sa museli pripájať na motor. Ako ale už bolo spomenuté, pri tomto type detekcie je kľúčová práve kvalita spracovania prúdových signálov, to sa týka aj kvality merania prúdov a rozlíšenia analógovo digitálnych prevodníkov.

Poruchy guľičkových ložísk

Za predpokladu, že poznáme mechanické rozmery ložiska (Obr. 1.) je možné vypočítať frekvencie vibrácií, ktoré sa objavujú v prípade konkrétnej bodovej poruchy ložiska [1], [2]. Poškodenia sa môžu vyskytnúť na ktorejkoľvek mechanickej časti ložiska, teda vonkajšej, alebo vnútornej dráhe, guľičke alebo klietke. Princíp detekcie všetkých typov porúch je rovnaký, líšia sa najmä frekvenciami a intenzitou, preto by praktický diagnostický algoritmus mal počítať všetky poruchové frekvencie a vyhľadávať ich vo frekvenčnom spektre prúdových signálov. Ďalej sa budeme zaoberať najmä poškodením na vonkajšej dráhe ložiska, okrem iného aj z toho dôvodu, že je pomerne jednoducho realizovateľné aj umelo a práve tento typ poškodenia sme realizovali aj na

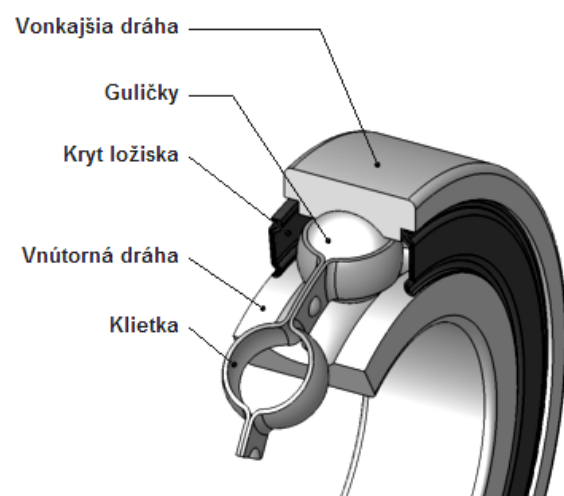
testovacej zostave na našom pracovisku. Mechanickú frekvenciu, ktorá vzniká pri poruche na vonkajšej dráhe ložiska je možné vypočítať na základe vzťahu (1).

$$f_{\text{vonk}} = \frac{n}{2} f_{\text{rmech}} \left(1 - \frac{PG}{PD} \cos \beta \right) \quad (1)$$

Prípadne, pokiaľ nepoznáme presné mechanické rozmery ložiska, je možné podľa [4], pre štandardné typy ložísk s 6 až 12-timi guľičkami vypočítať približné frekvencie pre poškodenie na vonkajšej dráhe podľa vzťahu (2).

$$f_{\text{vonk}} = n \frac{2}{5} f_{\text{rmech}} \quad (2)$$

f_{rmech} je mechanická frekvencia rotora, f_{vonk} je frekvencia generovaná vadou na vonkajšej strane dráhy ložiska, PG je priemer guľičky, PD je priemer obežnej dráhy, n je počet guľičiek a β je kontaktný uhol.



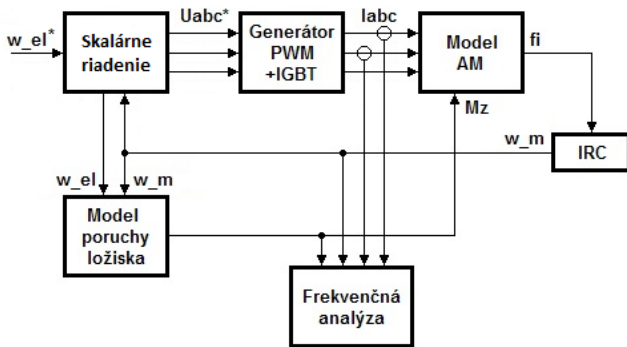
Obr. 1. Základné mechanické usporiadanie ložiska
Fig. 1. Basic mechanical configuration of a ball bearing

Keďže bodové poškodenie ložiska vlastne spôsobuje periodicky sa opakujúce impulzy záťažného momentu, je ich možné zachytiť aj vo frekvenčnom spektre prúdových signálov [3]. Frekvencia impulzov je však v statorových prúdoch modulovaná prvou harmonickou napájajúcej frekvencie podľa vzťahu (3).

$$f_{\text{vysl}} = |f_1 \pm m f_{\text{por}}| \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (3)$$

Analyza poruchových signálov

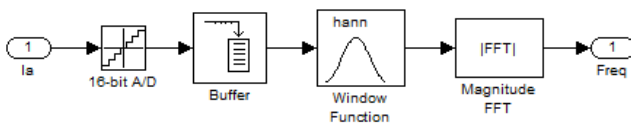
Poruchové signály prenášané do prúdu majú impulzný charakter a meraniami na umelo poškodenom ložisku sme zistili, že amplitúda impulzov sa pohybuje zhruba na úrovni 1 a 10mA, čo je často menej ako tisícina amplitúdy napájacieho statorového prúdu. Amplitúda je tiež závislá od rýchlosti otáčania hriadeľa a so zvyšujúcimi sa otáčkami sa mierne zvyšuje. Na meranie prúdov využívame 16-bitové A/D prevodníky, ktoré sa pri simuláciách aj reálnych pokusoch ukázali ako dostatočné. Ako simulačný a modelovací prostriedok používame Matlab Simulink a reálne experimenty sú realizované za pomoci karty dSpace 1104. Asynchronný motor je riadený skalárne [5]. Predošlé pokusy s použitím vektorového riadenia ukázali, že prúdová spätná väzba pri vektorovom riadení vnáša do prúdového spektra množstvo šumu a tento problém bol ešte výraznejší na reálnom motore kvôli použitiu inkrementálneho snímača. Blokovaná schéma riadenia je na Obr. 2.



Obr. 2. Blokovaná schéma skalárneho riadenia motora

Fig. 2. Block diagram of scalar motor control

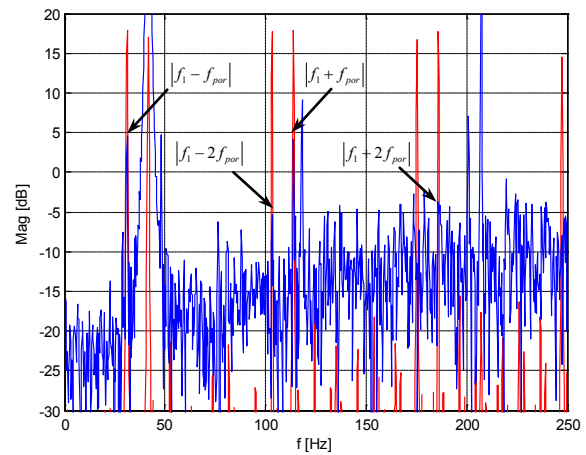
Ako hlavnú metódu analýzy sme si zvolili Fourierovu transformáciu, predpokladom však je, že počas celého trvania analýzy (necelé 4 sekundy) je potrebné motor udržať na konštantných otáčkach. Na Obr. 3 je znázornený použitý signálový reťazec pre frekvenčnú analýzu.



Obr. 3. Signálový reťazec frekvenčnej analýzy

Fig. 3. Frequency analysis signal chain

Na potlačenie známych nežiaducich efektov Fourierovej transformácie je signál prenasobený zvoleným oknom pričom najlepšie výsledky boli s okienkovou funkciou typu "hann". Fourierova transformácia je počítaná z 16384 vzoriek, čo pri perióde vzorkovania 0.2ms znamená minimálny akvizíčný čas približne 3.28s. Na Obr. 4 je možné vidieť výsledok frekvenčnej analýzy z motora s poškodeným ložiskom. Červenou farbou sú znázornené vypočítané poruchové frekvencie pre poškodenie na vonkajšej dráhe ložiska, samotné frekvenčné spektrum prúdu je modrou farbou.



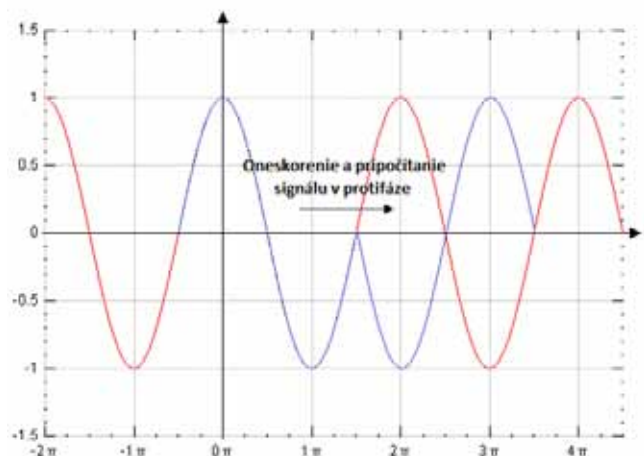
Obr. 4. Frekv. charakteristika pri poškodení ložiska

Fig. 4. Frequency spectrum with bearing fault

Ako je možné vidieť z Obr. 4, napájacia frekvencia (40Hz) a jej vyššie harmonické majú oproti frekvenciám, ktoré vznikajú vďaka poškodeniu ložiska oveľa vyššiu amplitúdu a pri menšej úrovni poškodenia zamedzujú rozpoznanie poruchových signálov. Z tohto dôvodu sme sa rozhodli preskúmať možnosti úpravy signálu pred analýzou a zvýšiť tak potenciál jej využitia aj pri nižšej amplitúde poruchových signálov.

Ako prvé sme testovali využitie rôznych štandardných digitálnych filtrov, ale v prípadoch, keď sa poruchové frekvencie nachádzajú v blízkosti harmonických zložiek prúdov je často štrnosť filtra nedostatočná. Okrem toho je potrebné zvlášť odfiltrovať každú harmonickú zložku. Každopádne sme s týmto prístupom nedosiahli žiadne výraznejšie úspechy.

V ďalšom kroku sme sa zamerali na možnosti spracovania signálu v amplitúdovej oblasti. Keďže máme k dispozícii dva merané statorové prúdy, rozhodli sme sa využiť informáciu z oboch prúdov, tak, že sme navrhli obvod, ktorý posúva fázu jedného prúdu, tak aby bol v porovnaní s druhým v protifáze. Po sčítaní oboch signálov potom dochádza k výraznému potlačeniu napájajúcej frekvencie a jej násobkov, takže dôjde aj k odstráneniu vyšších harmonických, ale signály s inými frekvenciami zostanú zachované (Obr. 5).

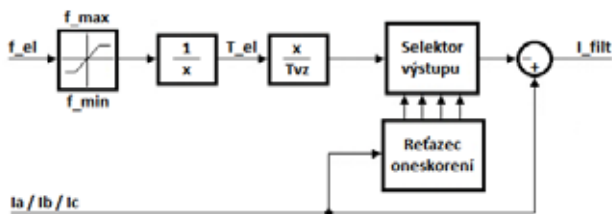


Obr. 5. Posunutie signálu a jeho pripočítanie v protifáze

Fig. 5. Delaying and addition of the signal with reversed phase

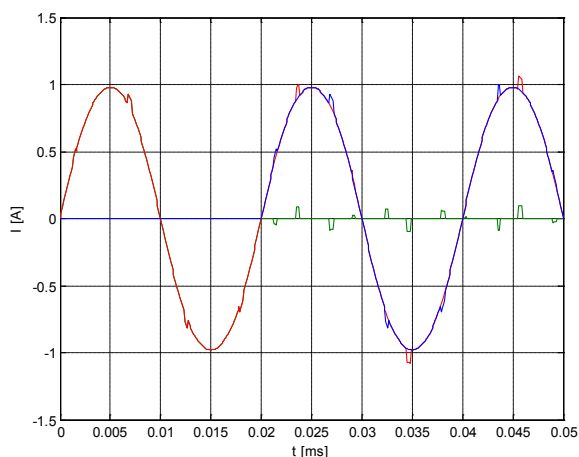
Pri prvom riešení s použitím dvoch fázových prúdov sa ukázala ako kritická správna detekcia fázy signálov, pretože už aj malá odchýlka mala veľký vplyv na efektívnosť metódy. Použitie skalárneho riadenia nám umožnilo nahradiť pôvodný systém detekcie fázy na základe kontroly prechodu

nulou, priamo výpočtom fázového posunu na základe presne známej napájacej frekvencie (Obr. 6).



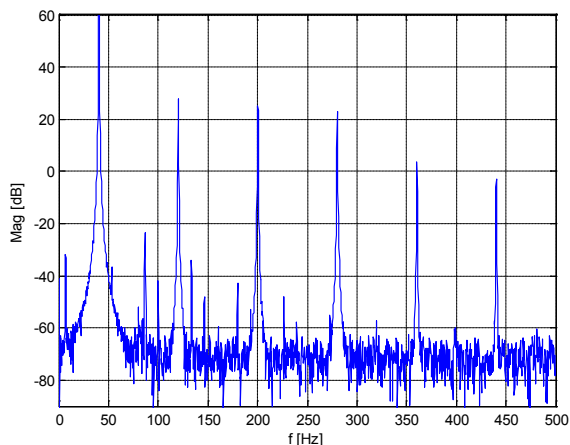
Obr. 6. Bloková schéma filtra s posuvom fázy signálu
Fig. 6. Block diagram of the phase shift filter

Nové zapojenie už využíva iba jeden fázový prúd, pričom je ho možné modifikovať aj pre použitie dvoch, experimenty s dvomi prúdmi však neukázali žiadne výrazný prínos. Filter je relatívne výpočtovo nenáročný, pri praktickej realizácii je jediným nárokom pamäť, ktorá musí obsiahnuť dostatočné množstvo vzoriek, aby zachytila celú periódu meraného signálu. Na Obr. 7 je ukážka praktického fungovania filtra so signálom, ku ktorému je pridaný signál imitujúci poruchu ložiska, jeho amplitúda je však mnohonásobne zväčšená. Červenou farbou je znázornený vstupný signál, modrou farbou je znázornený posunutý, v tomto prípade už o celú periódu a zelenou farbou je výsledný signál, ktorý vznikne ich odčítaním.

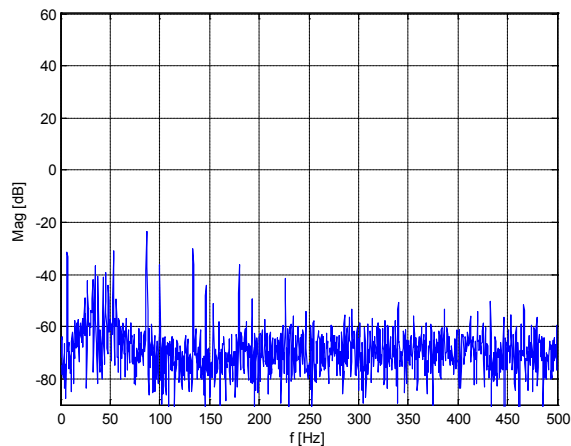


Obr. 7. Ukážka vstupu a výstupu z filtra s posuvom fázy
Fig. 7. Input and output signal of the phase shift filter

V ideálnom prípade dôjde k úplnému potlačeniu napájacej frekvencie, avšak ako je možné vidieť na Obr. 8 a 9, metóda je pomerne efektívna aj pri reálnej aplikácii.



Obr. 8. Frekvenčné spektrum nefiltrovaného prúdu
Fig. 8. Frequency spectrum of unfiltered current



Obr. 9. Frekvenčné spektrum filtrovaného prúdu
Fig. 9. Frequency spectrum of filtered current

Záver

Hlavnou výhodou odstránenia harmonických zložiek zo signálu je, že takto upravený signál je možné po transformácii do frekvenčnej oblasti efektívne priemerovať, čím je možné ešte viac potlačiť šum, a zvýrazniť hľadané poruchové frekvencie. Metóda je navyše výpočtovo nenáročná, čo môže prispieť k jej jednoduchšej realizácii, napríklad ako súčasť riadiaceho systému inteligentného frekvenčného meniča. Treba ale pamätať na fakt, že pre samotnú diagnostiku je stále potrebná aj Fourierova transformácia. Pre vyhodnotenie poruchy je potom potrebné vypočítavať očakávané poruchové frekvencie pre danú rýchlosť otáčania a porovnať ich s frekvenciami nájdenými vo frekvenčnom spektre prúdu.

PodĎakovanie

Táto práca bola podporovaná Agentúrou na podporu výskumu a vývoja na základe zmluvy č. VMSP-II-0015-09

Literatúra

- [1] Krejdl, M., et al., Diagnostické Systémy, Vydavateľstvo ČVUT Praha, 2001.
- [2] B. Akin, H.A. Toliyat, Y. Durrani, and M. Rayner, "Low Order PWM Inverter Harmonics Contributions to the Inverter-Fed Induction Machine Fault Diagnosis, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 55, No. 2, pp. 610-619, Feb. 2008.
- [3] T.A. Harris, M.N. Kotzalas, Essential concepts of bearing technology, Rolling Bearing Analysis, Vydanie 5, CRC Press, 2007, ISBN084937183X.
- [4] Zoubek, H.; Villwock, S.; Pacas, M., "Frequency Response Analysis for Rolling-Bearing Damage Diagnosis," Industrial Electronics, IEEE Transactions on , vol.55, no.12, pp.4270-4276, Dec. 2008.
- [5] Žalman, M., Prednášky Servopohony 2008/2009, FEI STU, Bratislava.

Abstract

Rolling ball bearing fault diagnostic which uses analysis of the stator currents as the primary means of fault detection is very sensitive to the quality of provided current signals. Fault signals, which are often as much as thousand times smaller than the supply currents may become hidden among the large supply currents. This paper is presenting efficient and surprisingly simple methods for suppression of harmonic signals in the stator current spectrum which can be then further processed using Fourier transform.

Ing. Peter Kurčik

Slovenská technická univerzita v Bratislave
Ústav riadenia a priemyselnej informatiky
Ilkovičova 3
812 19 Bratislava
+421908736354
peter@digicon.sk

prof. Ing. Milan Žalman, PhD.

Slovenská Technická Univerzita
Ústav Riadenia a Priemyselnej Informatiky
Ilkovičova 3
812 19 Bratislava
milan.zalman@stuba.sk

Snake-like robot motion analysis

Ivan Virgala, Alexander Gmitterko, Michal Kelemen, Róbert Surovec, Erik Prada, Martina Vacková

Abstract

The paper deals with N-mass system imitating snake robot rectilinear motion. At first a snake rectilinear motion is described from the view of biology. For engineering analysis the snake body has to be replaced with many same segments. The snake motion is based on friction forces between snake body and surface on which snake locomotes. From this reason different kinds of friction models are discussed. In the next section rectilinear motion is modeled with Coulomb friction model. After mass external forces determination the one phase motion time is determined. From this we can establish average velocity equation for N-mass moving system. At last the optimal number of masses N is determined and the average velocity dependence on number of masses N for different angles of surface inclination in the graph is shown.

Keywords Coulomb friction model, N-mass system, rectilinear, snake

Introduction

The biologically inspired snake-like robots are able to perform a stable motion in areas where other kinds of mechanisms are ineffective or not very stable. Their locomotion is on very high level of stability because of that most parts of their body are in contact in with the surface in which they locomote. The snake-like robots are usually composed from many same segments. On the one hand their body structure enables them to perform a lot of desired functions. On the other hand their structure is difficult from the view of control.

A rectilinear motion is one of four basic biological snake locomotion modes. This pattern gait is usually used by the snakes with heavy bodies which are not able to move by undulation. This kind of motion is not very effective but it is usable in environments where gait as lateral undulation or sidewinding are not suitable. In practice applications there are often necessary mechanisms which can move through the hard to reach areas, narrow spaces or to man dangerous environments.

There are not many functional models concerning the rectilinear motion. Most works are done only in theoretical level. For motion variables determination there were used various kinds of mathematical models. Within this study the model consists only of identical masses will be considered. There will not be considered passive bonds only linear actuator. [1]

At first the paper deals biological analysis of snake rectilinear motion. Further, stiction, Coulomb friction model, viscous friction model and Stribeck effect are discussed in order to describing friction between snake and surface for consistent modeling. The mechanical systems investigated in this paper will obey isotropic Coulomb friction model. In the next section the mathematical model of snake rectilinear motion is established. By means of Newton's mechanics the external forces affecting i -th mass are described and subsequently the average velocity of N-mass system is derived. In order to achieve the maximum velocity the optimal number of masses N is derived. The average velocity dependence on number of masses N for different angles of surface inclination is shown in the graph.

1. Biological snake motion

The rectilinear motion is the second basic motion of snake locomotion and it absolutely differs from other ways of the motions. The rectilinear motion is specific for the snakes with heavy bodies disabling their side undulation. This type of motion is slower than other ones. The ventral surface is used for providing the drive through the anchoring. During the motion ventral scales are alternately smoothly lifting up from the surface and drawing forward and then lowering down. The part of ventral skin is drawing forward and so the scales are joining in the bunch. This part of the body is then pushing down and the sides of abdomen go down on the surface. This motion enables the snakes going straight. So that to enable this mode of motion the snake fixes several points of longitudinal lower part and moves the body parts among them. The propulsive force of the snake is primary the friction force and it is the force between the snake and surface. In contrast with sidewinding motion and lateral undulation motion including the unilateral muscle activity changing from one side to another, the rectilinear motion includes a bilateral activity of the muscles joining the skin with skeleton. [2][3] On the fig.1 the snake rectilinear motion is shown.

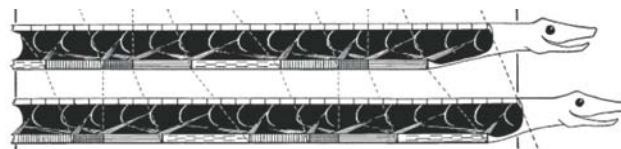


Fig.1 The snake rectilinear motion

2. Friction models

A friction in the mechanical parts of the moving systems causes failures especially during precise position regulation. Its compensation can be reached by design solutions however they not eliminate friction course nonlinearity within low velocities.

Within this study a friction is necessary in order to mechanism motion. The motion of i -th mass is based on the static

friction of other masses. In the next section we will discuss static friction model, Coulomb and viscous friction model and Stribeck effect.

2.1 Stiction

The static friction models only have a static dependence on velocity. This kind of friction occurs if a mass velocity equals zero and it acts against a relative mass motion. The force required to overcome the static friction and initiate motion is called the breakaway force and can be expressed as

$$F = \begin{cases} F_e, v = 0 \wedge |F_e| < F_S \\ F_S \operatorname{sgn}(F_e), v = 0 \wedge |F_e| \geq F_S \end{cases} \quad (1)$$

Where F_e and F_S is external force affecting the mass and static friction force, respectively. After overcoming static friction force F_S , the mass starts move.

The main disadvantage of static friction model is discontinuity at zero velocity. The discontinuity at zero velocity also leads to numerical difficulties. To overcome this problem the discontinuous behavior near zero velocity is approximated by means of a continuous function like arctan with a very steep slope. However, a very steep slope around zero velocity can result in very short integration time steps which slow down or even stop simulation.

2.2 Coulomb friction model

A Coulomb friction model does not depend on velocity magnitude but only on velocity direction – $\operatorname{sgn}(v)$. Coulomb friction coefficient f_c is usually lower than static friction coefficient f_s for the same materials. Coulomb friction is also known as kinetic friction or dynamic friction and can be expressed as

$$F_T = F_C \operatorname{sgn}(v) \quad (2)$$

$$F_C = f_C |F_N| \quad (3)$$

For zero velocities Coulomb friction depends upon signum function. A common use of switching function is

$$\operatorname{sgn}(v) = \begin{cases} +1 \forall v > 0 \\ 0 \forall v = 0 \\ -1 \forall v < 0 \end{cases} \quad (4)$$

2.3 Viscous friction mode

A viscous friction occurs in the case when there is an oil between the contact surfaces, which reduces friction coefficient f . This coefficient is lower than Coulomb friction coefficient. Viscous friction is represented as a linear function of velocity

$$F_T = f_V F_N v \quad (5)$$

2.4 Stribeck effect

A Stribeck effect is a kind of friction which occurs when a liquid or solid oil is used for contact surfaces of moving mechanical parts. This causes decreasing of friction F_T with an increasing velocity v until to so-called Stribeck velocity v_s .

From this velocity starts affect especially viscous friction. A Stribeck effect is a function of used oil. Stribeck curve is a

continuous drop in the friction force for small velocities, which originates from transition of boundary lubrication to full fluid lubrication through partial fluid lubrication.

Stribeck effect can be expressed as

$$F_T = \begin{cases} F(v), v \neq 0 \\ F_e, v = 0 \wedge |F_e| < F_S \\ F_S \operatorname{sgn}(F_e), otherwise \end{cases} \quad (6)$$

The different kinds of friction models are shown in the fig.2.

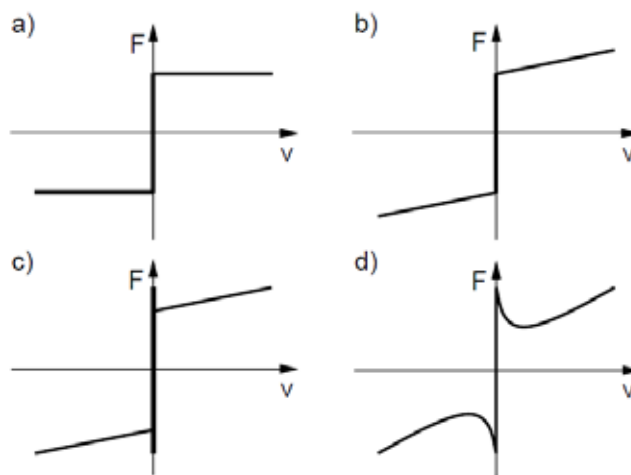


Fig.2 Friction models (a – Coulomb friction model, b - Coulomb plus viscous friction mode, c – static plus Coulomb plus viscous friction model, d – Stribeck effect)

There are different ways to describe $F(v)$ but most common form of the nonlinearity is

$$F(v) = F_C + (F_S - F_C) e^{-\frac{|v|^{1/2}}{v_s}} + F_V v \quad (7)$$

Where v_s is called Stribeck velocity. The function F is easily obtained by measuring the friction force for the motion with constant velocity. The curve is often asymmetrical.

On the fig.3 Stribeck effect is divided into three sections.

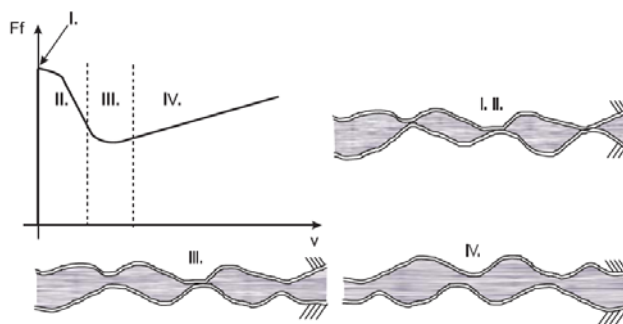


Fig.3 Stribeck effect

The first area represents static friction. The junctions deform elastically and there is no excursion until propulsive force does not reach the level of static friction force.

The second area represents boundary lubrication. Within this area it is still solid to solid contact, the lubrication film is not yet built. The friction force decreases with increasing velocity but generally is assumed that friction in this area is higher than for fluid lubrication.

The third area represents partial fluid lubrication. The lubricant is drawn into contact area through motion or by sliding. The greater motion velocity is, the thicker fluid film will be.

The fourth area represents full fluid lubrication. Within this area the lubricant film is thick and contact bodies are completely separated to each other.[4][5][6]

It should be note that above mentioned friction models are idealized and they are commonly used for simulations. In the cases of accurate positioning regulations the friction causes many problems and it is usually compensated.

3. Rectilinear motion modeling

In the chapter 1 the biological snake rectilinear motion was described. For mechanical modeling there are usually used masses, springs and dampers. In this study only the masses will be considered.

If we want to analyze rectilinear motion of a snake we have to see its biological body as the series of N identical consecutive elements where each element performs some activity. These elements we replaced with masses with the weight m . On the fig.4 is snake body from the view of biology and on the fig.5 is model of snake from the view of mechanics. [7][8]

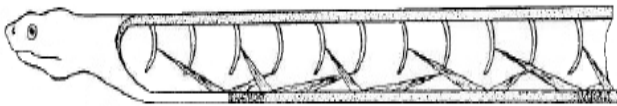


Fig.4 The snake body

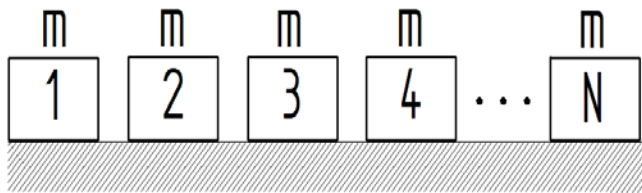


Fig.5 The simplified of a snake

The mechanical system consisting of N masses will behaves according to the following points:

- One motion cycle consists of N phases
- During one motion phase only one mass moves while other stay at rest
- Each phase of a motion is divided into two sections. During the first section is i -th mass attracted to the $(i+1)$ -th mass by propulsive force. During the second section is i -th mass decelerated. A velocity course of each phase behaves according to fig.6.
- During the first and second section of each phase the same total force affects i -th mass.
- The actuators of the static masses affect so that they maintain their relative positions and these masses behave as one mass.
- On the moving mass affects total external force which is the same in each phase.
- Each phase lasts the same time
- Angle α changes from 0° up to α_{\max} what is the maximum angle when the mass still stays at rest (does not slide down).

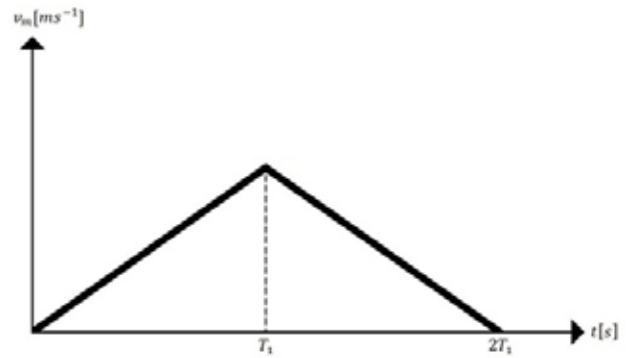


Fig.6 The course of velocity during one phase

On the fig.5 is shown a simplified model of a snake on the flat surface without inclination. In general, will be derived mathematical model for case with inclined surface. On the fig.7 the free-body diagram of i -th moving diagram mass is shown ($i=2, 3, \dots, N-1$).

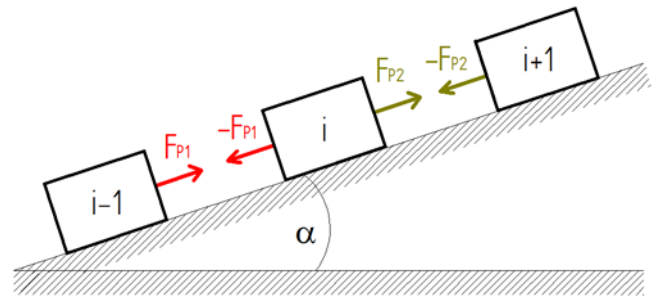


Fig.7 The free-body diagram i -th moving mass on the flat inclined surface.

The sum of total external forces affecting i -th moving mass during the first section of phase can be expressed through the matrix:

$$\begin{bmatrix} F_{P1} \\ F_{P2} \\ F_f \\ F_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (N-i)mg & 0 & 0 \\ (i-1)mg & 0 & 0 \\ 0 & -mg & 0 \\ 0 & 0 & -mg \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_s \cos \alpha - \sin \alpha \\ f_c \cos \alpha \\ \sin \alpha \end{bmatrix} \quad (8)$$

The sum of total external forces affecting i -th moving mass during the second section of phase can be expressed through the matrix:

$$\begin{bmatrix} F_{P1} \\ F_{P2} \\ F_f \\ F_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(N-i)mg & 2mg & 2mg \\ -(i-1)mg & 0 & 0 \\ 0 & -mg & 0 \\ 0 & 0 & -mg \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_s \cos \alpha - \sin \alpha \\ f_c \cos \alpha \\ \sin \alpha \end{bmatrix} \quad (9)$$

Where F_{P1} , F_{P2} , F_f and F_G are first and second propulsive force, friction force and gravitational force, respectively. m is weight of i -th mass and g is acceleration of gravity.

The force affecting 1-th or N-th mass equals:

$$F_P^{(1,N)} = (N-1)mg (f_s \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (10)$$

From the basic Newton's mechanics it can be derived the phase duration. The each phase will be last the time:

$$t_i = \sqrt{\frac{\delta}{g [(N-1)f_s \cos \alpha - f_c \cos \alpha - N \sin \alpha]}} \quad (11)$$

Where δ is a maximum possible distance between two masses. Subsequently we can write the average velocity equation for N-mass moving system:

$$v_A^{(N)} = \frac{1}{2N} \sqrt{\delta g [(N-1) f_s \cos \alpha - f_c \cos \alpha - N \sin \alpha]} \quad (12)$$

From the equation (12) we can derive optimal number of masses N for maximum velocity of this mechanical system. The basic equation for optimal number determination is:

$$\frac{dv_A^{(N)}}{dN} = 0 \quad (13)$$

The equation (13) serves us to find local extreme of the function of average velocity. After computing equation (13) we obtain following formula for optimal number of masses N for the maximum velocity:

$$N = \frac{2 \cos \alpha (f_s + f_c)}{f_s \cos \alpha - \sin \alpha} \quad (14)$$

As can be seen the optimal number of masses N for the maximum velocity is dependent only on friction coefficient and angle of surface inclination.

On the fig.8 we can see average velocity dependence on the number of masses N with different angles of surface inclination. The simulations were done in software Matlab with following coefficient: $f_s=0.5$, $f_c=0.3$, $\delta=0.02$ m, $g=9.81$ ms⁻².

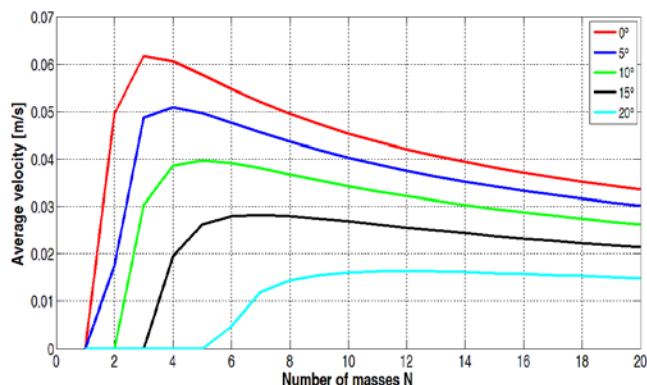


Fig.8 The average velocity dependence courses on number of masses N with different angles of surface inclination

Conclusion

The paper deals with a snake robot rectilinear motion modeling on the flat inclined surface. In the paper mathematical model is established by means of Coulomb friction model. The propulsive forces F_{P1} and F_{P2} for i-th moving mass are determined. From Newton's mechanics the average velocity equation is derived. As can be seen the average velocity is not depends on mass weight m (in the case when each mass is the same) but especially on number of used masses N . The optimal number of masses is derived from the average velocity equation and average velocity dependence on number of masses with different angles of inclination is shown in the graph. The N-mass system will have the maximum velocity when angle of inclination is 0° and number of masses $N=3$.

It is clear that in practice applications it is impossible to achieve the same static friction coefficient f_s for all static masses and thereby create the same propulsive forces for

moving mass during entire one motion cycle. Therefore above mentioned equations are slightly limited and they can be used only in laboratory conditions meanwhile.

Acknowledgement

The contribution is the result of the project implementation: Centre for research of control of technical, environmental and human risks for permanent development of production and products in mechanical engineering (ITMS:26220120060) supported by the Research & Development Operational Programme funded by the ERDF.

The contribution is also the result of project VEGA 1/1205/12 "Numerical modeling of mechatronic systems".

This contribution is also the result of the project implementation "LOCOSNAKE (2011et017)– locomotion of robotic mechanisms with control software" supported by the grant program E-talent funded with Foundation of Tatra Banka.

References

- [1] Zimmermann, K., Zeidis, I., Steigenberger, J., Behn, C., C., Bohm, V. Popp, J., Kolev, E., Naltova, V.A.; "Worm-like locomotion systems" (WLLS) – Theory, Control and Prototypes, Climbing & Walking Robots, ISBN 978-3-902613-16-5, pp. 429-456, October 2007, Austria.
- [2] Dowling, K. J., "Limbless locomotion: Learning to crawl with a snake robot", PhD thesis, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, 1997.
- [3] Hopkins J. K., Spranklin B. W., Gupta S.K., A survey of snake-inspired robot designs, Bionispiration and Biomimetics, 2009.
- [4] Olsson, H., Åström, K. J., Canudas de Wit, C., Gäfvert, Lischinsky P., "Friction models and friction compensation", European journal of control, No. 4, pp. 176-195, December, 1998.
- [5] Amstrong, B., "Stick slip and control in low-speed motion", IEEE transaction on automatic control, vol. 38, No. 10, 1993.
- [6] Iurian, C., Ikhoulane, F., Rodellar, J., Grinó, R., "Identification of a system with dry friction", University of Barcelona, September, 2005.
- [7] Chernousko, F. L., "The optimum rectilinear motion of a two-masses", J. Appl. Maths. Mechs, Vol. 66, No. 1, pp. 1-7, Elsevier Science Ltd, 2002.
- [8] Gmiterko, A., Kelemen, M., Virgala, I., Surovec, R., Vacková, M., "Modeling of a snake-like robot rectilinear motion and requirements for its actuator", IEEE 15th International conference on intelligent engineering systems, Poprad, 2011.

Ing. Ivan Virgala

Technická univerzita v Košiciach
 Strojnícka fakulta
 Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
 Letna 9
 04200
 055/6022456
 Ivan.virgala@tuke.sk

Hyper-redundancia a jej aplikácia v robotike

Erik Prada, Alexander Gmitterko, Michal Kelemen, Róbert Surovec, Ivan Virgala, Martina Vacková

Abstrakt

Článok sa zaoberá základným definovaním pojmu hyper-redundancie a aplikáciou tejto schopnosti v oblasti servisnej a priemyselnej robotiky. V úvode článku je spomenuté prvé stretnutie sa s pojmom hyper-redundancie v práci G.S. Chirikjiana a jeho všeobecné zadefinovanie. V nasledujúcej časti je stručne opísaná hyper-redundancia z hľadiska biológie a to hlavne inšpirovanie sa biologickými vzormi. V ďalšej časti sú popísané možné aplikácie hyper-redundancie z oblasti manipulačnej techniky. Záverečná časť článku obsahuje stručný úvod do kinematiky redundantných mechanizmov a priblíženie algoritmov rozšírenej Jakobiho metódy a Moore – Penroseho inverznej metódy.

Kľúčové slová: redundancia, hyper-redundancia, stupeň voľnosti, kinematika, Jakobiho metóda, Moore-Penroseho algoritmus, tensor-arm

Úvod

So slovným spojením hyper-redundancie sa prvý krát stretávame v práci G.S. Chirikjiana. V nej hyper-redundanciu zadefinoval ako vlastnosť robotických mechanizmov, ktoré majú vysoký počet nezávislých stupňov voľnosti a spolu s veľkým počtom akčných členov dosahujú mechanizmy schopnosť manipulovateľnosti väčšej, ako je potrebné pre splnenie konkrétnej úlohy. Veľký podiel na splnení danej úlohy má tak kinematická redundancia. Tá nám určuje mantineli v akých sa pri návrhu mechanizmu môžeme hýbať. V závislosti od požadovanej úlohy mechanizmu môžeme mechanizmy klasifikovať ako hyper-redundantno manipulačné alebo hyper-redundantno lokomočné. Závisí to priamo od toho či je našou úlohou manipulovať s cudzím objektom, alebo vykonať lokomóciu za účelom presunu z jedného miesta na iné. S hyper-redundanciou priamo súvisí aj morfológia zloženia mechanizmu. V makroskopickom vyjadrení môžu hyper-redundantné mechanizmy pri sériovom zapojení článkov nadobúdať tvar veľmi podobný s biologickými predlohami ako sú slonie choboty, hady a rôzne chápadla živočíchov [2].

1. Hyper-redundancia v biológii

V prírode sa vyskytuje veľké množstvo príkladov hyper-redundantných živočíchov. Tie môžeme rozdeliť buď na živočíchov, ktorých morfológia celého tela má hyper-redundantný charakter, alebo jednotlivé časti tela majú hyper-redundantný charakter. Do kategórie s celotelovou hyper-redundantnou morfológiou patria červy, hady, slimáky a rôzne vodné živočíchov. Telo týchto živočíchov je vplyvom evolúcie usporiadané tak aby sa v konkrétnom prostredí vedeli čo najlepšie pohybovať či už za účelom získavania potravy, rozmnožovania sa alebo len obyčajného prežitia. Typy lokomócie aké požívajú tieto živočíchov sú odlišné a závisia od konkrétnej situácie v danom momente [2].

Napríklad u červov ako dážďovka je pohyb usporiadaný tak aby sa dokázala dobre pohybovať v úzkych chodbičkách pôdy. Dážďovka vie svoje články tela pri pohybe zužovať

a rozťahovať tak aby sa dotýkala stien chodby a za pomoci trenia sa postupne posúvala dopredu.



Obr.1 Plaziaci sa had využívajúci bočný pohyb s nerovnosťami terénu [3]

Fig.1 Snake with using lateral undulation locomotion in environment with obstacles [3]

Samotná kapitola typov pohybov je u hadov, ktoré používajú rôzne kombinácie základných pohybov ako priamočiary pohyb, bočné vlnenie, harmonikovitý pohyb a bočný pohyb s využitím nerovnosti terénu (Obr.1) [2]. K živočíchom, ktorých končatiny majú hyper-redundantný charakter patria napríklad slony, chobotnice, sépie atď.



Obr.2 Porovnanie slonieho choboty a jeho hyper-redundantného znázornenia v podobe mechanizmu [7]

Fig.2 Compare of elephant trunk with hyper-redundant mechanism [7]

Sloní chobot má unikátnu uchopovaciu schopnosť čo spôsobuje jeho anatomické rozloženie (Obr.2). Slon si vie za pomoci choboty poradiť s malými jemnými ako aj s rozmernými a ťažkými predmetmi. V prípade chobotníc je princíp činnosti ich ramien diametrálne odlišný. Podstatné je že si ramena zachovávajú hyper-redundantný charakter. Ich ohybnosť je spojená aj s prostredím vody, v ktorej sa nachádzajú. Chobotnice si s pomocou ramien dokážu poradiť aj so situáciami kde sa vyžaduje veľká flexibilita a jemnosť. Chápadla používajú pri pohybe, chytaní potravy, maskovaní alebo pri obrane pred predátormi (Obr.3).

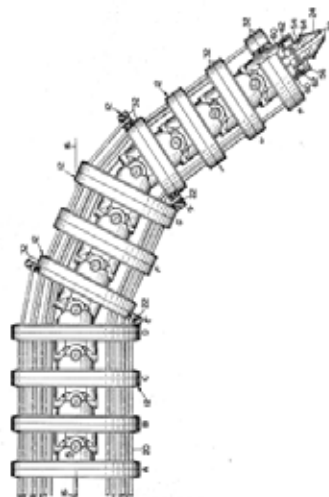


Obr.3 Chobotnica vo svojom prirodzenom prostredí [4]

Fig.3 Octopus in its natural environments [4]

2. Hyper-redundancia v minulosti a v súčasnosti

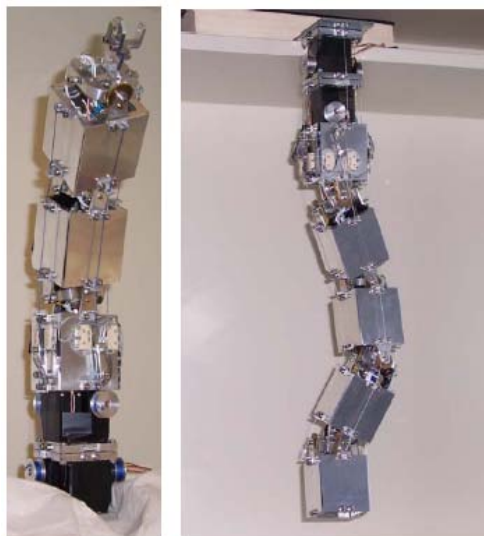
Mechanizmami s vlastnosťou hyper-redundancie sa výskumníci začali zaoberať ešte pred Chirikjanom. Najviac pozornosti sa sústredilo na výskum v oblasti manipulátorov. Medzi prvými v tejto oblasti boli Victor C. Anderson a Ronald C. Horn [1] so svojím „tensor arm“ ktorý si nechali patentovať (Obr.4). Ďalším zaujímavým riešením bolo vytvorenie manipulátora „Orm“ na Standforde, ktorý používal kaskádovo uložené pneumatické akčné členy [2]. Tieto dva predchádzajúce riešenia sú charakteristické tým, že jednotlivé články s akčnými členmi sú spojené sériovo. Paralelné riešenie využíval „VGTM – Variable Geometry Truss Manipulator“ od F. Naccarata a P.C. Hughesa [5]. Ty použili v práci algoritmus Inverznej kinematiky a konštrukčné riešenie obsahovalo viacero lineárnych akčných členov ktorých pôsobením dochádzalo k zmene tvaru sieťovej štruktúry pozostávajúcej z členov pevnej dĺžky, akčných členov a kĺbov. Na obrázku (Obr.5) je znázornený HRCR (Hyper Redundant Chain Robot), ktorý sa nazýva „3D-Trank“. Predstavuje prototypové riešenie slonieho choboty, v Bersteinovom centre výpočtových neurovied, na univerzite v Gottingene v Nemecku [6]. KeJun Ning a Florentin Worgotten použili netradičné riešenie, pozostávajúce z trojčlánkového so štyrmi stupňami voľnosti a päťčlánkového s ôsmimi stupňami voľnosti. Princíp 3D Tranka spočíva vo využití princípu uzamykania jednotlivých kĺbov. 3D Trank používa ako pohon štvoricu jednosmerných motorov upravených tak aby maximálny krútiaci moment bol 1Nm a maximálne otáčky motora boli približne 20 RPM. Na každom motore sú upevnené navijaky ,ktoré slúžia na navíjanie štyroch vodiacich drôtov. Vodiace drôty prechádzajú vodiacími očkami na každom segmente a pôsobením navijaka dochádza k uplatneniu kladkového zdvihu.



Obr.4 Tensor-arm, jeden z prvých patentov hyper-redundantného mechanizmu [1]

Fig.4 Tensor-arm, one of the first hyper-redundant mechanism patent [1]

Vodiace drôty sú symetricky rozmiestnené v osiach článkov. Pôsobiace ťahové sily v drôtoch sú snímané prostredníctvom snímacích komponentov umiestnených na prvom segmente. Pre pootočenie kĺbov po špecificky nastavených hodnotách sa používa prevodová spojka, ktorej umiestnenie je ovplyvnené západkovým mechanizmom ktorý tvorí feromagnetické jadro elektromagnetického akčného člena. Pracovný rozsah natáčania kĺbu je od -27 stupňov do 27 stupňov s rozlíšením 4.5 stupňa. Kontrola daného natočenia kĺba sa vykonáva prostredníctvom potenciometra prepojeného prostredníctvom prevodovky na spojku. Pre ovládanie elektromagnetických akčných členov boli použité mikropočítače ATMEGA16 ako generátory PWM signálu a MOSFET zapojenie pre spínanie elektromagnetických akčných členov. Ovládanie motorov bolo zabezpečené prostredníctvom radiacej dosky v základnom module, prepojenej s PC cez sériový port RS-485 [6].



Obr.5 „3D-Trank“ 3 – článkový, 5 – článkový hyper-redundantný robot [6]

Fig.5 „3D-Trank“ 3 – parts and 5 – parts hyper-redundant robot [6]

3. Základy kinematiky redundantných me- chanizmov

Kinematické vzťahy robotických manipulátorov sú formulované k rámu pevných elementov mechanizmu. Vzťah medzi referenčným rámom a kinematickými atribútmi manipulátora sú reprezentované dĺžkou jednotlivých elementov, uhlom natočenia medzi elementmi a kĺbmi. Je možné tak uplatniť Denavit-Hartenbergovú metódu, v ktorej sú použité homogénne transformácie pre opis relatívnych pootočení a posunutí príslušných spojených častí. Prvok v základni je označený ako $j=0$, ktorý poskytuje inicializačné priestorové referencie. Koncový člen označujeme ako $j=n$, ktorý udáva orientáciu a pozíciu pri n stupňoch voľnosti v rámci sériovej štruktúry. Pri priamej kinematike sériovej štruktúry manipulátora platí [2]:

$$\mathbf{x}_{ee} = \mathbf{f}(\mathbf{q}) \quad (1)$$

kde \mathbf{q} je vektor uhlov kĺba a \mathbf{x}_{ee} je vektor pozície koncového člena. V diferenciálnom tvare môže byť opis polohy koncového člena v rámci priamej kinematiky nasledovný:

$$\delta \mathbf{x}_{ee} = \mathbf{J}(\mathbf{q}) \delta \mathbf{q} \quad (2)$$

Kde $\mathbf{J}(\mathbf{q})$ je Jakobián, transformačná matica s prvkami \mathbf{J}_{ij} .

$$\mathbf{J}_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial q_j} \quad (3)$$

f_i a q_i sú prvky vektora $\mathbf{f}()$ respektíve vektora \mathbf{q} .

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial q_1} & \frac{\partial f_1}{\partial q_2} & \frac{\partial f_1}{\partial q_3} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial q_1} & \frac{\partial f_2}{\partial q_2} & \frac{\partial f_2}{\partial q_3} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial q_n} \\ \frac{\partial f_3}{\partial q_1} & \frac{\partial f_3}{\partial q_2} & \frac{\partial f_3}{\partial q_3} & \dots & \frac{\partial f_3}{\partial q_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_n}{\partial q_1} & \frac{\partial f_n}{\partial q_2} & \frac{\partial f_n}{\partial q_3} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial q_n} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Pri použití inverznej kinematiky sa zameriame na určenie uhlov kĺbov, vektora \mathbf{q} čo nám prinesie požadovanú pozíciu a orientáciu koncového člena.

$$\mathbf{q} = \mathbf{f}^{-1}(\mathbf{x}_{ee}) \quad (5)$$

V prípade riešenia neredundantných manipulátorov kde rozmery vektorov sú nasledujúce:

$$\dim(\mathbf{q}) = n = \dim(\mathbf{x}_{ee}) = m \quad (6)$$

Tento problém inverznej kinematiky môže byť riešený v diferenciálnom tvare nasledovne:

$$\delta \mathbf{q} = \mathbf{J}^{-1}(\mathbf{q}) \delta \mathbf{x}_{ee} \quad (7)$$

Pri riešení môžu nastať dve obmedzenia. V prvom prípade ak Jakobiho matica je singulárna to znamená že jej determinant je rovný nule:

$$\det(\mathbf{J}) = 0 \quad (8)$$

To spôsobí, že nie je možné vytvoriť inverznú Jakobiho maticu. Fyzicky to zodpovedá strate schopnosti manipulátora sa pohybovať v jednom alebo viacerých smeroch. V druhom prípade ak je manipulátor redundantný, čo znamená že platí:

$$\dim(\mathbf{q}) = n > \dim(\mathbf{x}_{ee}) = m \quad (9)$$

Keďže Jakobiho matica nie je už štvorcového typu, boli vytvorené pre redundantné manipulátory alternatívne metódy výpočtu:

- Moore-Penroseho pseudo-inverzná metóda
- Rozšírená-Jakobiho metóda

Vzťah Moore-Penroseho pseudo inverznej metódy má nasledujúci tvar [2]:

$$\mathbf{J}^+ = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{J}^T (\mathbf{J} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{J}^T)^{-1} \quad (10)$$

$$\mathbf{J} \in \mathbf{R}^{m \times n}, \mathbf{W} \in \mathbf{R}^{m \times n}, \mathbf{J}^+ \in \mathbf{R}^{n \times m} \quad (11)$$

$$\mathbf{J}^+ = \mathbf{J}^{-1} \text{ak } n = m$$

V prípade ak je $n > m$ platí rovnica:

$$\delta \bar{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^+ \delta \bar{\mathbf{x}}_{ee} - \left[(\mathbf{I}_n - \mathbf{J}^+ \mathbf{J}) \bar{\mathbf{V}} H \right] \quad (12)$$

$$\mathbf{I}_n \in \mathbf{R}^{n \times n} \quad (13)$$

\mathbf{I}_n je jednotková matica, $(\mathbf{I}_n - \mathbf{J}^+ \mathbf{J})$ je operátor, ktorý zobrazuje n -vektory na nulový priestor Jakobiho matice. \mathbf{W} je symetrická, pozitívne definitná váhová matica. Moore-Penroseho postup je pomerne populárny pre riešenie redundantných mechanizmov. Pri použití tohto algoritmu však nastávajú dve problémy. Prvým problémom je to, že algoritmus nie je nevyhnutne cyklický. V prípade trajektórie uzavretej slučky, ktorú vykonáva koncový efektor, pohyb kĺbov manipulátora nemusí vykonávať trajektóriu uzavretej slučky. Inak povedané, koncový efektor manipulátora môže sledovať trajektóriu uzavretej slučky, ale nastavenia manipulátora sa nevrátia do východných nastavení ak koncový efektor prejde do východnej polohy. V prípade ak máme robot s veľkým počtom stupňov voľnosti, dochádza tak k problému, že robot sa zamotá. Druhým problémom Mooreho-Penroseho algoritmu je jeho výpočtová neefektívnosť.

Rozšírená Jakobiho metóda na určenie redundancie obsahuje tiež dva postupy riešenia. V jednoduchšom postupe máme nasledujúce zadefinované podmienky:

$$\mathbf{c} = \mathbf{g}(\mathbf{q}) \vee \delta \mathbf{c} = \mathbf{G}(\mathbf{q}) \delta \mathbf{q} \quad (14)$$

kde vektory \mathbf{c} a \mathbf{g} patria do množiny \mathbf{R}^{n-m} .

$$\begin{bmatrix} \delta \mathbf{x}_{ee} \\ \delta \mathbf{c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{J} \\ \mathbf{G} \end{bmatrix} \delta \mathbf{q} \quad (15)$$

$$\delta \mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{J} \\ \mathbf{G} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \delta \mathbf{x}_{ee} \\ \delta \mathbf{c} \end{bmatrix} \quad (16)$$

Jedno partikulárne riešenie vektora funkcií \mathbf{g} a \mathbf{c} je nasledujúce:

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}) = \left[(\mathbf{I}_n - \mathbf{J}^+ \mathbf{J}) \bar{\mathbf{V}} H \right] \quad (17)$$

$$\mathbf{c} = \bar{0} \quad (18)$$

Toto riešenie optimalizuje funkciu $H(\mathbf{q})$ pre zobrazenie gradientu do nulového priestoru Jakobiánu, rovnako ako v pseudo-inverznom prípade. I keď je zobrazenie gradientu

rovnaké, vyskytujú sa dva základne rozdiely. Prvý rozdiel je vo väčšej príležitosti vyskytovania sa algoritmickéj singularity. Výpočtové požiadavky pre rozšírenú Jakobiho metódou sú nevhodné pre použitie u hyper-redundantných mechanizmov. Invertovanie matice (15) si vyžaduje vykonanie aritmetických operácií v $O(n^3)$. Ak rozšírený systém výpočtu je založený na rovnici (17) musia sa ďalšie výpočty pomocou pseudo-inverznej metódy vykonať rovnakým postupom. [2].

Zatiaľ čo výpočtov potrebných pre implementovanie rovníc (12), (15) a (16) explicitne zahŕňa inverziu matic, bolo preto vhodné použitie riedkych matic pre sformulovanie znovu použiteľného algoritmu. Daný algoritmus je tak možné použiť pre riešenie inverznej kinematiky a dynamiky. Táto metóda môže potenciálne zredukovať počet výpočtov na $O(n)$ pre veľké n [2].

Záver

Posledných dvadsať rokov bolo v oblasti hyper-redundantných mechanizmov riešených množstvo problémov s priamym dopadom na praktickú aplikáciu. Použitie hyper-redundantných mechanizmov má v budúcnosti veľký potenciál hlavne v aplikáciách kde je potrebná vysoká manipulovateľnosť. Hyper-redundantné mechanizmy či už postavené na báze manipulátorov, alebo využívajúce lokomočný princíp celého tela, sa so zvyšujúcimi poznatkami z oblasti kinematiky, dynamiky a riadenia budú ďalej zdokonaľovať a budú schopné plniť množstvo jednoduchých ale aj zložitých úloh. Práve schopnosť využitia vysokého počtu stupňov voľnosti spolu so zvyšujúcim sa kontinuom celého tvaru dáva celkovej funkčnosti nespochybniteľnú výhodu manevrovateľnosti v priestore.

PodĎakovanie

Autori by sa týmto chceli poďakovať Vedeckej grantovej agentúre Ministerstva školstva, vedy, výskumu a športu Slovenskej republiky a Slovenskej akadémie vied (VEGA 1/1205/12). „Numerické modelovanie mechatronických sústav“ Tento článok vznikol taktiež s podporou Nadácie Tatra Banky v rámci grantového programu E-talent –projekt (2011et017) „LOCOSNAKE - pohyb robotických mechanizmov s podporou riadiaceho softvéru.“

Literatúra

- [1] ANDERSON, V. C., HORN, R. C.: Tensor arm manipulator. In: United States Patent Office. Patent number: 3,497,083 24.02.1970
- [2] CHIRIKJIAN, G. S.: Theory and Applications of Hyper-Redundant Robotic Manipulators. Dissertation thesis. In: California Institute of Technology. 22.5.1992. Pasadena, California, USA.
- [3] GOLDMAN, C. L.: Eastern Coral Snake. In: National Geographic Society. [online] <<http://animals.nationalgeographic.com/animals/reptiles/eastern-coral-snake/>>.

Abstract

The article deals with the basic definition of hyper-redundancy and application of skills in the service and industrial robotics. At the beginning of the article is mentioned the first encounter with the concept of hyper-redundancy in Chirikjian's thesis and its definition. In the following part is briefly described hyper-redundancy in terms of biology and especially inspired with biological pattern. The next section describes the possible application of hyper-redundancy like as in design robotic manipulator. The final part of the article contains a brief introduction to the kinematics of redundant mechanisms and zoom in algorithms and extended methods of the Jacobins and enlarged Moore-Penrose inverse method.

Ing. Erik Prada

Prof. Ing. Alexander Gmiterko, PhD.

Doc. Ing. Michal Kelemen, PhD.

Ing. Martina Vacková

Ing. Robert Surovec

Ing. Ivan Virgala

Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta, Ústav špeciálnych technických vied
Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky
Letná 9
042 00 Košice
00421 55 602 2719
erik.prada@tuke.sk

Metódy kinematickej analýzy pre lokomočné štruktúry imitujúce pohyb hada

Róbert Surovec, Alexander Gmitterko, Michal Kelemen, Ivan Virgala, Erik Prada, Martina Vacková

Abstrakt

Hadom inšpirované roboty sú pomerne novou problematikou v oblasti mechatroniky, pričom prvé prototypy boli skonštruované v sedemdesiatych rokoch dvadsiateho storočia. Pred samotným návrhom týchto článkovaných mechanizmov je však potrebné preštudovať základné druhy pohybov biologických hadov a následne pristúpiť k ich matematickému opisu. Pre tento účel sa používa niekoľko metód kinematickej analýzy. Článok pojednáva o prehľade historického vývoja hadovitých robotov a demonštruje tri najbežnejšie používané metódy kinematickej analýzy, akými sú Denavit-Hartenbergov princíp rozmiestnenia súradnicových systémov, klasická maticová metóda z ktorej sú väčšinou odvodené všetky ostatné a princíp chrbticovej krivky (backbone curve).

Kľúčové slová: Hadovitý robot, mechatronika, pohyb, kinematika

Úvod

Problematika hadom inšpirovaných robotov je v súčasnosti predmetom početných výskumov v oblasti mechatroniky. Zistilo sa totiž, že je ich oveľa výhodnejšie aplikovať v obmedzenom priestore ako roboty väčších rozmerov s doposiaľ zaužívanými podvozkami, nakoľko na zemetraseniami alebo výbuchmi postihnutých lokalitách by sa hadovitý stroj zľahka preplazil cez trosky zrútených budov aby našiel prežívajúcich. Okrem toho majú roboty imitujúce pohyb hada širokú škálu využitia, napríklad vo vojenstve z dôvodu špehovania nepriateľských zložiek, no môžu plniť aj inšpekčné účely v jadrovom priemysle. Nakoľko pri návrhu ešte nie je vopred známe, v akom prostredí sa bude robot presne pohybovať, pri kinematickej analýze sa používajú také metódy, prostredníctvom ktorých sa určí polohový vektor určitého vymedzeného bodu jedného článku vzhľadom k základnej súradnicovej sústave umiestnenej do vzťažného bodu, voči ktorému sa hadovitý mechanizmus pohybuje. Väčšinou sa použijú klasické maticové transformačné metódy alebo z nich odvodené princípy, akým je aj Denavit-Hartenbergova metóda ktorá sa bežne používa pre riešenie kinematiky u priemyselných manipulátorov. Novým prístupom kinematickej analýzy je aj metóda chrbticovej krivky (backbone curve), ktorú po prvý krát aplikoval Chirikjian a Burdick pri riešení ich hyper-redundantného mechanizmu. V nasledujúcich kapitolách budú opísané vývojové etapy hadom inšpirovaných robotov až po súčasnosť, základné druhy pohybov biologických hadov, so znalosťami ktorých je nevyhnutné disponovať pre následné zostavenie matematického modelu, a napokon v poslednej kapitole budú na jednoduchých príkladoch demonštrované jednotlivé vyššie spomenuté metódy kinematickej analýzy.

1. História vývoja hadom inšpirovaných robotov

Človeka už od nepamäti fascinovala predstava, že jedného dňa bude schopný vytvárať ľuďom alebo iným živočíchom

podobné stroje. Vznikali stále zaujímavejšie návrhy, avšak väčšina z nich zostala iba na papieri. Podobne to bolo aj u ruského maliara, grafika a konštruktéra Petra Mituricha, ktorý okolo roku 1920 začal skicovať hadom inšpirované mechanizmy, ním označované ako Volnoviky. Tie fungovali väčšinou na báze hodinového stroja, ktoré by počas pohybu vpred využívali priečne vlnenie segmentov tela.

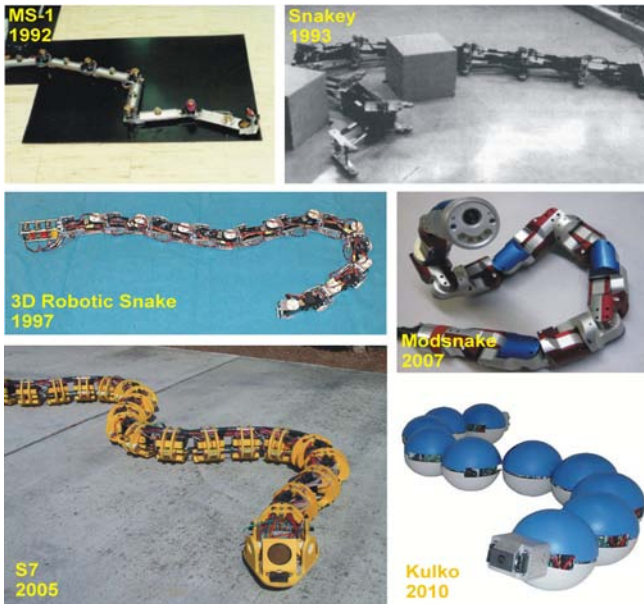


Obr.1 Séria robotov ACM

Fig.1 The family of ACM

V časoch, keď technika dosiahla dostatočne vysokú úroveň, sa tieto sny stali skutočnosťou a postupne sa pristúpilo k fyzickej realizácii. Prvým, kto skonštruoval plne funkčný stroj imitujúci pohyb hada, bol profesor Shigeo Hirose z Tokyjského Inštitútu Technológie. Prostredníctvom svojho stroja Active Cord Mechanism ACM-3, vyvíjaného medzi rokmi 1972 až 1975, sa tak stal priekopníkom v oblasti hadovitých robotov. Pozostával z dvadsiatich sériovo spojených valcových segmentov, medzi ktorými boli servosystémami poháňané klby s dvoma stupňami voľnosti a pre minimalizáciu trenia medzi telom a hladkou podložkou sa na spodok každého segmentu umiestnili pasívne kolesá. Napájanie bolo zabezpečené prívodnými káblami z externého zdroja. ACM-3 sa stal podkladom pre ďalšie vývojové etapy Hiroseho hadom inšpirovaných robotov, pričom všetky využívali pomocné lokomočné zariadenia. Najnovším riešením

je v roku 2005 predstavený ACM-R5, ktorej jedinečnosť spočíva v jeho využití tak na suchom povrchu ako aj pod vodnou hladinou. Sériu robotov ACM je zobrazená na obrázku 1. Hirose svojou prácou zaujal aj ďalších vynálezcov, ktorí čoskoro predložili svetu vlastné riešenia mechanizmov s lokomóciou hada. Nechal sa ním inšpirovať aj profesor Yoram Koren so svojim študentom Yansongom Shanom z Michiganskej Univerzity, ktorí v roku 1992 skonštruovali mechanického hada, zvaného Michigan snake 1 (MS-1). Skladal sa zo šiestich článkov, ako akčné členy boli použité jednosmerné motory a pre efektívnejší dopredný kĺzavý pohyb sa pod každým segmentom umiestnili dva guľové kolesá a kolíky pre zabránenie spätného pohybu robota. Zdokonalenou verziou je MS-2, pri ktorej sa odstránili guľové kolesá, takže moduly robota sú v priamom kontakte s podložkou [1].



Obr.2 Ďalšie modely hadovitých robotov

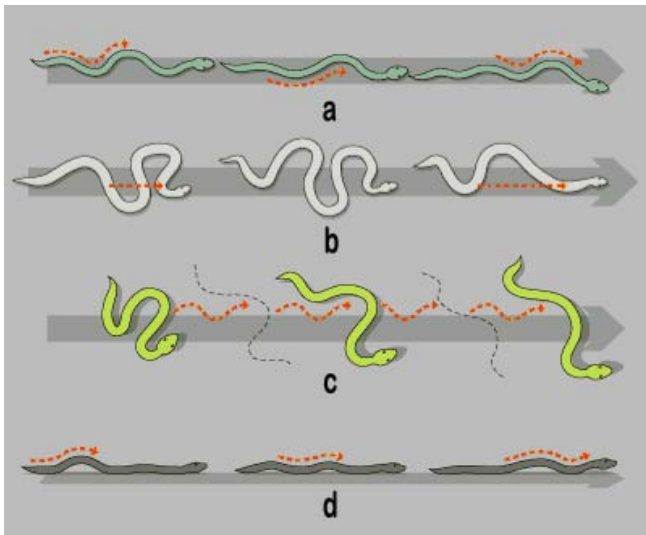
Fig.2 Other models of snake-like robots

Na prelome 80. a 90. rokov začal navrhovať a zostrojovať mechanizmy imitujúce pohyb hada aj Dr. Gavin Miller. Vytvoril celú sériu robotov s pasívnymi kolesami počnúc modelom S1 po S7, ktoré financoval on sám. Nakoľko jednotlivé modely obsahovali stále viac a viac pohonov, začal experimentovať s hadovitým strojom, ktorý by bol poháňaný prostredníctvom jedného motora v hlavovom segmente a pohyb by bol realizovaný pomocou ozubených prevodov a kyvadiel. Ten však z dôvodu nedokonalnej synchronizácie pohybu modulov zlyhal a preto nakoniec zostal pri koncepcii s viacerými servomechanizmami [2]. Gregory Chirikjian na Californskom Inštitúte Technológie v Pasadene (Caltech) v rámci svojej dizertačnej práce dokonca prišiel s myšlienkou vytvoriť manipulátor, zložený z viacerých segmentov spojených kĺbmi, ktorý by mal viac stupňov voľnosti ako je to pre splnenie danej úlohy žiadané. Tento mechanizmus preto nazval hyper-redundantným. V prvej polovici 90. rokov sa s profesorom Joelom W. Burdickom pustili do kinematickej analýzy a napokon pristúpili k samotnej realizácii, z čoho vzišiel mechanizmus s označením Snakey. Skladal sa z desiatich identických modulov, spojených rotačnými a prizmatickými kĺbmi s tromi stupňami voľnosti. Ďalším, kto významne prispel k rozvoju v danej oblasti bol Dr. Kevin J. Dowling z Univerzity Carnegie Mellon v Pittsburghu. V roku 1997 predstavil bezkolesového 3D robotického hada, ktorého názov naznačuje jeho schopnosť vlnenia v horizontálnej aj vertikálnej rovine. Pozostával z hlavového člena s riadiacim modulom a z desiatich segmentov hliníkovej konštrukcie s dvoma zabudovanými polohovými servomechanizmami,

navzájom pootočenými o deväťdesiat stupňov, čím sa zabezpečilo striedanie horizontálnych a vertikálnych pohybov. Od tej doby sa výskumníci snažili distancovať od použitia kolies u hadovitých robotov, takže ich pohyblivosť bola zabezpečená trením medzi telom mechanizmu a podložkou [1]. Taktiež na Univerzite Carnegie Mellon sa rovnakej problematike začal venovať aj Dr. Howie Choset. So svojím tímom od prelomu 20. a 21. storočia navrhuje hadovité roboty, ktoré by sa okrem preplazenia do neprístupných priestorov dokázali vyšplhať po stĺpovitých objektoch. Sériu týchto mechanizmov dostala pomenovanie Modsnake a ako akčný člen bol vo väčšine prípadoch použitý modifikovaný polohový servomechanizmus značky Hitec HS-5955TG [3]. Vedci Škandinávskej nezávislej výskumnej organizácie SINTEF a pracovníci Katedry kybernetiky Nórskej univerzity vedy a techniky sa pri návrhu robota imitujúceho pohyb hada nechali inšpirovať faktom, že biologické hady pre rýchlejší a efektívnejší pohyb využívajú nerovnosti terénu a prekážky. V polovici nultých rokov 21. storočia vznikol prototyp zvaný Aiko, pozostávajúci z jedenástich valcových segmentov spojených kardanovými kĺbmi. Za akčné členy sa zvolili elektrické jednosmerné motory [4]. Sofistikovanejším riešením je robot Kulko vyvinutý v roku 2010, ktorý vo svojich moduloch obsahuje aj snímače dotykových čl. Každý kĺb je poháňaný na kontinuálnu rotáciu upraveným polohovým servomechanizmom značky Hitec HS-5955TG, ktorého výstupný hriadeľ je pripojený k závitovkovému kolesu cez reťazový prevod. Na rozdiel od Aika, Kulko automaticky vyhľadáva nerovnomerne rozložené prekážky o ktoré sa potom po ich nájdení zaprie a až tak postupí vpred [5]. Vyššie opísané modely sú zobrazené na obrázku 2. V súčasnosti je mechanizmov imitujúcich pohyb hada oveľa viac, avšak v tejto kapitole spomenuté riešenia inšpirovali k práci ďalších výskumníkov pôsobiacich v danej oblasti. Je teda zrejmé, že postupom času sa hadom inšpirované roboty rozšírili a prešli niekoľkými zdokonaleniami. Týka sa to najmä miniaturizácie súvisiace s použitým pohonom a zdrojom energie ale aj postupného odstraňovania pasívnych kolies.

2. Základné typy pohybov biologických hadov

Prvé hady sa objavili v druhohornom útvare krieda približne pred 150 až 100 miliónmi rokov, avšak od súčasných sa líšili tým, že na ich panve boli ešte dva páry malých v kolene ohnutých nôh bez chodidiel. Dodnes sa horlivo diskutuje, aký mala príroda dôvod na redukciu končatín. Niektorí vedci sa domnievajú, že sa to stalo následkom ich podzemného života, nakoľko pre pohyb vpred sa im stačilo zaprieť so svojim podlhovastým telom o steny tunelov. Postupom času niektoré jedince opustili podzemie a svoj pohyb museli prispôbiť podmienkam zemského povrchu, po ktorom museli vykonávať plazivý pohyb [6]. V súčasnosti rozoznávame štyri základné druhy pohybov, závislé predovšetkým od čelade a prostredia. Dopredný pohyb bočným vlnením (Obr.3 a) sa uskutočňuje tvorbou horizontálnych vln pozdĺž hada od chvosta až po hlavu, pričom každý bod tela prejde rovnakú dráhu v tvare sinusoidy. Harmonikovitý pohyb (Obr.3 b) spočíva v tom, že had harmonikovito zloženú časť svojho tela udržiava v pevnej polohe kým zvyšná časť sa buď tlačí alebo ťahá vpred. Po vykonaní tohto procesu si tieto dve časti tela vymenia úlohu. Pri bočnom pohybe (Obr.3 c) had nadvihuje časť svojho tela a bez toho aby medzi šupinatou kožou a podložkou vznikala kĺzavý pohyb, poháňa svoje telo vbok. Medzi telom a povrchom zeme je krátky statický kontakt [7]. Proces priamočiareho pohybu (Obr.3 d) prebieha vytváraním vertikálnych vln s malou amplitúdou pozdĺž tela od chvosta až po hlavu. Zabezpečuje sa to kontrakciou svalov a súčasným opieraním sa brušnými šupinami o nerovnosti povrchu [8].



Obr.3 Základné pohyby biologických hadov
Fig.3 Basic types of locomotion in biological snakes

3. Najčastejšie používané metódy kinematickej analýzy pri riešení hadovitých robotov

Pri riešení kinematiky u hadovitých robotov nie je vždy známe, v akom prostredí sa budú pohybovať alebo s akými prirodzenými a antropogénnymi prekážkami sa budú musieť vysporiadať. Z tohto dôvodu sa používajú metódy na určenie polohového vektora zvoleného bodu určitého článku vzhľadom ku globálnej súradnicovej sústave umiestnenej do vzťažného bodu vonkajšieho priestoru.

3.1 Klasická maticová transformačná metóda

Homogénne transformácie sa používajú pre určenie polôh a orientácii článkov mechanizmu vzhľadom ku globálnemu súradnicovému systému. Nech sa hadovitý robot skladá z troch identických valcových segmentov s dĺžkou l_i a polomerom r_i , pričom prvým je s_{i-1} , prostredným s_i a posledným s_{i+1} . Tieto moduly sú navzájom spojené planárnym rotačným kĺbom s uhlom pootočenia φ_i . Základný statický globálny súradnicový systém $B_j = \{x_b, y_b, z_b\}$ je umiestnený do vzťažného bodu, ktorý je v rovnakej výške nad podložkou ako ťažiská jednotlivých segmentov T_i , t.j. výška h sa rovná polomeru segmentov r_i (Obr.4). Nakoľko had nemá pevnú základňu, je potrebné tento statický súradnicový systém pretransformovať na lokálny v ťažisku posledného článku T_{i+1} (Obr.5). Výsledkom je lokálny pohyblivý súradnicový systém $M = \{x_m, y_m, z_m\}$, ktorej transformačná matica vyzerá nasledovne:

$$C_m = \begin{bmatrix} \cos \xi & -\sin \xi & 0 & x_{(i+1)b} \\ \sin \xi & \cos \xi & 0 & y_{(i+1)b} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

kde $x_{(i+1)b}$ a $y_{(i+1)b}$ sú súradnice ťažiska T_{i+1} závislé na meniackej sa polohe posledného modulu, ξ reprezentuje uhol medzi osami $x_b(y_b)$ a $x_m(y_m)$ pri natočení okolo osi z_b . Nasledujúcim krokom je posunutie osi z_0 v smere osi x_0 o vzdialenosť a , t.j. do kĺbu spájajúceho segmenty s_{i+1} a s_i . Získa sa translačná homogénna matica C_1 :

$$C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Ďalej je potrebné natočiť os x_1 okolo osi z_1 o uhol φ_i , výsledkom čoho je rotačná matica C_2 :

$$C_2 = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & 0 & 0 \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Zostáva už len posunúť osi z_2 v smere osi x_2 o vzdialenosť b do ťažiska i -teho článku T_i , čím sa získa translačná homogénna matica C_3 :

$$C_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & b \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Vynásobením jednotlivých dielčích transformačných matic dvoch článkov spojených rotačnou jednotkou medzi sebou v poradí, ako boli pohyby uskutočnené, a následné vynásobenie tohto produktu maticou lokálneho pohyblivého súradnicového systému umiestneného v ťažisku posledného segmentu sa získa výsledná homogénna matica H_i :

$$H_i = C_m \cdot \prod_{i=1}^{n-1} C_i \quad (5)$$

V nej sú prítomné zložky polohového vektora i -teho článku vzhľadom na j -ty vzťažný bod r_{ij} :

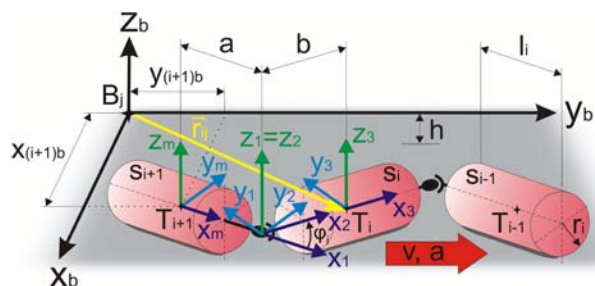
$$x_{ij} = x_{(i+1)b} + a \cdot \cos \xi + b \cdot \cos(\xi + \varphi_i) \quad (6)$$

$$y_{ij} = y_{(i+1)b} + a \cdot \sin \xi + b \cdot \sin(\xi + \varphi_i) \quad (7)$$

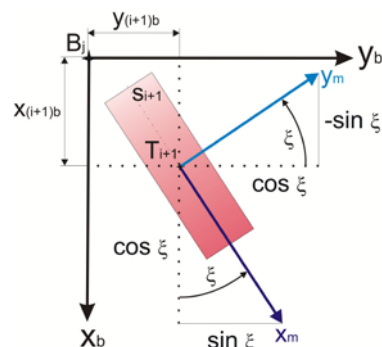
$$z_{ij} = 0 \quad (8)$$

Polohový vektor ťažiska i -teho segmentu vzhľadom na j -ty vzťažný bod sa teda získa:

$$r_{ij} = x_{ij} \cdot \mathbf{i} + y_{ij} \cdot \mathbf{j} + z_{ij} \cdot \mathbf{k} \quad (9)$$



Obr.4 Klasická maticová transformačná metóda
Fig.4 Classic matrix transformation method



Obr.5 Získanie lokálneho pohyblivého súradnicového systému

Fig.5 Acquisition of a local mobile coordinate system

Po prvej derivácii matice H_i , sa získa matica rýchlostí V_i , z ktorej sa určí rýchlosť ťažiska i -teho segmentu hadom inšpirovaného robota vzhľadom k j -temu vzťažnému bodu, voči ktorému sa pohybuje [9]:

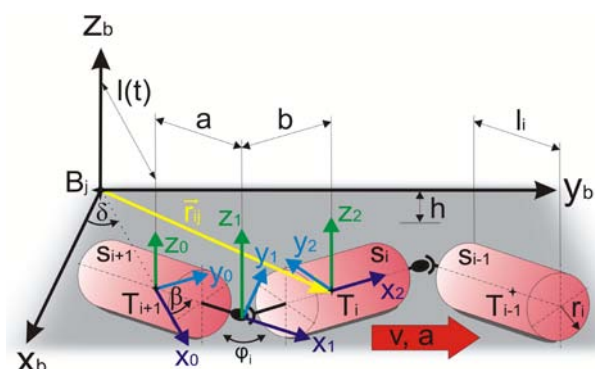
$$V_i = \frac{dH_i}{dt} = \frac{d \left(C_m \cdot \prod_{i=1}^{n-1} C_i \right)}{dt} \quad (10)$$

Druhou deriváciou matice H_i sa získa matica zrýchlenia A_i :

$$A_i = \frac{d^2 H_i}{dt^2} = \frac{d^2 \left(C_m \cdot \prod_{i=1}^{n-1} C_i \right)}{dt^2} \quad (11)$$

3.2 Denavit–Hartenbergov princíp rozmiestnenia súradnicových systémov

Metóda vypracovaná Jacques Denavitom a Richardom Scheunemannom Hartenbergom v roku 1955 je používaná hlavne u priemyselných robotov, avšak dá sa aplikovať aj na hadom inšpirované roboty.



Obr.6 Denavit-Hartenbergova transformácia

Fig.6 The Denavit-Hartenberg convention

Robot sa skladá z troch identických valcových segmentov, navzájom spojených planárnym rotačným kĺbom s uhlom pootočenia φ_i . Základný statický globálny súradnicový systém $B_j = \{x_b, y_b, z_b\}$ je umiestnený do vzťažného bodu, ktorý je v rovnakej výške nad podložkou ako ťažiská jednotlivých segmentov T_i . Nech je známa s časom sa meniaci vzdialenosť medzi počiatkom globálneho súradnicového systému a ťažiskom $(i+1)$ -teho segmentu $l(t)$. Táto priamka zvierá s osou x_b uhol δ a s osou modulu s_{i+1} uhol β (Obr.6). Transformácia globálneho súradnicového systému na lokálny v ťažisku i -teho segmentu T_i sa vykoná rovnakým spôsobom ako pri klasickej maticovej metóde, avšak s tým rozdielom, že postupne umiestňovanie lokálnych súradnicových systémov sa doplní do tabuľky (Tab.1) vo forme Denavit-Hartenbergových parametrov $(\vartheta_i, d_i, a_i, \alpha_i)$, ktoré plne charakterizujú geometrické vzťahy medzi susednými článkami spojenými rotačnou pohybovou jednotkou.

i	ϑ_i	d_i	a_i	α_i
0	δ	0	$l(t)$	0
1	β	0	a	0
2	φ_i	0	b	0

Tab.1 Tabuľka parametrov transformačných matic

Hodnoty z tabuľky 1 sa doplnia do univerzálnej transformačnej matice medzi dvoma susednými súradnicovými systémami (12), ktorého výhodou je, že má rovnaký tvar pre všetky lokálne súradnicové systémy kinematickej štruktúry bez ohľadu na typ pohybových jednotiek.

$$C_i = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_i & -\sin \vartheta_i \cdot \cos \alpha_i & \sin \vartheta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \cdot \cos \vartheta_i \\ \sin \vartheta_i & \cos \vartheta_i \cdot \cos \alpha_i & -\cos \vartheta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \cdot \sin \vartheta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

ϑ_i je uhol medzi osami x_i pri otočení okolo osi z_i , d_i predstavuje najkratšiu vzdialenosť medzi osami x_i s kladným smerom v smere osi z_i , a_i symbolizuje najkratšiu vzdialenosť medzi osami z_i s kladným smerom v smere osi x_i , α_i je uhol medzi osami z_i pri otočení okolo osi x_i . Počet riadkov v tabuľke 1 zodpovedá počtu matic, ktoré keď sa medzi sebou vynásobia, získa sa výsledná homogénna matica H_i :

$$H_i = \prod_i C_i \quad (13)$$

Z nej sú známe zložky polohového vektora i -teho článku vzhľadom na j -ty vzťažný bod r_{ij} [10]:

$$x_{ij} = l(t) \cdot \cos \delta + a \cdot \cos(\delta + \beta) + b \cdot \cos(\delta + \beta + \varphi_i) \quad (14)$$

$$y_{ij} = l(t) \cdot \sin \delta + a \cdot \sin(\delta + \beta) + b \cdot \sin(\delta + \beta + \varphi_i) \quad (15)$$

$$z_{ij} = 0 \quad (16)$$

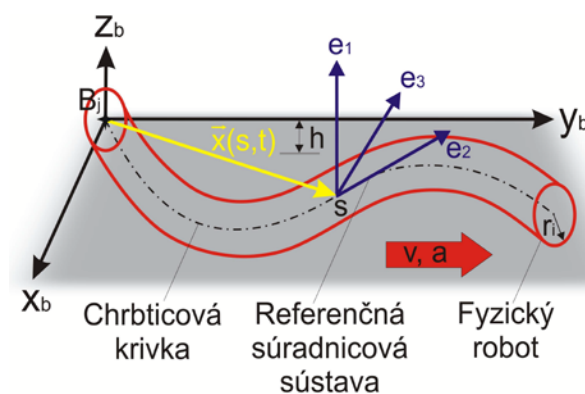
Deriváciami matice H_i sa získa matica rýchlosti a zrýchlenia.

3.3 Metóda chrbticovej krivky

Metódu chrbticovej krivky (backbone curve) po prvý krát aplikoval Gregory S. Chirikjian a Joel W. Burdick v roku 1994 pri riešení hyper-redundantného mechanizmu. Nakoľko sa pri riešení uvažuje, že sa mechanizmus skladá z nekonečného množstva modulov, chrbticovú krivku je možné považovať za čiastočne kontinuálnu krivku, ktorá zachytáva dôležité makroskopické geometrické rysy hyper-redundantného robota a tvorí jeho os (Obr.7). Pre určenie aktuálnej konfigurácie mechanizmu sa pozdĺž krivky rozmiestni séria ortonormálnych referenčných súradníc, ktorých poloha vzhľadom na základný súradnicový systém $B_j = \{x_b, y_b, z_b\}$ je matematicky vyjadrená nasledovne:

$$\bar{x}(s, t) = \int_0^s l(\sigma, t) \cdot \bar{u}(\sigma, t) \cdot d\sigma, \quad (17)$$

kde $s \in [0, 1]$ je bezrozmerná veličina a predstavuje mieru vzdialenosti pozdĺž chrbticovej krivky v čase t .



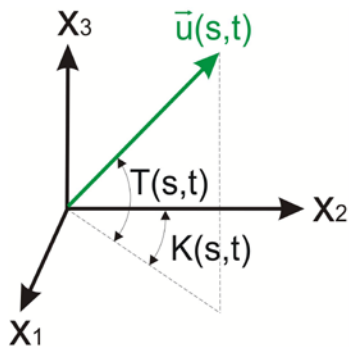
Obr.7 Metóda chrbticovej krivky

Fig.7 A backbone curve method

$l(s, t)$ reprezentuje dĺžku dotyčnice krivky a je daná vzťahom:

$$l(s, t) = 1 + \varepsilon(s, t) > 0, \quad (18)$$

pričom $\varepsilon(s, t)$ je lokálna rozťažnosť chrbticovej krivky, ktorá opisuje lokálnu expanziu alebo kontrakciu chrbtice vzhľadom k základni v čase t_0 .



Obr.8 Definícia $K(s,t)$ a $T(s,t)$

Fig.8 Definition of $K(s,t)$ and $T(s,t)$

$\bar{u}(s,t)$ je jednotkový vektor dotyčnice ku krivke v bode s a je vyjadrený:

$$\bar{u}(s,t) = [\sin K(s,t)\cos T(s,t) \quad \cos K(s,t)\cos T(s,t) \quad \sin T(s,t)]^T, \quad (19)$$

kde $K(s,t)$ a $T(s,t)$ sú Eulerove uhly (Obr.8). Celý tento opísaný úkon sa nazýva referenčná séria chrbticovej krivky, v rámci ktorého krivka spoločne s referenčnými súradnicovými systémami podrobí parametrizácii [11].

Záver

V tomto článku uvedené príklady metód kinematickej analýzy, ktoré sa bežne používajú pri riešení lokomócie hadovitých robotov, poukazujú na vhodnosť ich aplikácie. Klasická maticová metóda sa javí ako najpraktickejšia, nakoľko nie je pri nej potrebné uvažovať s viacnásobným polohovaním lokálnej súradnicovej sústavy v jednom bode ako u Denavit-Hartenbergovom princípe, avšak na úkor získania viacerých homogénnych matíc, ktorých súčin je časovo náročný bez použitia počítačových softvérov. Tieto prístupy však nevyžadujú znalosti konkrétneho aplikovaného pohybu ako pri metóde chrbticovej krivky, pri demonštrovaní ktorej sa v kapitole venovanej kinematike uvažoval rovinný dopredný pohyb bočným vlnením.

PodĎakovanie

Autori by sa týmto chceli poďakovať Vedeckej grantovej agentúre Ministerstva školstva, vedy, výskumu a športu Slovenskej republiky a Slovenskej akadémie vied (VEGA 1/1205/12). „Numerické modelovanie mechatronických sústav“ Tento článok vznikol taktiež s podporou Nadácie Tatra Banky v rámci grantového programu E-talent – projekt (2011et017) „LOCOSNAKE“ – pohyb robotických mechanizmov s podporou riadiaceho softvéru“.

Literatúra

- [1] DOWLING, K. J.: Limbless Locomotion: Learning to Crawl with a Snake Robot. Submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of Doctor of Philosophy in Robotics. The robotics institute of Carnegie Mellon University, December 1997. p.144.
- [2] SnakeRobots.com [online]. Aktualizované 16-9-2007 [cit. 2011-03-08]. Dostupné na internete: <<http://www.snakerobots.com/>>.
- [3] LIPKIN, K., BROWN, I., TESCH, M., HATTON, R., PECK, A., REMBISZ, J., CHOSSET, H.: Parameterized and Scripted Gaits for Modular Snake Robots. Advanced Robotics, Volume 23, Number 9, 2009. p.1131-1158.

[4] TRANSETH, A. A., - LEINE, R. I., GLOCKER, C., PETERSEN, K. Y., LILJEBÄCK, P.: Snake Robot Obstacle-Aided Locomotion: Modeling, Simulations, and Experiments. IEEE Transactions on Robotics, vol. 24, No. 1, February 2008. p.88-104.

[5] LILJEBÄCK, P., FJERDINGEN, S., PETERSEN, K. Y., STAVDAHL, Ø.: A snake robot joint mechanism with a contact force measurement System. 2009 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Kobe International Conference Center, Kobe, Japan, May 12-17, 2009. p.3815-3820.

[6] FLANK, L.: Snakes - their care and keeping. Howell Book House, 1998. ISBN 0876056354, 9780876056356.

[7] GRAY, J.: The Mechanism of Locomotion in snakes. Department of Zoology, University of Cambridge, Vol. 23, No. 2., December 1946.

[8] LISSMANN, H. W.: Rectilinear locomotion in a snake (Boa Occidentalis). Zoological Department, University of Cambridge, 17 November 1949. p.368-379.

[9] LANTOS, B.: Robotok irányítása. Akadémiai Kiadó, 2002. ISBN: 9630579448.

[10] SKAŘUPA, J. - MOSTÝN, V.: Teorie průmyslových robotů. Viena Košice, Košice 2000.

[11] CHIRIKJIAN, G. S., BURDICK, J. W.: The Kinematics of Hyper-redundant robot locomotion. IEEE transactions on robotics and automation, vol. 11, no. 6, december 1995. p.781-793.

Abstract

Snake-like robots are a relatively new problem in the field of mechatronics. The first prototype was designed in the 1970's. Before proposition of these mechanisms is necessary to read through basic types of locomotion in biological snakes and then make a mathematical description of them. For this purpose several methods of kinematic analysis can be used. This article deals with an evolution survey of snake-like robots and then interprets three most frequently used methods of kinematic analysis, like a Denavit-Hartenberg convention, classic matrix method from which other methods are derived, and also a backbone curve principle.

Ing. Róbert Surovec

Prof. Ing. Alexander Gmitterko, PhD.

Doc. Ing. Michal Kelemen, PhD.

Ing. Ivan Virgala

Ing. Erik Prada

Ing. Martina Vacková

Technická univerzita v Košiciach
 Strojnícka Fakulta/Ústav Špeciálnych Technických Vied
 Katedra Aplikovanej Mechaniky a Mechatroniky
 Letná 9/B
 042 00 Košice
 Tel.: 00421-55-602-2456
 E-mail: robert.surovec@tuke.sk

Dvojosový žonglér – návrh riadenia

Stanislav Triaška, Milan Žalman

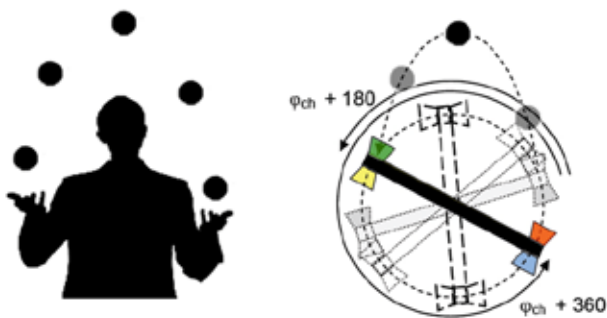
Abstrakt

Článok je zameraný na návrh riadenia dvojosového žonglovacieho manipulátora. V článku sa podrobnejšie venujeme k hardwarovej konfigurácii a vzájomnej komunikácii dvoch rôznych pracovných prostredí ktoré tvoria jeden výsledný celok.

Kľúčové slová: Riadenie v reálnom čase, powerlink, OPC, Server- klient komunikácia, žonglovanie

Úvod

Servosystémy si v dnešnej dobe našli široký rozsah využitia, takmer celom priemysle. Presadzovaním riadenia s umelou inteligenciou a rôznych spätno-väzobných systémov ako je napríklad vizuálna spätná väzba, a samo nastavujúce regulačných obvodov posúvajú riadenie servosystémov na najvyššiu úroveň.



Obr. 1: žonglovanie človek vs. stroj

Žonglovací manipulátor patrí do skupiny systémov ktoré sa dajú charakterizovať ako rýchle dynamické systémy ktoré majú mať schopnosť opakovateľného pohybu, s presne nastavenými vektorom stavových veličín aby dokázal kontinuálne prehadzovať objekt. Systémy ktorých úloha je viazaná za žonglovanie môžeme kategorizovať podľa viacerých kritérií z ktorých uvedieme iba niektoré:

Podľa počtu stupňov voľnosti:

- Manipulátory s jedným stupňom voľnosti (sú konštrukčne najjednoduchšie manipulátory, ktorých pohyb je definovaný pomocou rotácie ramena okolo osi rotácie, alebo kde rameno koná vertikálny pohyb)
- Manipulátory s viacerými stupňami voľnosti

Rozdelenie podľa pracovného priestoru

- 2D (žonglovanie v jednej rovine)
- 3D

Podľa využitia spätnej väzby:

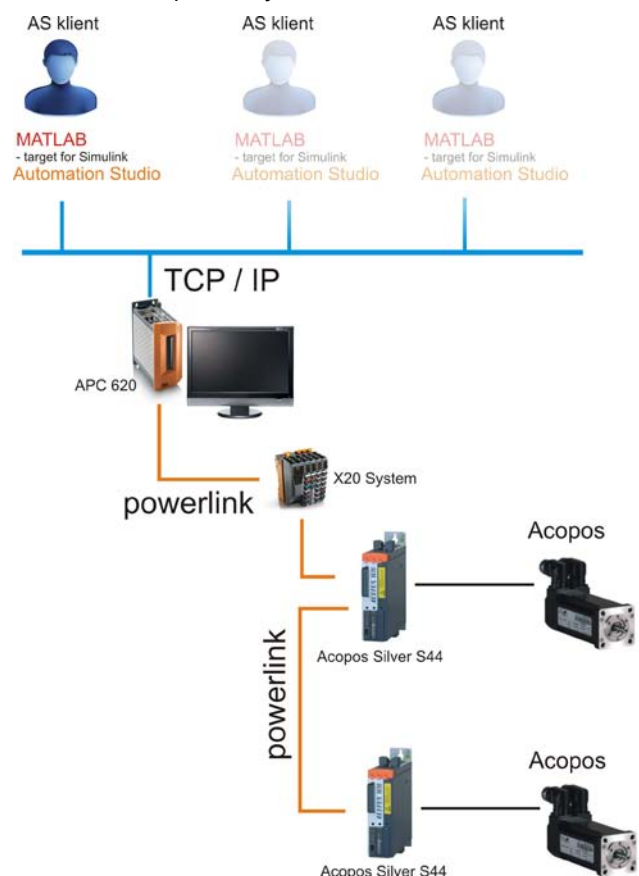
- Systémy s využitím spätnej väzby (najčastejšie sa využíva vizuálna spätná väzba ako je vysokorýchlostná priemyselná kamera)
- Otvorené systémy (pracujúce iba na základe matematického modelu)

V článku poukážeme na jednu z možných alternatív návrhu riadenia dvojosového žonglovacieho manipulátora.

Fyzikálny opis systému a hardwarovú konfiguráciu a komunikáciu uvedieme v časti opis systému.

Systémová konfigurácia

Hardwarová konfigurácia a komunikácia dvojosového žonglovacieho manipulátora je znázornená na Obr.2



Obr. 2: Systémová topológia

Celý systém je riadený prostredníctvom softvéru Automaton Studio (AS). Priemyselné PC prostredníctvom komunikačného systému X20 cez zbernicu powerlink komunikuje s frekvenčnými meničmi typu Acopos. Na riadenie servopohonu využívame polohové regulátory ktoré sú navrhnuté a realizované v programe Matlab/Simulink. Prostredníctvom komunikačného toolboxu „target for Simulink“, dokážeme odosielať želanú analógovú hodnotu elektromagnetického momentu. Polohové regulátory sú navrhnuté a realizované

na strane klienta. Prostredníctvom TCP IP protokolu sa na priemyselné PC (APC 620), odošle iba vygenerovaný C kód. Aktuálnu spätnú väzbu polohy servosystému nám poskytuje resolver synchronného motora typu 8LSA25.

Automation software zahrňuje všetky softvérové balíky nutné pre konfiguráciu, programovanie, diagnostiku a všetky operácie v B&R Control Systems, B&R Motion Systems a B&R Panel Systems.

Základná sada Automation Studio™ nám slúži k jednoduchšej konfigurácii a programovaniu automatizačných úloh. Je v ňom integrované široké spektrum štandardných funkčných blokov od jednoduchých štandardných logických, či matematických operácií až po komunikačné protokoly a zložité riadiace algoritmy.

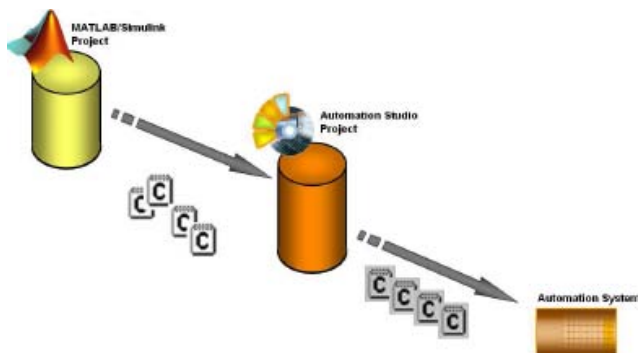
Výhodu B&R Automation Studio:

- Prostredie zahrňuje možnosť použitia pre všetky druhy aplikácií,
- Jednoduchá integrácia a komunikácia medzi nástrojmi,
- Jednoduchá správa prostredí,
- Jeden dodávateľ hardvéru a softvéru,
- Je zaručená kompatibilita pri použití jednotlivých nástrojov.

Vstupom do systému je vektor želaných hodnôt generovaný z 4. rozmerného Master generátora, ktorý je navrhnutý v Matlabe.

$$\mathbf{V}^* = [\varphi^*, \omega^*, \varepsilon^*, \tau^*] \quad (1.1)$$

Regulátory polohy typu PIV pre každú os sú navrhnuté metódou rozmiestňovania pólov a tiež sú navrhnuté a realizované v Matlabe. Výstupom z regulátora polohy a predkorekčných konštánt je želaná hodnota momentu motora. Princiálna schéma komunikácie Matlabu a AS je znázornená na Obr. 3.



Obr. 3: Princíp činnosti B&R AS Target for Simulink [5]

Server - klient komunikácia

Ak pracujeme so zariadeniami od rôznych výrobcov (ako sú AS a Matlab), častokrát vzniká problém pri nadviazaní vzájomnej komunikácie. Jednou z možností nadviazania komunikácie môže byť práve OPC (OLE for Process Control).

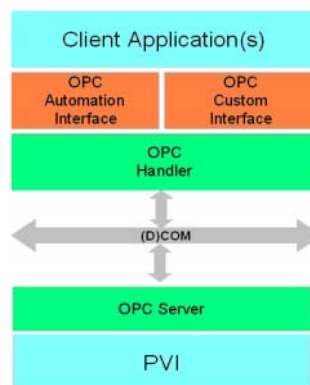
OPC konfigurátor spravuje premenné v logických skupinách, ktoré sú následne priradené určitým objektom, napríklad úlohe. Konfigurátor slúži k online nahrávaniu premenných, testovaniu simulácie premenných, importu a exportu konfiguračných súborov do AS. Spojenie medzi klientom a serverom je stanovené počas nastavovania projektu.

Pri tvorbe projektu v AS je nutné deklarovať súbory k nastaveniu dopĺňujúcich parametrov premenných:

OPC tag – definuje prístup k premenným, ich hysteréziu, popis. Premenné je možné využívať z konfigurácie projektu,

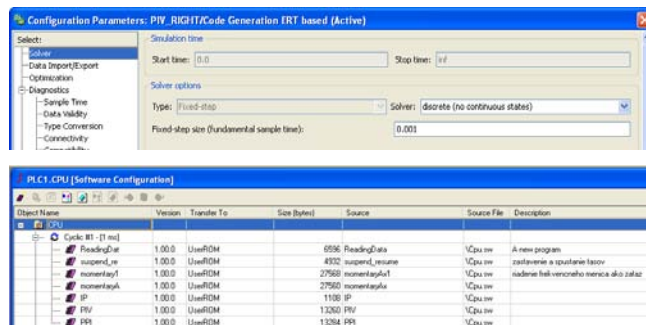
OPC alarm – nastavuje limity pre maximálnu hodnotu premenných alebo bitov. Táto konfigurácia môže byť spoločná pre viac súborov OPC tag,

OPC property



Obr. 4: Štruktúra OPC [4]

Pred spustením automatického generovania kódu bolo potrebné nastaviť vzorkovací čas systému v Matlabe a v AS. Tento čas musí byť rovnaký ako cyklický čas tried, pod ktorými budú vygenerované tasky pracovať. V našom prípade sme volili periódu vzorkovania 1ms. Tento vzorkovací čas zároveň predstavuje aj najväčšiu limitnú hodnotu cyklickej triedy v AS. Frekvenčné meniče pracujú s najmenšou periódou vzorkovania ktorá vynáša 400µs.



Obr. 5: Nastavenie rovnakej periódy v Matlabe a v AS pre správne generovanie kódu

Kód sa vygeneruje iba v prípade že je správne nastavená systémová cesta z Matlabu k AS.

Súhrn a budúce plány

V článku sme uviedli hardvérovú konfiguráciu systému „žongléra loptičiek“ s dvomi stupňami voľnosti Obr.6.



Obr. 5: systém na žonglovanie

Pre správne fungovanie a možnosť systému bolo potrebné vytvoriť HW konfiguráciu v AS. Riadenie realizujeme pro-

stredníctvom Matlabu, Prostredníctvom špeciálneho toolboxu „Target for Simulink“ vygenerujeme kód riadiaceho algoritmu na žonglovanie. Komunikácia prebieha typu server-klient a preto bolo nutné spraviť konfiguráciu OPC.

Cieľom nášho riadenia bude vytvoriť autonómny samo nastaviteľný systém na základe vizuálnej spätnej väzbe. Stavové riadiace veličiny sa budú samo nastavovať na základe želaného algoritmu zadaného užívateľom. Prostredníctvom vizuálnej spätnej väzby systém by mal byť schopný zidentifikovať si parametre mastra pre kontinuálne žonglovanie s objektom (uhol a rýchlosť vrhu objektu, ako aj uhol uchytienia objektu so správnym spomalením pohybu).

Pod'akovanie

Táto práca bola podporovaná Agentúrou na podporu výskumu a vývoja na základe zmluvy č. VMSP-II-0015-09“

Literatúra

[1] S.Triaška, M.Žalman, „Control of the Juggling system with 1 DOF“, In Proceedings of the 12th International Carpathian Control Conference : Velké Karlovice, Czech Republic, 25.-28.5.2011. IEEE, 2011, s. 402--407.

[2] Bernecker + Rainer Industrie – Elektronik Ges.m.b.H. 2006. Automation Net PVI, TM700

[3] B&R Automation Software Help, B&R Automation, 2009

[4] Bernecker + Rainer Industrie – Elektronik Ges.m.b.H. 2009. PVI OPC, TM730

[5] Bernecker + Rainer Industrie – Elektronik Ges.m.b.H. 2008. B&R, Automation Studio Target for Simulink, TM140

Title of the article in English:

Two axis balls jugglers - the proposal of the control

Ing. Stanislav Triaška
prof. Ing. Milan Žalman, PhD.

Institute of Control and Industrial Informatics
Slovak University of Technology in Bratislava,
Faculty of Engineering and Information Technology
Ilkovičova 3, 812 19 Bratislava, Slovak Republic

e-mails:

stanislav.triaska@stuba.sk

milan.zalman@stuba.sk

Modelling of the VTOL micro aerial mobile robot

Anežka Chovancová, Jozef Rodina, Peter Hubinský

Abstract

Micro aerial mobile robot with capability of vertical take-off and landing (VTOL) can be flown indoors as well as outdoors. It can operate in restricted area such as buildings with little space to manoeuvre. In this paper we focus on linear dynamic modelling of quadrotor, so we neglect both aerodynamic forces and weather conditions. This model is used for stabilization; therefore, we handle only rotation motion. Once we have developed dynamic model, it is necessary to get parameters for simulation in experimental way. These parameters includes propeller thrust and moments of inertia. Finally we create model of quadrotor in Simulink.

Keywords: quadrotor, dynamics, moment of inertia, state model

INTRODUCTION

First quadrotor named Gyroplane No. 1 was built by Breguet Brothers in 1907. The aircraft had an uncovered open steel framework with a seat for a pilot and an engine at the centre. Nowadays quadrotors are mostly constructed as unmanned aerial vehicle (UAV) with electronic control system and electronic sensors.

The quadrotors have recently expanded to many applications field because of good maneuverability and ability to hover, take off and land vertically.

At first they was used in military operations for monitoring and surveillance. Nowadays these small robots assist in rescue missions after natural disasters or explosions. The quadrotors replaced human being during activities, that can be harmful to life like reconnaissance in area with high level of radiation.

In the past few years flying quadrotor became a very popular hobby and the way sports events can be recorded.

To be able to design the most appropriated control (PID, LQ), it is necessary to identify dynamic model of the quadrotor, in this case the model will be linear.

DYNAMIC MODEL

In recent few years quadrotor has become very popular due to small size, good manoeuvrability and mechanics simplicity. The combination of these characteristics was the reason why we decided to construct and design control for this type of VTOL vehicle.

Quadrotor is a flying platform with four propellers as it is illustrated on fig. 1. F_1 and F_3 spin clockwise and the another two counter-clockwise. Alteration of motion and orientation is generated by varying thrust of specific rotor. To be able to determinate position and orientation of quadrotor, we must specify inertial frame and body fixed frame [e_{1B} , e_{2B} , e_{3B}] as shown in Fig. 1.

The orientation of the quadrotor is given by three Euler angles, namely roll Φ , pitch θ and yaw Ψ . Yaw angle is produced, when sum of all torques are different from zero.

Propellers spinning in the same direction control either pitch or roll angle, by increasing thrust for one rotor while decreasing thrust for the other one. Translation motion is achieved by maintaining a non-zero pitch or roll angle.

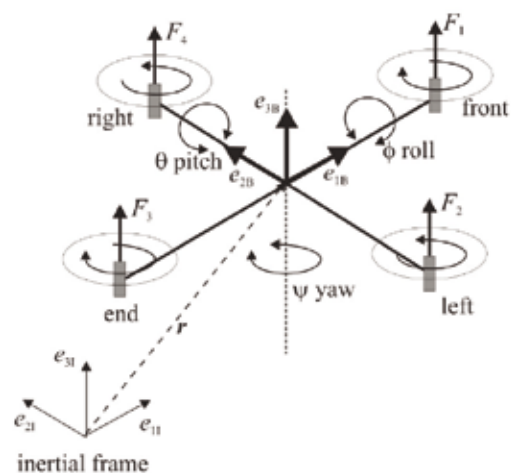


Fig.1 Inertial and body fixed frame of the quadrotor

The translation motion describe Newton's second law:

$$m\ddot{r} = F_c \quad (1)$$

The angular velocity can be obtained from Euler equation:

$$I\dot{\Omega} = M_c \quad (2)$$

Total moment consists of body gyro effect, propeller body effect, actuators action and damping.

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\Phi} &= \dot{\theta} \dot{\Psi} (I_y - I_z) - J_r \dot{\Phi} \dot{\Omega}_r + l(-F_2 + F_4) - K_x \dot{\Phi} \\ I_y \ddot{\theta} &= \dot{\Phi} \dot{\Psi} (I_z - I_x) - J_r \dot{\theta} \dot{\Omega}_r + l(-F_1 + F_3) - K_y \dot{\theta} \\ I_z \ddot{\Psi} &= \dot{\Phi} \dot{\theta} (I_x - I_y) + (-Q_1 + Q_2 - Q_3 + Q_4) - K_z \dot{\Psi} \end{aligned} \quad (3)$$

Yaw angle is caused by unbalanced torque. The value of drag moment depends on drag coefficient D_p and angular speed:

$$Q_i = D_p \omega_i^2 \quad (4)$$

We will not take into account body gyro effect either propeller body effect, because they bring into model non-linearity.

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\Phi} &= l(-F_2 + F_4) - K_x \dot{\Phi} \\ I_y \ddot{\theta} &= l(-F_1 + F_3) - K_y \dot{\theta} \\ I_z \ddot{\Psi} &= (-Q_1 + Q_2 - Q_3 + Q_4) - K_z \dot{\Psi} \end{aligned} \quad (5)$$

After adjustment equation (5) we obtain state model of quadrotor:

$$\begin{aligned} \ddot{\Phi} &= \frac{l}{I_x}(-F_2 + F_4) - \frac{K_x}{I_x} \dot{\Phi} \\ \ddot{\theta} &= \frac{l}{I_y}(-F_1 + F_3) - \frac{K_y}{I_y} \dot{\theta} \\ \ddot{\Psi} &= \frac{1}{I_z}(-Q_1 + Q_2 - Q_3 + Q_4) - \frac{K_z}{I_z} \dot{\Psi} \end{aligned} \quad (6)$$

The vector u of input variables is given as follows:

$$u = \begin{bmatrix} -F_2 + F_4 \\ -F_1 + F_3 \\ -Q_1 + Q_2 - Q_3 + Q_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

The vector of state variables is $x^T = [\Phi \ \dot{\Phi} \ \theta \ \dot{\theta} \ \Psi \ \dot{\Psi}]$ and the equation (6) and (7) can be written as state space model:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (8)$$

where,

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{K_x}{I_x} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_y}{I_y} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{K_z}{I_z} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{l}{I_x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{l}{I_y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \quad (10)$$

EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF PARAMETERS

At first we constructed a quadrotor platform shown in Fig. 2. To be able to design control for it, we derived state space model, which contains unknown parameters. These parameters should be figured out by experiment.



Fig.2 A quadrotor platform

MEASUREMENT OF THRUST

We can easily control angular speed of each propeller, but for rotation motion it is important to identify generated thrust. There is relation between these two physical quantities and it is necessary to be figured out.

For this experiment are needed: electric BLDC motor, propeller, weighing scales, speed controller, tachometer, and power supply as shown in Fig. 3.



Fig.3 Experimental platform for measurement of thrust

We noted down weight from the scale at constant speed. Then we increased the speed and noted down another value of weight. We repeated the measurement at least 8 times. The data is approximated by a quadratic function. Measured data and it's quadratic approximation are shown in Fig. 4.

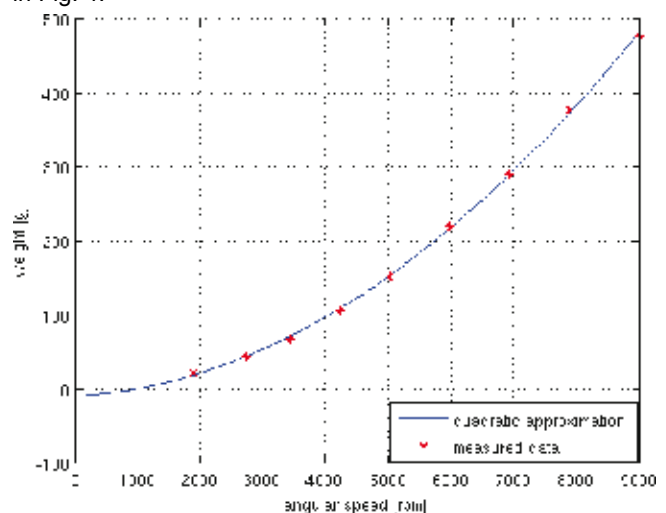


Fig.4 Quadratic approximation of measured data

The thrust is gravitational acceleration multiplied by static thrust, that it is given as follows:

$$m = 0.000055807 \omega^2 + 0.0042 \omega - 9.651 \quad (7)$$

MEASUREMENT OF MOMENT OF INERTIA

We used trifilar pendulum to measure moment of inertia. Pivot points of pendulum form an equilateral triangle. Smaller equilateral triangle is attached to quadrotor as shown in Fig. 5.

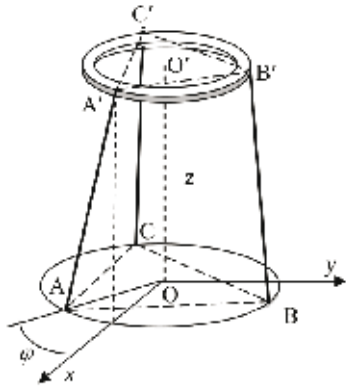


Fig.5 Trifilar pendulum

The following assumptions must be met:

- Centroids of triangles are directly above each other
- Distance $|OO'|$ is known as z
- Distance $|OA| = |OB| = |OC| = R$
- Distance $|O'A'| = |O'B'| = |O'C'| = r$
- Distance $|AA'| = |BB'| = |CC'| = d$
- Angle of deflection must meet the condition: $\varphi = \sin \varphi$
- We consider potential energy equal to zero in lowest position
- In calculations the friction is neglected

At first we focus on determining the relation between distance z and elevation of quadrotor z_0 .

Distance d in reference position is given by the following equation:

$$d^2 = (R - r)^2 + z^2 \quad (8)$$

After rotation of quadrotor equation (8) can be rewritten as:

$$d^2 = (R \cos \varphi - r)^2 + R^2 \sin^2 \varphi + (z - z_0)^2 \quad (9)$$

By replacing d^2 in equation (9) by its corresponding expression from (8) we get:

$$z_0^2 - 2z_0 z + 2Rr(1 - \cos \varphi) = 0 \quad (10)$$

Solution of equation (10) is approximated by using the second order Taylor expansion:

$$z_0 = \frac{Rr}{2z} \varphi^2 \quad (11)$$

After deflection the ratio of kinetic to potential energy changed:

$$\frac{1}{2} I \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + mgz_0 = E \quad (12)$$

We replace z_0 in equation (12) by expression from (11). The derivative of the result respect to time is:

$$\frac{dE}{dt} = I \frac{d\varphi}{dt} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{mgRr}{z} \frac{d\varphi}{dt} \varphi \quad (13)$$

The total energy of system does not change:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{mgRr}{z} \varphi = 0 \quad (14)$$

The solution of harmonic oscillator from equation (14) is:

$$\varphi = \varphi_0 \sin \left(\sqrt{\frac{mgRr}{Iz}} t + \gamma \right) \quad (15)$$

Period of oscillation is:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{Iz}{mgRr}} \quad (16)$$

Moment of inertia we get from adjustment equation (16):

$$I = \frac{Rrg}{4\pi^2 z} mT^2 \quad (17)$$

Experimental identification of moment of inertia was focused on determination of oscillation period. Firstly we constructed trifilar pendulum and then we rotate quadrotor by angle φ as we can see in fig. 6 and fig. 7.



Fig.6 Reference position of quadrotor



Fig.7 Position of quadrotor after rotation by an angle phi

We repeated the measurement several times and we used average value to moment of inertia calculation.

The moment of inertia around axis e_{1B} , and e_{2B} is 0.002875 kgm^2 . The moment of inertia around axis e_{1B} is 0.00547 kgm^2 .

The aim of this chapter was to measure generated thrust and moments of inertia around axis of body fixed frame.

SIMULATION

We created dynamic model of quadrotor in Simulink from state space model as shown in fig. 8. We used following values:

- $[K_x, K_y, K_z] = [5.567, 5.567, 6.354] \times 10^{-4} \text{ N/rad/s [2]}$
- $Dp = 3.232 \times 10^{-7} \text{ N.m/rad/s [2]}$

- The initial values of angular speed during simulation was $[w_1 w_2 w_3 w_4] = [3500 2500 3000 3000]$ rpm
- the length of arm is $l = 0.3$ m
- the weight of quadrotor is 0.775 kg

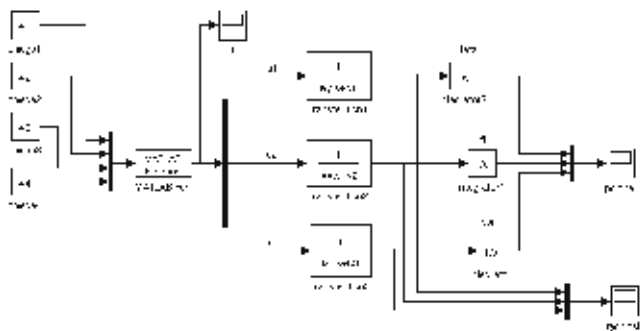


Fig. 8 The Simulink model of dynamics of quadrotor

The simulation should confirm the accuracy of the model. The vector of initial values was elected so that pitch and yaw angle should be increasing in the negative direction and roll angle in reverse. The rotation speed should get settled.

Fig. 9 shows a process of rotation speed from simulation, that meets our expectations so the designed model can be marked as correct.

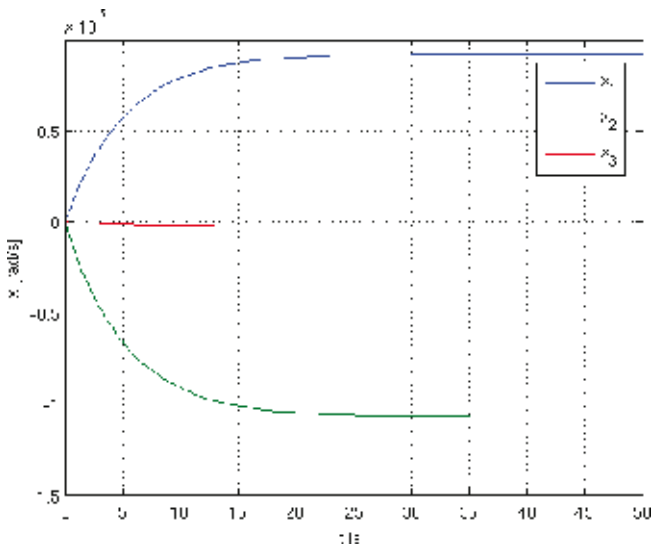


Fig. 9 Visualization of state variable

CONCLUSION

In this paper we presented linear dynamic model of quadrotor, that can be used to design stabilization controller. We neglected aerodynamic forces and weather conditions, so this model is suitable only for indoor use. Also we described experimental identification of parameters, namely moments of inertia and thrust.

Our future work will focus on the identification of drag coefficients. Once all parameters are identified, the comparison of model with behaviour of quadrotor platform will be done.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by Grant No. APVV-0261-10. The authors are pleased to acknowledge this support.

REFERENCES

- [1] Valavanis, K.P.: Advances in Unmanned Aerial Vehicles. vol. 1, Dordrecht: Springer, 2007. pp. 171-183, ISBN 978-1-4020-6114-1
- [2] Derafa, L. - Madani, T. - Benallegue, A. Dynamic Modelling and Experimental Identification of Four Rotor Helicopter Parameters. In *IEEE Xplore* [online], Available: http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4237837&tag=1. ISBN 1-4244-0726-5
- [3] Amir, M.Y. - Abbass, V. Modelling of Quadrotor Helicopter Dynamics. In *IEEE Xplore* [online], Available: http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4505621. ISBN 978-89-950038-8-6
- [4] Michael, N. - Mellinger, D. - Lindsey, Q. - Kumar, V. The GRASP Multiple Micro-UAV The Beds. In *IEEE Robotics Automation Magazine*. [online]. vol. 17, no. 3., Available: <http://ieeexplore.ieee.org/xpl/tocresult.jsp?isnumber=5569005#>. ISSN 1070-9932
- [5] Budke, Oto. Určenie momentov zotrvačnosti tuhých telies pomocou kyvadla na trifilárnom závесе. [online], Available: http://kf-lin.elf.stuba.sk/prakticke/TorzneKmity_20110920.pdf
- [6] Voos, Holger. Nonlinear State-Dependent Riccati Equation Control of a Quadrotor UAV. In *IEEE Xplore* [online], Available: http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4777039. ISBN 0-7803-9797-5

Bc. Anežka Chovancová, Ing. Jozef Rodina, prof. Ing. Peter Hubinský, PhD.

Slovak University of Technology in Bratislava
 Faculty of electrical engineering and information technology
 Institute of Control and Industrial Informatics
 Ilkovičova 3
 812 19 Bratislava 1
 E-mail: xchovancovaa1@stuba.sk
jozef.rodina@stuba.sk
peter.hubinsky@stuba.sk

Generalized model of the two-wheeled mobile robot

Rodina Jozef , Hubinský Peter

Abstract

This paper presents a generalized mathematical model of the two-wheeled mobile robot or the Mono Axial Vehicle (MAV). Our presented mathematical model brings a new approach to modeling of this types of vehicles. Instead of two mathematical models we developed one with generalized distance of the center of mass of the MAV. This approach allows us to make controller synthesis much easier than before.

Key words : Mono axial vehicle, pendulum, inverted pendulum, mathematical model

Introduction

Mono axial vehicle (Fig.1) is a very interesting platform for design and evaluation of control methods for movement systems [1]. A system behavior can be described like an inverted pendulum (center of mass of the chassis is located above the wheels axis) and a classical pendulum/two-mass system (center of gravity of the chassis is located under the wheels axis). This approach is commonly used in world but this also brings needs to design two different control methods and to design switching mechanism between this two controllers.

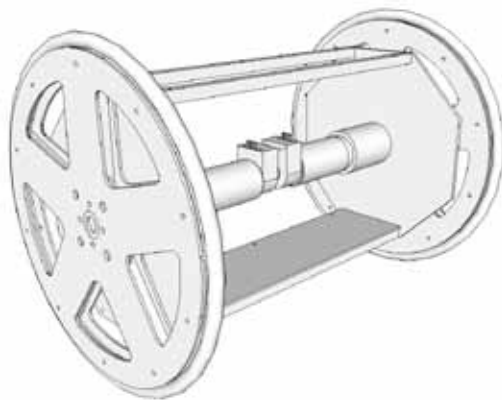


Fig.1 Mono axial vehicle (MAV)

differences between these two mathematical models are in position of the center of the mass. In case when center of the mass is located above the wheel axis is vehicle acting like a inverted pendulum and it is in so called unstable position. The well known Segway (vehicle for personal transportation) is this type of vehicle. In opposite case when center of the mass is under the wheel axis has vehicle tendency to oscillate during movements like pendulum on a wheel axis. This types of vehicles are known as Dicycles. Chassis of the MAV we design will be used for small inspection mobile robots. This chassis will therefore contain an inspection tools like IR cameras and some other sensors (mostly for sensing of quality of the surrounding environment). This sensors will be located on a small retractable platform which can hide into the body of the MAV or can move out from the body of the MAV (Fig. 2).

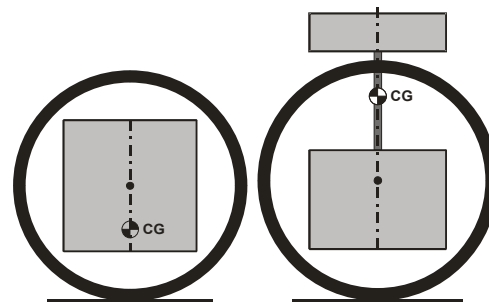


Fig.2 Retractable platform on the MAV

By changing position of this retractable platform also center of the mass changes its position from position under the wheel axis to position above the wheel axis.

1. Mathematical model of the MAV

The MAV contains two motors for its motion and this cause that not only straightforward motion is possible, but we consider only straightforward motion in mathematical model. In order to develop the control system, we need to create a mathematical model of the system which will be corresponding with behavior of the real system. First we need to defined system of the MAV its parameters and the system of coordinates (Fig. 3).

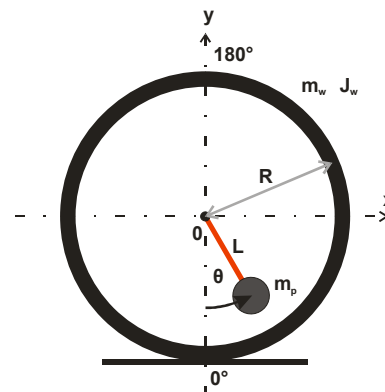


Fig.3 Definition of the MAV (its parameters and coordinate system)

We obtain following parameters from figure 3. :

M_p	mass of the wheel
J_w	inertia of the wheel
R	diameter of the wheel
L	length of the center of mass from the center of the body
θ	angle of deviation of the body
m_p	mass of the body

U sum of all potential energies

Now we are able to express the Lagrange of the MAV system.

$$L = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2 R^2 (m_w + m_p) + \frac{1}{2} J_w \dot{\varphi}^2 + m_p L \dot{\varphi} R \dot{\theta} \cos \theta - m_p g L + m_p g L \cos \theta \quad (11)$$

We get following coordinates from equations 1 to 11.

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ angle position, speed and acceleration of the wheel
 $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ angle position, speed and acceleration of the body

From partial derivation of the Lagrange of the MAV we get following equations describing dynamics of the MAV.

1.1 Dynamics of the MAV without external forces

At this stage of developing of the mathematical model we do not take into account external forces acting on the MAV. In order to create mathematical model of the MAV we use the Lagrange equations of the second kind [2][3]. First we have to obtain potential and kinetic energy of the system.

Wheels

Kinetic energy (translational) :

$$E_{KT} = \frac{1}{2} m_w v_1^2 \quad (1)$$

$$v_1^2 = \left(\frac{\dot{\varphi}}{R} \right)^2 \quad (2)$$

Kinetic energy (rotational) :

$$E_{KR} = \frac{1}{2} J_w \dot{\varphi}^2 \quad (3)$$

Potential energy :

$$E_p = 0 \quad (4)$$

Body

Kinetic energy :

$$E_K = \frac{1}{2} m_p v_2^2 \quad (5)$$

$$v_2^2 = v_{2X}^2 + v_{2Y}^2 \quad (6)$$

$$v_{2X}^2 = \left[\frac{d}{dt} (x + L \sin \theta) \right]^2 \quad (7)$$

$$v_{2Y}^2 = \left[\frac{d}{dt} (-L \cos \theta) \right]^2 \quad (8)$$

Potential energy :

$$E_p = m_p g L (1 - \cos \theta) \quad (9)$$

From the equations above we are able to obtain Lagrange of the MAV system as follow.

$$L = T - U \quad (10)$$

where :

L Lagrange of the MAV system
 T sum of all kinetic energies

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0 \quad (13)$$

In order to express equation 12. we have solved following partial derivations.

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) = (m_w R^2 + m_p R^2 + J_w) \ddot{\varphi} + m_p L R \left(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta \right) \quad (15)$$

We get.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = (m_w R^2 + m_p R^2 + J_w) \ddot{\varphi} + m_p L R \left(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta \right) = 0 \quad (16)$$

$$m_p L R \left(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta \right) = 0 \quad (7)$$

In order to express equation 13. we have solved following partial derivations.

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = -m_p L R \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin \theta - m_p g L \sin \theta \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) = m_p L R \left(\ddot{\varphi} \cos \theta - \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin \theta \right) + m_p L^2 \ddot{\theta} \quad (18)$$

We get.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = m_p L R \ddot{\varphi} \cos \theta + m_p L^2 \ddot{\theta} + m_p g L \sin \theta = 0 \quad (19)$$

From equations 16. and 19. we are able to obtain differential equation of motion of the MAV.

$$(m_w R^2 + m_p R^2 + J_w) \ddot{\varphi} + m_p L R \ddot{\theta} \cos \theta - m_p L R \dot{\theta}^2 \sin \theta = 0 \quad (20)$$

$$m_p L R \ddot{\varphi} \cos \theta + m_p L^2 \ddot{\theta} + m_p g L \sin \theta = 0 \quad (21)$$

In rotation joint of the body and wheels are locating DC motors which are acting on the body/wheels with torque M_p .

When we get into account this external torque we get following equation of motion of the MAV.

$$\ddot{\varphi} = -\frac{B}{J_s} \dot{\theta}^2 \sin \theta - \frac{B}{J_s} \ddot{\theta} \cos \theta + \frac{M_p}{J_s} \quad (22)$$

$$J_s = m_w R^2 + m_p R^2 + J_w; B = m_p L R$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{D}{C} \sin \theta - \frac{B}{C} \cos \theta \ddot{\varphi} - \frac{M_p}{C} \quad (23)$$

$$C = m_p L^2; D = m_p g L$$

We do not take into account dumping and frictions acting in the MAV system at this moment, for simplification of control structure synthesis.

From equations 22. and 23. we can describe both of positions (stable and unstable) of the MAV as follow (see also fig. 3).

For stable position we have defined angle θ . For unstable position we define angle of the body α which we obtain from following equation

$$\alpha = \theta - 180^\circ \quad (24)$$

This is similar to rotation of the body around wheel axis about 180° so we move center of mass from position under the wheel axis to position above the wheel axis. Because of this we can use mathematical model with angle α defined by equation 24. for unstable position. For stable position we use mathematical model with angle θ .

1.2 Generalized mathematical model of the MAV

Because we are trying to avoid of having two different mathematical descriptions of the MAV we decided to made one mathematical description with generalized distance L (see fig.3). L is distance of the center the of mass from center of the wheels/body. For this approach we need to prove that change of angle from θ to $\alpha = \theta - 180^\circ$ is equal to the change of sign of the distance L from L to $-L$.

1.2.1 Change of the angle θ to $\alpha = \theta - 180^\circ$

If we change angle θ to $\alpha = \theta - 180^\circ$ we get :

$$\sin(\alpha) = \sin(\theta - 180^\circ) = -\sin(\theta) \quad (25)$$

$$\cos(\alpha) = \cos(\theta - 180^\circ) = -\cos(\theta) \quad (26)$$

When we edit equations 22. and 23. according of equations 25. and 26. we get :

$$\ddot{\varphi} = -\frac{B}{J_s} \dot{\theta}^2 \sin \theta + \frac{B}{J_s} \ddot{\theta} \cos \theta + \frac{M_p}{J_s} \quad (27)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{D}{C} \sin \theta - \frac{B}{C} \cos \theta \ddot{\varphi} - \frac{M_p}{C} \quad (28)$$

1.2.2 Change of the sign of the generalized distance L

When we change sign of the distance L from positive to negative we can edit equations 22. and 23. as follow :

$$\ddot{\varphi} = -\frac{B}{J_s} \dot{\theta}^2 \sin \theta + \frac{B}{J_s} \ddot{\theta} \cos \theta + \frac{M_p}{J_s} \quad (29)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{D}{C} \sin \theta - \frac{B}{C} \cos \theta \ddot{\varphi} - \frac{M_p}{C} \quad (30)$$

1.2.3 Proof of the generalized mathematical model of the MAV

As we can see equation 27. is equal to equation 29. and equation 28. is equal to equation 30. We have made the proof that we can make generalized mathematical model of the MAV without need of having two mathematical models with different body angle definitions.

2. Simulation

From differential equations we describe in previous chapter we are able to obtain mathematical model in the Matlab Simulink in order to make simulations. Full mathematical model created in Matlab Simulink can be seen in figure 4.

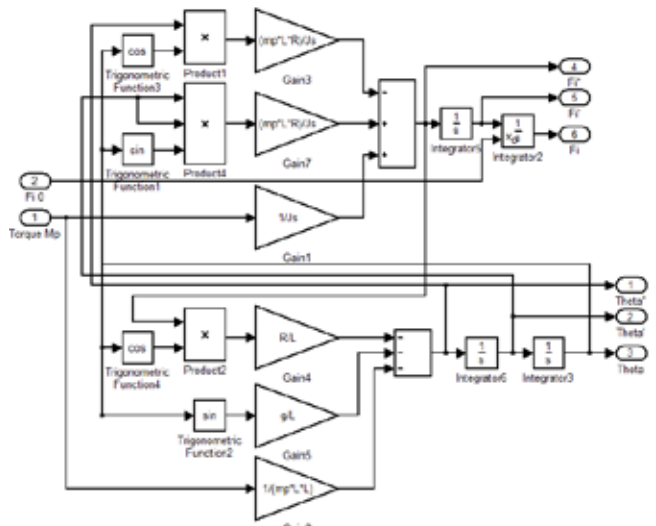


Fig.4 Mathematical model created in Matlab Simulink

Simulation diagram can be seen in figure 5.

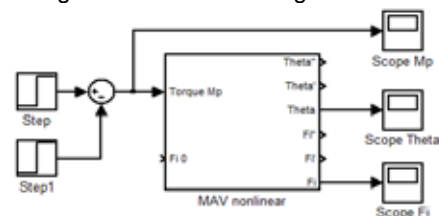


Fig.5 Simulation diagram

In first simulation we have made was distance L set to positive value. We applied torque step on the input **Torque Mp** of the MAV model. Graph of Applied torque can be seen in figure 6. On the set of following graphs (Fig. 7, Fig. 8) can be seen behavior of the MAV in the stable position. Also can be seen that, because of none dumping or friction, the body of the MAV is oscillating about zero angle. Also wheels are moving forward with some visible oscillations.

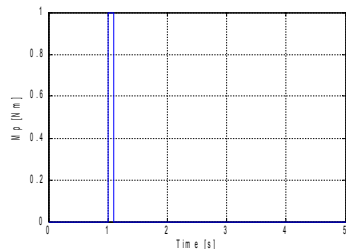


Fig.6 Graph of the applied torque impulse

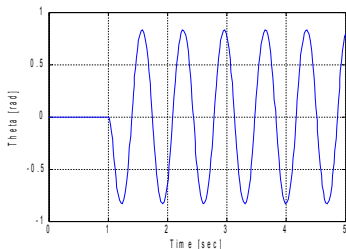


Fig.7 Graph of the body angle in case when L is positive

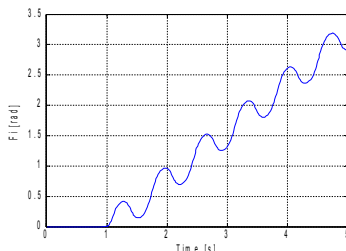


Fig.8 Graph of the angular position of wheels in case when L is positive

Second simulation have been made with negative value of the distance L . Also on the set of following graphs (Fig. 9, Fig. 10) can be seen behavior of the MAV in the so called unstable position. From graph of the body angle it can be seen that, because of none friction, body is still rotating around the wheel axis. Actually we expected this behavior in this mathematical model. Also it can be seen from figure 10 angular position of wheels.

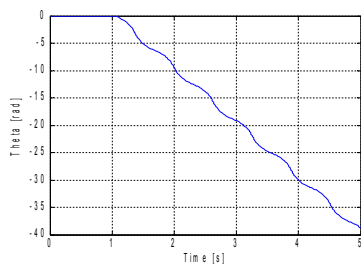


Fig.9 Graph of the body angle in case when L is negative

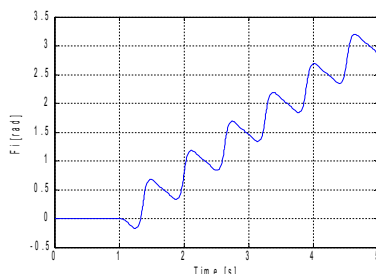


Fig.8 Graph of the angular position of wheels in case when L is negative

Conclusion

This paper presents a unified mathematical model of the two-wheel vehicle known also as the Mono Axial Vehicle or

MAV. We have made generalized mathematical description in order to simplification of control structure synthesis.

First we have obtained dynamical model of the MAV by using of the Lagrange equations of the second kind. We have shown what are the differences in dynamical model of the MAV in stable and in unstable position. Also we have proved that we can use generalized distance L . Also by changing of this distance from positive to negative values the behavior of the MAV is changing from stable to unstable system.

Our future work will focus on the control structure synthesis with use of presented mathematical model. But because we need identify all parameters of the MAV we are also preparing real MAV.

References

- [1] GRASSER F., D'ARRIGO A., COLOMBI S., RUFER A.: JOE: A Mobile, Inverted Pendulum, Published in 2001 [online] http://lelwww.epfl.ch/publications/grasser_darrigo_colombi_ruferr_mic_01.pdf
- [2] SCHAUB H., JUNKINS J.L. : Analytical mechanics of aerospace systems. Virginia : American Institute of Aeronautics and Astronautics, Október 2003. ISBN-13: 978-1563475634
- [3] CLAERENCE, W.D.S. : Vibration and Shock Handbook. Boca Raton : CRC Press, Jún 2005. ISBN-13: 978-0849315800

Ing. Jozef Rodina

Slovak University of Technology in Bratislava
 Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
 Institute of control and industrial informatics
 Ilkovičova 3
 812 19 Bratislava
 +421/2/60291608
jozef.rodina@stuba.sk

Prof. Ing. Peter Hubinský, Phd.

Slovak University of Technology in Bratislava
 Faculty of Electrical Engineering and Information Technology
 Institute of control and industrial informatics
 Ilkovičova 3
 812 19 Bratislava
 +421/2/60291608
peter.hubinsky@stuba.sk

Optimization of Circular Marks Detection for the purpose of Mobile Robot Localization

Peter Pászto, Marian Kl'učik, Jaroslav Hanzel, Peter Hubinský

Abstract

A visual system provides many advantages against other types of sensors, observing and measuring of the process from a safe distance for example, but on the other hand new objectives and problems must be solved, e.g. significant data transfer, camera vibration elimination, speed of data processing and many others. Visual systems can be applied to perform dimensions verification, quality testing of surface attributes, object identification, mobile robot localization, etc. This paper's content is aimed at the use of visual systems for navigation and localization of mobile robot with help of circular marks placed in unknown environment. The mark recognition consists of combination of several image processing algorithms. The results have showed stability, satisfactory dynamics and program effectivity. Optimization of control parameters was done by genetic algorithms.

Keywords: visual system, image processing, optimization, genetic algorithms, robot navigation

Introduction

This article describes the possibility of mobile robot navigation and localization using visual system. The localization and the navigation are made by circular marks recognition which are distributed in an unknown environment. The mark recognition consists of combination of several image processing algorithms as described in [1,2]. Usually every step of image processing depends on setting some kind of parameters so it is on place to talk about optimization of these parameters to avoid false marks recognition in the image and to make the recognition process light condition independent. It will be described the used image processing steps for marks recognition and the parameters which are optimized with genetic algorithms.

1. Image processing

For realtime image processing the free OpenCV library is used. Therefore the used image processing algorithms are based on the options of this library. Probably one of the best choices is to use Hough transform for circular marks recognition, because it can detect objects that can be described with mathematical equation. The other advantage is that after successful recognition the data about the circles positions and diameters in the image are known [3].

It is possible to use these data to determine the mobile robot's position in the environment. Based on the recognized circle's diameter in the image it is possible to compute the distance between the mobile robot and the circular mark in the environment. From the coordinates of the recognized circle in the image it is possible to calculate the angle between the mobile robot and the mark in the environment. To compute this angle it is also possible to use the fact that if the angle between the mobile robot's visual system and the

mark is not a right angle then the circular mark in the captured image is an ellipse. If these described data are known it is possible to obtain the mobile robot's relative position in the environment in polar coordinates measured from the position of the mark.

In this article we will describe only the optimization of the process of circle detection in the image because the ellipse detection is based on other types of image processing algorithms like Hough transform (OpenCV does not include functions of modified Hough transform for ellipse detection).

The circular marks recognition process consists of the following parts: capturing the input image if the environment, conversion from RGB into HSV colour model, smoothing the S channel of the image and finally circle detection using the Hough transform.

Conversion from RGB into HSV colour model

This conversion can be easily made using OpenCV's `cvtColor()` function which converts the source image with it's colour model into destination image with specified colour model:

```
void cvCvtColor(  
    const CvArr* src,  
    CvArr* dst,  
    int code  
);
```

In our case we can use the code `CV_RGB2HSV`. The description of this function is showing that no parameter is included that can change the conversion so there is no need of any optimization at this step.

Smoothing of the S-channel

Smoothing (also called blurring) is usually done to reduce noise or camera artefacts in the image. OpenCV offers more different smoothing operations, but we will use the Gaussian filter. It expects an 8-bit input image and produces an 8-bit output image. The OpenCV's smoothing function is:

```
void cvSmooth(
    const CvArr* src,
    CvArr* dst,
    int smoothtype = CV_GAUSSIAN,
    int param1,
    int param2,
    double param3,
    double param4
);
```

For the Gaussian blur, the first two parameters give the width and height of the filter window and the optional third parameter indicates the sigma value of the Gaussian kernel. For asymmetric kernel you may optionally use a fourth parameter, the third and fourth parameters then will be the values of sigma in the horizontal and vertical directions.

The OpenCV's `cvSplit()` function is used for dividing the HSV image into separate H, S and V parts.

Circle detection using Hough transform

The OpenCV's function for circle detection using Hough transform is completely described in [3]:

```
CvSeq* cvHoughCircles(
    CvArr* image,
    void* circle_storage,
    int method,
    double dp,
    double min_dist,
    double param1,
    double param2,
    int min_radius,
    int max_radius
);
```

Reading this description let us know, that `cvHoughCircles()` function calls the `cvCanny()` and `cvSobel()` functions and that some parameters in `cvHoughCircles()` function are corresponding to these automatically called functions. The input image is passed through an edge detection phase therefore these parameters are needed to be optimized to get the best results. We only set the parameters `min_radius` and `max_radius` manually, because we want to detect the marks in the environment regardless on their distances from the mobile robot. If the circular mark is far from the mobile robot it's radius in the captured image is small. If the mark is closer to the robot, its radius becomes greater.

2. The parameters to be optimized

The fig. 1 is showing the described process of circular marks detection (sequence of OpenCV functions) with the parameters which are needed to be optimized.

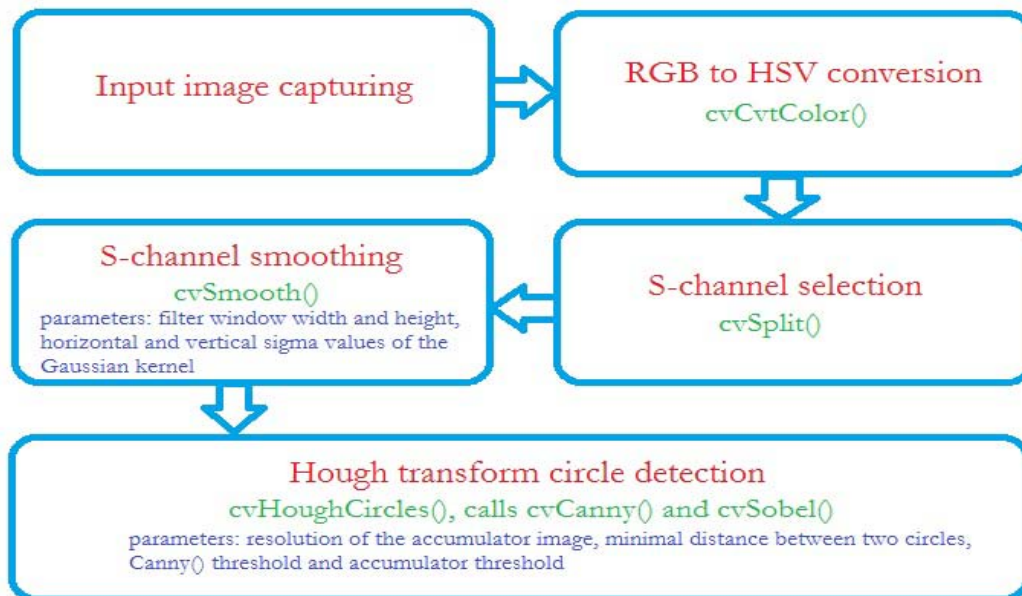


Fig. 1 Circle detection algorithm with parameters to be optimized

3. Genetic algorithms as method for visual system optimization

To optimization of the image processing or to optimization of the object recognition was used genetic algorithms. Genetic algorithms are universal browsing and optimization method, so it can be used with many advantages for an optimization of image processing [5]. Results that are presented in this paper are simple experiments with use of genetic algorithms to optimization assigned to object recognition in obtained image.

This time was optimized with genetic algorithms parameters shown on fig. 1. These parameters have an important role in marks detection in obtained picture. By solving more complex tasks with increasing numbers of parameters is much more time needed to solve these tasks. By solving tasks with increasing number of variables, can the dimension of searched space increase exponential [5].

In the optimization process is a crucial found mark. Searched circle marks can be characterized by the following parameters: color, radius, position of the center circle in the analyzed image. From these parameters can be determined criterion for searching the circle mark in a particular image. In the optimization process were used several variants of images and to each image have been the correct parameters assigned. The following criterion has been determined to investigate the accuracy of the identified circle (this criterion is applied only to one image):

$$f(x, y, r) = (x - x_w)^2 + (y - y_w)^2 + (r - r_w)^2$$

where:

x – is x position of identified circle/ellipse center

y – is y position of identified circle/ellipse center

r – radius of identified circle/ellipse

x_w – center of correct identified circle/ellipse

y_w – center of correct identified circle/ellipse

r_w – center of correct identified circle/ellipse

In the optimization process was used standard configuration of evolution process (order of mutation and crossover operations, the elite selection). Configuration of evolution is shown in fig. 2.

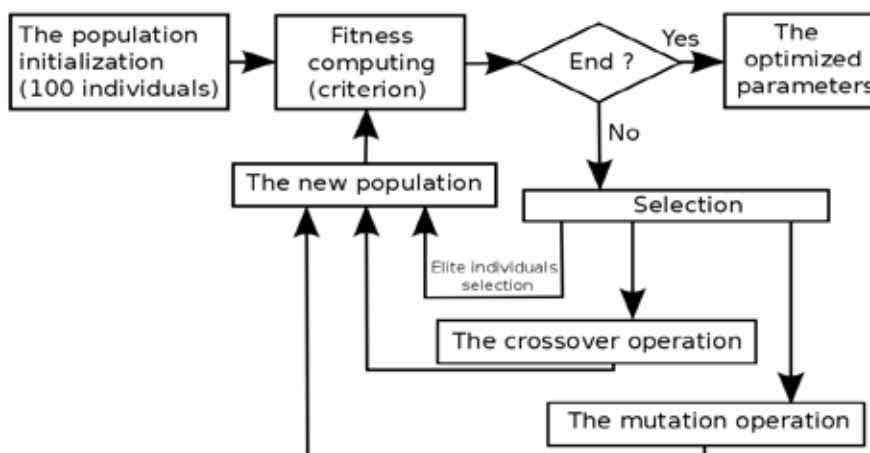


Fig. 2. Used method of genetic algorithms for optimization of image processing



Fig. 3 Used input images for image processing – far from the marks

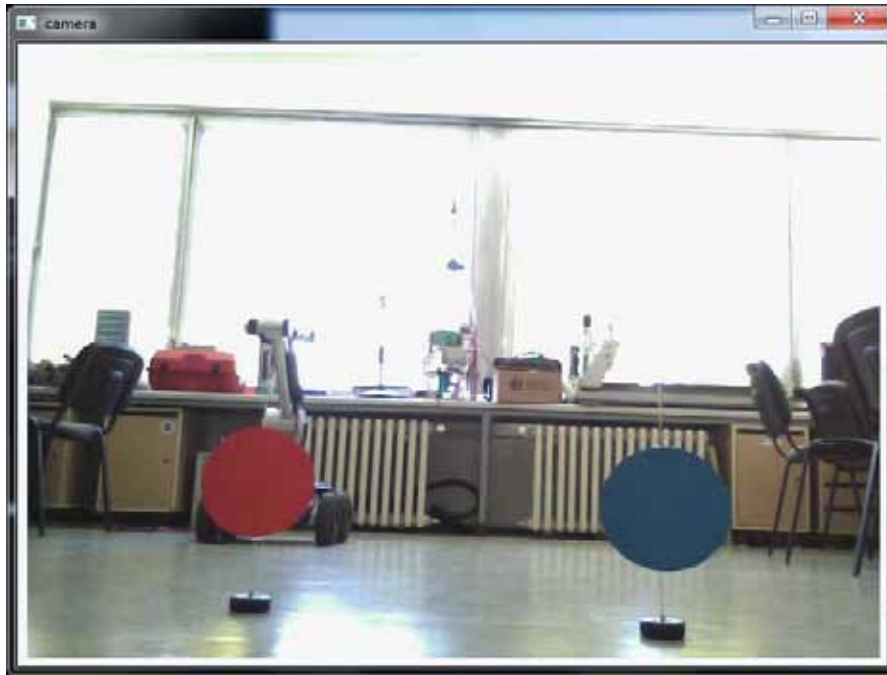


Fig. 4 Used input images for image processing – near the marks

To the experimentation and testing has been used a mobile robot I-Robot. On board this robot, was located a small computer with a USB camera. The actual processing of images was performed on a static machine with higher performance. The following figures document two situations in which the mobile robot sees the marks. In fig. 3 can be seen a situation where the robot is relatively far away from marks, and it can be seen that the dimensions of the two marks are relatively small size compared to the image. In fig. 4 are the marks larger which makes them easily recognizable and significantly facilitates the identification

To the optimization process were included a number of similar images. To each frame were set the correct results on which basis was calculated error or inaccurate

identification. The overall criterion for one set of parameters and several shots was determined as the sum of the results for all test images based on equation (1). If the criterion function approaches zero, it means that all the marks of all the test images were correctly identified.

In fig. 5 is visualized output of identification marks. With the marks were correctly identified the center and radius. These data were then used for mobile robot navigation. With the optimization was achieved higher reliability of the marks identification. In fig. 6 is shown the course of evolution during the development of criterion for each generation. We see that in ten evolution courses, the criterions development reliable approaches zero.

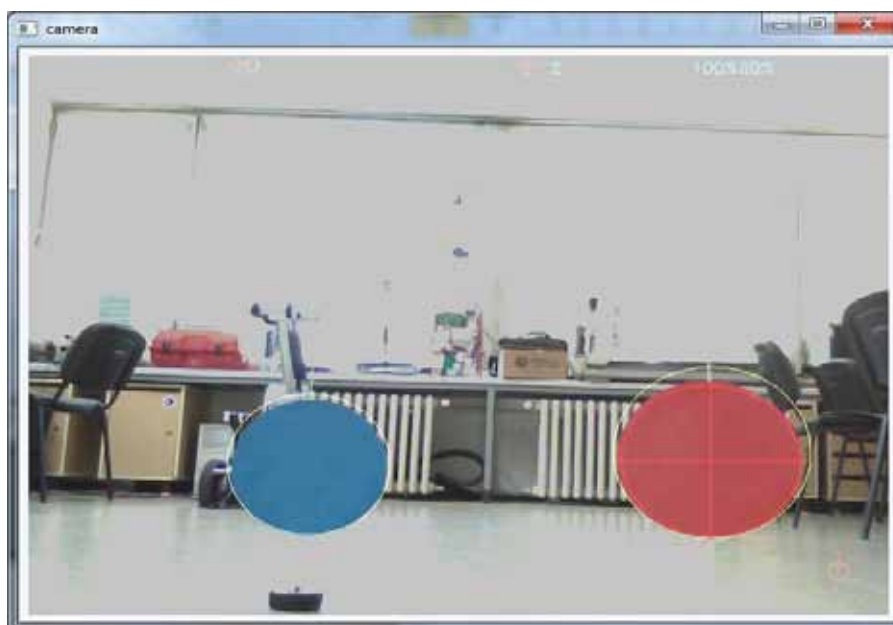


Fig. 5 Output from the image processing after the parameter optimization

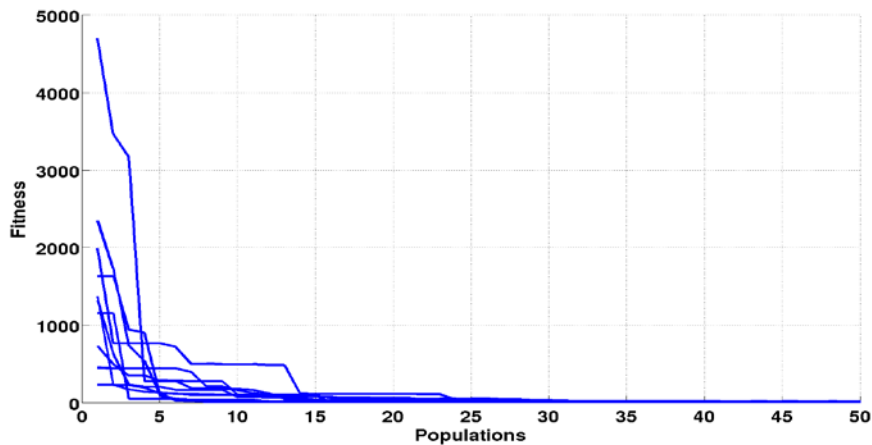


Fig. 6 Evolution of optimization criterion

Despite earlier optimistic results, the experiments can not be considered as completed. The optimization process was performed on static images obtained from a mobile robot, which were not several factors considered - eg. camera vibrations during robot motion, changing light conditions, and the changing aspect of marks. In the future it is necessary to extend the optimization set to several types of images or for video with standard situations, in which the robot can be found.

Conclusion and future work

In conclusion it can be stated, that the method of marks detection with the camera has many advantages, but also many problems, that need to be solved. The experiments showed us, that it is possible to control mobile robot with this method. It is needed to solve many problems, especially camera vibration on board the mobile robot. With considering of changing light conditions, so process control with camera, it is needed to apply in control program adaptation to this changing conditions.

The future plan is to use the results and experiences directly to the video, obtained from a mobile robot. The main problem is the evaluation of individual images, where in each frame of the video is necessary to find the right position of mark, in order to assess the success of each individual in the optimization process using genetic algorithms. Later it can be used the optimization process with genetic programming, where it would be possible to optimize both, the parameters and structure of the image processing (eg, to omit some unnecessary steps, add other features, etc..). With such optimization it can be possible to obtain more different algorithms for different situations occurring in mobile robotics. Further expansion of optimization problem is possible with use of modeling as in [7], [8]. Goal of this paper is to describe possibility of using camera in process sensing, and to sketch options, which this technique of control allows. However, this kind of process control also leads to the new problems, which are needed to solve.

Acknowledgments

This work has been supported by VEGA 1/0690/09 and by project Control of a service robot (Program to support young researchers)

References

- [1] HUBINSKÝ, P., PÁSZTÓ, P.: Application of a Visual System for a Mobile Robot Navigation (OpenCV). *Process Control 2010: 9th International Conference*. Kouty nad Desnou, 7. - 10. 6. 2010. s. 015. 2010
- [2] HUBINSKÝ, P., PÁSZTÓ, P.: Circle Sign Detecting Mobile Robot Navigation. In: *Selected Topics in Modelling and Control*. Vol. 7. - Bratislava : Slovak University of Technology, 2011. - ISBN 978-80-227-3597-1. - S. 95-99
- [3] BRADSKI, G.; KAEHLER, A. 2008. *Learning OpenCV*. Sebastopol: O'Reilly Media, Inc., 2008. 555 p. ISBN: 978-0-596-51613-0.
- [4] HORNBERG, A.: *Handbook of Machine Vision*. Wiley-Vch, Weinheim, 2006. ISBN 3-527-40584-4
- [5] SEKAJ, I.: *Evolučné výpočty a ich využitie v praxi*. Iris, Bratislava, 2005., ISBN 80-89018-87-4
- [6] BOYLE, R., HLAVÁČ, V., ŠONKA, M.: *Image Processing Analysis, and Machine Vision*. PWS Publishing, 1999.
- [7] GMITERKO, A., ŠARGA, P., HRONCOVÁ, D., BOBOVSKÝ, Z.: Possibilities of Using Matlab Simmechanics for Dynamic Analysis of Robots In: *ICMT'11 : International Conference on Military Technologies 2011* : Brno, Czech Republic, 10 to 11 May, 2011. - Brno : University of Defence, 2011 S. 895-900. - ISBN 978-80-7231-787-25
- [8] GMITERKO, A., HRONCOVÁ, D., ŠARGA, P., In: *MMaMS 2011 : Modelling of Mechanical and Mechatronical Systems* : proceedings of the 4th international conference : Herľany, Slovakia, 20. - 22. 9. 2011. - Košice : SĽ TU, 2011 S. 112-118. - ISBN 978-80-553-0731-2

Ing. Peter Pászto

Slovenská technická univerzita v Bratislave
 Fakulta elektrotechniky a informatiky
 Ústav riadenia a priemyselnej informatiky
 Ilkovičova 3
 812 19 Bratislava
 peter.paszto@stuba.sk

- 2001** AT&P journal PLUS 1: Adaptívne a nelineárne riadenie systémov (tlačená verzia)
Adaptive and nonlinear control systems (printed version)
AT&P journal PLUS 2: Robotika, mechatronika, diskrétné výrobné systémy (tlačená verzia)
Robotics, mechatronics, discrete manufacturing systems (printed version)
- 2002** AT&P journal PLUS 3: Robustné systémy riadenia (tlačená verzia)
Robust control systems (printed version)
- 2003** AT&P journal PLUS 4: Samonastavujúce sa systémy v riadení procesov (tlačená verzia)
Selftuning systems in process control (printed version)
- 2004** AT&P journal PLUS 5: Robotické systémy (elektronická – CD verzia)
Robotics systems (electronic – CD version)
- 2005** AT&P journal PLUS 6: Mechatronika (elektronická – CD verzia)
Mechatronics (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 7: Umelá inteligencia v praxi (elektronická – CD verzia)
Artificial intelligence in Practise (electronic – CD version)
- 2006** AT&P journal PLUS 1: Mechatronické systémy (elektronická – CD verzia)
Mechatronic systems (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 2: Inteligentné meracie systémy (elektronická – CD verzia)
Intelligent measurement systems (electronic – CD version)
- 2007** AT&P journal PLUS 1: MAMS'2007 (elektronická – CD verzia)
MAMS'2007 (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 2: Riadenie procesov (elektronická – CD verzia)
Process Control (electronic – CD version)
- 2008** AT&P journal PLUS 1: Mobilné robotické systémy (elektronická – CD verzia)
Mobile robotic systems (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 2: Riadenie v energetike (elektronická – CD verzia)
Control of Power Systems (electronic – CD version)
- 2009** AT&P journal PLUS 1: Inteligentné pohybové systémy (elektronická – CD verzia)
Intelligent motion control systems (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 2: Riadenie procesov (elektronická – CD verzia)
Process control (electronic – CD version)
- 2010** AT&P journal PLUS 1: Systémy automatického riadenia (elektronická – CD verzia)
Systems of automatic control (electronic – CD version)
AT&P journal PLUS 2: Robotika vo vzdelávaní (elektronická – CD verzia)
Robotics in education (electronic – CD version)
- 2011** ATP Journal PLUS 1: Systémy automatického riadenia (elektronická – CD verzia)
Systems of automatic control (electronic – CD version)
ATP Journal PLUS 2: Riadenie procesov (elektronická – CD verzia)
Process Control (electronic – CD version)